

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального 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
Двухступенчатый планетарный редуктор с модифицированным профилем зуба и его виртуальное моделирование

УДК 621.833.6

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4НМ81	Дос Сантос Феррейра Жуниор Флавио		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Крауиньш П.Я.	д.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Кашук Ирина Вадимовна	к.т.н, доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романцов Игорь Иванович	к.т.н.		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Руководитель отделения	Клименов В.А.	Профессор, д.т.н.		

РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ

по основной образовательной программе подготовки магистров по направлению 15.04.05
«Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»,
профиль подготовки «Конструирование технологического оборудования»
ИШНПТ ТПУ, Отделение Материаловедения, руководитель ООП Крауиньш П.Я.

Код Результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
P1	Применять <i>глубокие естественнонаучные и математические знания</i> для создания нового технологического оборудования и машин.	Требования ФГОС ВО (ОПК 1, ПК-2, 3). Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .
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 <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .
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 <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .
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 <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .
P5	Проводить теоретические и модельные <i>исследования</i> в области машиностроительного производства	Требования ФГОС ВО (ОПК 1, ПК-16.). Критерий 5 АИОР (п.1.4), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .
P6	Внедрять и обслуживать современные высокотехнологические линии автоматизированного производства, обеспечивать их <i>высокую эффективность</i> , 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 <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .

<i>Универсальные компетенции</i>		
P7	Использовать <i>глубокие знания</i> для ведения <i>инновационной инженерной деятельности</i> с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС ВО (ОПК -4, ПК-2, ПК-3, ПК-13, ПК-14, ПК-18). Критерий 5 АИОР (п.2.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .
P8	<i>Активно</i> владеть <i>иностранном языком</i> на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты инновационной инженерной деятельности	Требования ФГОС ВО (ОПК-3, ОПК-4, ПК-13, ПК-18). Критерий 5 АИОР (п.2.2), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .
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 следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС ВО (ОПК-1, ПК-18). Критерий 5 АИОР (п. 2.13), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .
P10	Демонстрировать <i>глубокие знания социальных, этических и культурных аспектов</i> , компетентность в вопросах <i>устойчивого развития</i> .	Требования ФГОС ВО (ОК-2). Критерий 5 АИОР (п.2.14), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .
P11	<i>Самостоятельно</i> учиться и непрерывно <i>повышать квалификацию</i> в течение всего периода профессиональной деятельности	Требования ФГОС ВО (ОК-3). Критерий 5 АИОР (п.2.14), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i> .

Министерство образования и науки 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

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель отделения

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

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

Студенту:

Группа	ФИО
4НМ81	Дос Сантос Феррейра Жуниор Флавио

Тема работы:

Двухступенчатый планетарный редуктор с модифицированным профилем зуба и его виртуальное моделирование	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	
Срок сдачи студентом выполненной работы:	24.06.2020г

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ	
<p>Исходные данные к работе</p> <p><i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Разработка компактной конструктивной схемы планетарного редуктора, с максимальным передаточным отношением и имеющего два выходных вала. Провести кинематические и динамические исследования, проанализировать нагрузочную способность профиля зуба и равномерное вращение передачи с использованием виртуальной модели.</p>

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов (аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</p>	<p>Литературно-патентный обзор планетарно-шестеренчатого редукторов, описание вариантов компоновочных схем, исследования зацепления с применяемым профилем зуба и динамики конструкции с построением математических моделей, а также концептуализация типов дисбаланса в роторах.</p>
--	---

<p>Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)</p>	<p>Компоновочные схемы, графики исследований зубчатого зацепления, математические модели, графики переходного процесса.</p>
--	---

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы
(с указанием разделов)

Раздел	Консультант
Расчеты и аналитика	Крауиньш Петр Янович
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Кащук Ирина Вадимовна
Социальная ответственность	Романцов Игорь Иванович
Английский язык	Диденко Анастасия Владимировна

Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:

«Литературно-патентный обзор»

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	1.10.18г
--	----------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Крауиньш П.Я .	д.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата

4НМ81	Дос Сантос Феррейра Жуниор Флавио		
-------	-----------------------------------	--	--

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
4НМ81	Дос Сантос Феррейра Жуниор Флавио

Школа	ИШНПТ	Отделение школы (НОЦ)	ОМ
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	15.04.05

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

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	Стоимость материальных ресурсов и специального оборудования определены в соответствии с рыночными ценами г. Томска. Тарифные ставки исполнителей определены штатным расписанием НИ ТПУ.
2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	Норма амортизационных отчислений на специальное оборудование
3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Отчисления во внебюджетные фонды 30 %

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. <i>Анализ конкурентных технических решений (НТИ)</i>	Потенциальные потребители результатов исследования. Анализ конкурентных технических решений, SWOT-анализ. Оценка готовности проекта к коммерциализации.
2. <i>Формирование плана и графика разработки и внедрения (НТИ)</i>	Определение структуры выполнения НИ. Определение трудоемкости работ. Разработка графика проведения исследования.
3. <i>Составление бюджета инженерного проекта (НТИ)</i>	Расчет бюджетной стоимости НИ по разработке планетарного редуктора
4. <i>Оценка ресурсной, финансовой, бюджетной эффективности (НТИ)</i>	Интегральный финансовый показатель. Интегральный показатель ресурсоэффективности. Интегральный показатель эффективности.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. Сегментирование рынка
2. Оценка конкурентоспособности технических решений
3. Матрица SWOT
4. Диаграмма Ганта
5. График проведения и бюджет НТИ
6. Оценка сравнительной эффективности исследования

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Кащук Ирина Вадимовна	к.т.н, доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4НМ81	Дос Сантос Феррейра Жуниор Флавио		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4НМ81	Дос Сантос Феррейра Жуниор Флавио

Школа	ИШНПТ	Отделение (НОЦ)	ОМ
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение

Тема ВКР:

Двухступенчатый планетарный редуктор с модифицированным профилем зуба и его виртуальное моделирование	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Рабочее место – офисное помещение, стол, стул, ПЭВМ. Объектом исследования является созданию компактной конструктивной схемы планетарного редуктора, с максимально возможным передаточным отношением и имеющего два выходных вала. В рамках магистерской диссертации проведены виртуальные исследования в программном обеспечении.
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:	<ul style="list-style-type: none"> • Организация рабочего места должна удовлетворять требованиям СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 • Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019) • ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования. • ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ Оборудование производственное. Общие эргономические требования. • ГОСТ 12.2.033-78 ССБТ. Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования.
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	<p>1) Анализ выявленных вредных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Отклонение показателей микроклимата • Превышение уровня шума • Недостаточная освещенность рабочей зоны • Электромагнитное излучение • Психофизические факторы: умственное напряжение и перенапряжение, эмоциональные перегрузки, утомление. <p>2) Анализ выявленных опасных факторов: Электрический ток.</p>

	Короткое замыкание Статическое электричество.
3. Экологическая безопасность:	- загрязнение гидросферы применением СОЖ; - Утилизация ТБО, оргоборудования, макулатуры, люминесцентных ламп.
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	- возможными ЧС при разработке и эксплуатации планетарного редуктора является угроза взрыва бомбы, угроза токсического отравления и т.д.; - наиболее типичная ЧС является пожар.

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Романцов Игорь Иванович	к.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4НМ81	Дос Сантос Феррейра Жуниор Флавио		

Реферат

Магистерская диссертация 194 стр., 111 рисунка, 49 таблиц, 45 источников и 9 приложения.

Ключевые слова: планетарный редуктор, двухступенчатый, передаточное отношение (i), нагрузочная способность зубьев, балансировка, плавность хода, путь трения, математическое моделирование, смазка.

Объектом исследования является Двухступенчатый планетарный редуктор с модифицированным профилем зуба и его виртуальное моделирование.

Цель работы – работа посвящена созданию компактной конструктивной схемы планетарного редуктора, с максимально возможным передаточным отношением и имеющего два выходных вала.

Конструкция редуктора была разработана в программном обеспечении SolidWorks 2017. Полученная 3D-модель использовалась для проведения всех других исследований.

В процессе работы был приведен обзор типов и компоновок планетарных редукторов, произведен обзор патентов, даны соответствующие понятия и определения. Теоретических сведений о шестернях и колесах с профилем зуба Новикова, их характеристиках, преимуществах и недостатках, а также информация о балансировке роторов была введена в рабочий процесс. Была определена схема ступеней редуктора и определено его передаточное отношение для разных кинематических схем. Шестерни и колеса были рассчитаны по размерам, профили зубьев были получены с помощью предложенной модификации на основе профиля Новикова, и было проведено исследование для устранения интерференцию в сборке.

Было проведено исследование потерь из-за трения от скольжения и качения в зубчатых парах, а затем был определен КПД редуктора. В работе также представлено исследование по балансировке коробки передач и определению вязкости смазочной жидкости между фланцем двигателя / коробки передач и кронштейн.

Также была изучена нагрузочная способность коробки передач и разработана математическая модель системы (двигатель - кронштейн) и (редуктор - кронштейн). В результате этой работы была предложена новая компактная планетарная коробка передач с двумя скоростными выходами и измененным профилем зуба.

Магистерская диссертация выполнена в текстовом редакторе *Microsoft Word Standard 2019*.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	14
Актуальность работы	15
Цель работы	15
Научная новизна	16
Практическая значимость	16
1. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР	17
1.1 Планетарно-цевочный редуктор	17
1.2 Передача Новикова и эвольвентное зацепление: основные различия	19
1.2.1 Достоинства и недостатки передач с зацеплением Новикова	21
1.3 Принцип балансировки	22
1.3.1 Типы дисбаланса	23
1.4 Патентный обзор	25
1.4.1 Безводильный планетарный редуктор (патент №2169867).....	25
1.4.2 Планетарный циклоидальный редуктор с предварительной ступенью (патент №2506477)	26
1.4.3 Планетарная передача с псевдоцевочным зацеплением (патент №2502904)	28
1.4.4 Планетарная передача (патент №2520887)	29
1.4.5 Двухступенчатая планетарная передача (патент №2402707).....	30
1.4.6 Зубчатая планетарная передача (патент №2520728).....	31
2. РАСЧЁТЫ И АНАЛИТИКА.....	32
2.1 Конструктивная схема	32
2.2 Область применения – “Двухступенчатый планетарный редуктор с двумя выходными валами”	33
2.3 Принцип работы редуктора, представленный в данной работе	34
2.4 Передаточное отношение.....	37
2.4.1 Определение передаточного отношения для выходов 1 и 2	38
2.5 Модифицированный зуб Новикова	41
2.5.1 Изучение предлагаемой модификации профиля зуба.....	43
2.5.2 Первый этап - определение общих размеров ступень редукции	44
2.5.2.1 Первая ступень редуктора.....	44
2.5.2.2 Вторая ступень редуктора	45

2.5.2.3 Второй этап – Интерференционный анализ и устранение конструктивной интерференции	46
2.6 Модификация зуба для устранения интерференции	48
2.7 Проверка равномерного вращения.....	55
2.8 Расчет несущей способности зубьев редуктора	57
2.9 Распределение Пуассона	64
2.10 Расчет несущей способности зубьев редуктора	66
2.11 Расчет потерь на трение планетарного редуктора с двумя коаксиальными выходами скорости.....	70
2.11.1 Скольжение зубьев	70
2.11.2 Качение зубьев	74
2.12 КПД планетарного редуктора с двумя скоростными выходами.....	78
2.13 Математическое моделирование	79
2.13.1 Характеристики дисбаланса редуктора	81
2.13.2 Определение количества неуравновешенной массы	82
2.13.3 Определение коэффициентов жесткости и демпфирования	87
2.13.3.1 Определение коэффициентов жесткости C_1 и C_2	87
2.13.3.2 Расчеты для определения коэффициента C_3 и h_3 , ссылаясь на подшипник эксцентрикового вала	95
2.13.3.3 Определение коэффициентов жесткости C_4	99
2.13.3.4 Определение демпфирующей константы h_1 и h_2	99
2.13.4 Определение двигательного дисбаланса	101
2.13.5 Математическое моделирование - Двигатель x Кронштейн	102
2.13.5.1 Результаты математического моделирования - Двигатель и Кронштейн в Simulink	105
2.13.5.2 Вибродиагностика	107
2.13.5.3 АЧХ системы	108
2.13.6 Определение характеристик смазочного масла.....	109
2.13.6.1 Описание масла	112
2.13.7 Исследование динамического отклика системы без смазки	114
2.13.7.1 Математическое моделирование - Двигатель и кронштейн с демпфированием трения – Кулон	114

2.13.7.2	Результаты математического моделирования для условия с кулоновским трением - Двигатель и Кронштейн в Simulink.....	117
2.13.8	Математическое моделирование - Редуктор и Кронштейн	119
2.13.8.1	Результаты математического моделирования - Редуктор и Кронштейн в Simulink	123
2.13.8.2	Определение собственной частоты редуктора.....	124
2.14	Влияние вибрации редуктора на руки пользователя	124
2.15	Компактность коробки редуктора	127
3.	Финансовый менеджмент ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	129
Введение		
3.1	Потенциальные потребители результатов исследования	130
3.2	Анализ конкурентных технических решений	131
3.3	SWOT – анализ.....	133
3.4	Планирование научно-исследовательских работ	135
3.4.1	Структура работ в рамках научного исследования	135
3.4.2	Определение трудоемкости выполнения работ	136
3.4.3	Бюджет научного исследования	141
3.4.4	Расчет материальных затрат НИИ	141
3.4.5	Расчёт затрат на специальное оборудование для научных работ	142
3.4.6	Расчет амортизации специального оборудования.....	142
3.4.7	Основная заработная плата исполнителей	143
3.4.8	Дополнительная заработная плата	147
3.4.9	Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).....	147
3.4.10	Накладные расходы.....	148
3.4.11	Расчет общей бюджета разработки	148
3.5	Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования.	149
3.6	Ориентировочная стоимость планетарный редуктор с двумя скоростными выходами путем сравнения сходства с аналогом	151
3.7	Заключение	153
4.	Социальная ответственность	155
4.1	Введение.....	155
4.2	Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	155

4.3 Производственная безопасность	157
4.3.1 Анализ выявленных вредных и опасных факторов.....	158
4.3.2 Обоснование мероприятий по снижению воздействию.....	161
4.4 Экологическая безопасность	163
4.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	164
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	166
СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ	169
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	170
Приложение А.....	173
Приложение Б.....	187
Приложение В.....	188
Приложение Г	189
Приложение Д.....	190
Приложение Е.....	191
Приложение Ж.....	192
Приложение З.....	193
Приложение И	194

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время много говорят о промышленности 4.0, ее важности и технологических и промышленных разработках, которые являются плодами этой революции. Машины и оборудование, роботы, автоматизация и искусственный интеллект широко используются в этот новый момент, через который проходит мировая индустрия.

Говоря конкретно о машиностроительной и робототехнической промышленности, растет потребность в точности в этом оборудовании, и даже в разработке новых концепций для оборудования, которые ранее считались практически стандартизированными, примером этого являются редукторы.

Большая часть редукторов, отвечающих этим новым требованиям рынка, разработана с эвольвентным профилем зубьев, что обусловлено простотой изготовления и низкой стоимостью производства. Однако передачи с этой конструктивной характеристикой имеют ограничения для обеспечения высокой кинематической точности и высоких передаточное отношение.

Актуальность работы

А в 1954 году в процессе развития и желания получить новые возможности в зубчатом зацеплении, была создана новая геометрия зуба советским инженером М. Л. Новиковым. Использование модифицированной геометрии зуба, предложенное Новиковым в планетарных редукторах, открывает новые возможности для изучения и разработки новых концепций коробок передач с большей несущей способностью, передаточными числами и большой жесткостью в компактной конструкции.

Конструкция планетарных редукторов с закругленными зубчатыми профилями на основе профиля, предложенного Новиковой, является новым решением в разработке редукторов скорости, технологическая особенность которых заключается в высокой точности поворота. Форма наиболее распространенных сегодня зубьев по выбору дизайнеров - это профиль, основанный на эвольвентной кривой. Однако в данной работе предлагается использовать совершенно новый профиль для этого типа редуктора, такое предложение мотивировано повышением точности, которую может иметь редуктор при применении этого нового профиля, помимо снижения производственных затрат. Рынок линейных приводов, роботизированных манипуляторов и позиционеров требует все более точных движений, совершаемых редукторами скорости. Предлагаемое применение профиля на основе Новикова с закругленными зубьями является новым для

отрасли, а также перспективным с т.к. предполагается, что применение этого типа зубчатого профиля приведет к повышению точности этих машин.

Получение закругленного профиля зуба по сравнению с наиболее распространенным профилем, который является эвольвентным, оказывается проще потому, что больше нет необходимости в модулях для получения формы зуба, поскольку профиль получается с помощью простой окружности.

Зубчатые колеса с закругленным профилем имеют меньший зазор в зацеплении по сравнению с эвольвентными профилями. Таким образом, разработка редуктора, предложенного в этом исследовании, имеет тенденцию к большей точности при его вращении, что позволяет применять его, например, в высокоточных системах обработки.

Цель работы

Работа посвящена созданию компактной конструктивной схемы планетарного редуктора, с максимально возможным передаточным отношением и имеющего два выходных вала.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

1. Провести анализ источников информации с целью определения основных характеристик редуктора;
2. Создать 3D-модель в SolidWorks и объяснить принцип работы коробки передач;
3. Проанализировать различные возможные кинематические схемы и определить коэффициент передачи;
4. Определить габариты колес и шестерней, изменить профиль зубьев и устранить интерференцию;
5. Провести анализ плавности хода зубчатого зацепления.
6. Провести силовой анализ зацепления
7. Провести анализ распределения Пуассона;
8. Рассчитать нагрузочную способность на зубы;
9. Провести расчеты потерь на трение зацепления
10. Определить КПД редуктора ;
11. Провести исследование характеристик дисбаланса редуктора и его коррекцию.
12. Определить коэффициенты жесткости и демпфирования сборки.
13. Создать математическую модель двигателя и кронштейна.
14. Определить кинематическую вязкость смазки, наносимой на сборку.

15. Создать математическую модель двигателя и кронштейна - кулоновское трение.
16. Создать математическую модель редуктора и кронштейна.
17. Провести анализ безопасности воздействия на пользователя при контакте с вибрацией корпуса редуктора
18. Проанализировать возможность уменьшения габаритов редуктора
19. Сделать выводы о достижении поставленной цели.

Научная новизна

Результаты патентного исследования не показали редуктор, подобный тому, который был разработан в этой работе, с двумя выходами коаксиальной скорости и с различными передаточными числами, а также его способностью получать высокие передаточные числа и коэффициенты нагрузки в зубчатых парах, это в маленькая коробка делает эту новую коробку передач научной новинкой в отрасли передачи, открывая новые возможности для промышленного применения и разработки нового оборудования

Практическая значимость

В связи с тем, что редуктор является объектом теоретического исследования, файлы проектирования, разработанные в SolidWorks, можно использовать для создания прототипа, чтобы проверить, отражены ли результаты анализов, представленных в этой работе, в реальном оборудовании. После проверки его реальных характеристик, оборудование может быть запатентовано и предложено в качестве технологического решения для рынка прецизионных коробок передач.

1. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР

1.1 Планетарно-цевочный редуктор

Главными компонентами планетарно-цевочной передачи являются быстроходный вал с эксцентриками, внутренний фланцевый тихоходный вал, циклоидальные диски и корпус редуктора, показан на рисунке 1. Данная передача имеет множество контактных точек, обеспечивающих одновременное распределение рабочей нагрузки примерно на половину всех зубьев, поэтому она может выдерживать мгновенную пиковую ударную нагрузку, которая в 5 раз превышает расчётный крутящий момент.

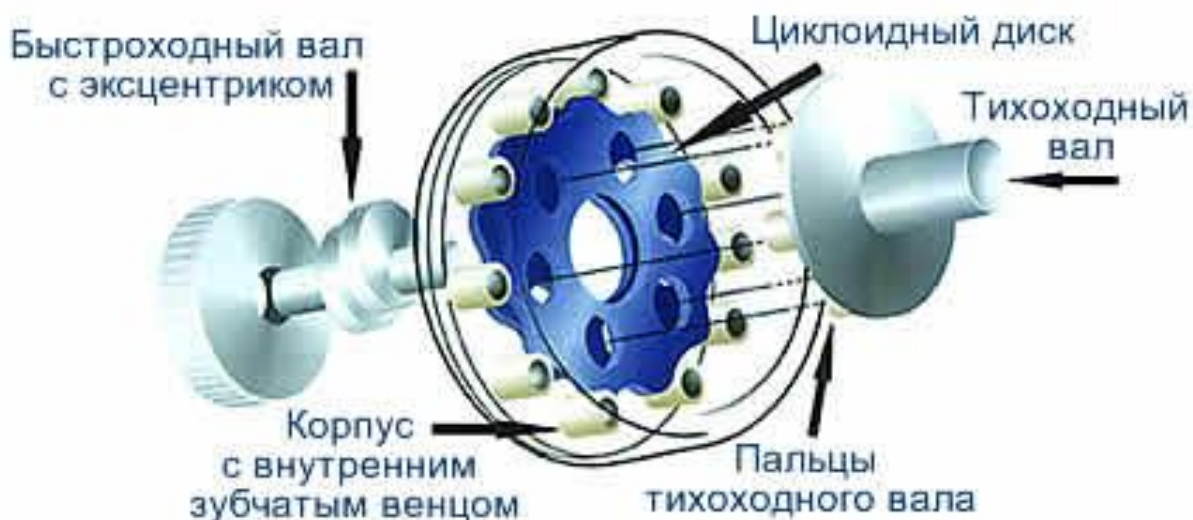


Рисунок 1 - Планетарно-цевочный редуктор.

Работа редуктора основывается на оригинально простом принципе. Вращающийся эксцентрик прокатывает циклоидальные диски по внутренней периферии стационарного зубчатого венца. Результирующее действие оказывается подобным действию перекачивания диска по внутреннему зубчатому венцу. Циклоидальный диск движется по часовой стрелке в корпусе зубчатого венца и при этом медленно вращается вокруг своей оси против часовой стрелки. В этой системе циклоидальный профиль диска постепенно входит в зацепление с роликами неподвижного внутреннего зубчатого венца, чтобы произвести обратное вращение на малой скорости. За каждый полный оборот быстроходного вала циклоидальный диск поворачивается на один шаг циклоидального зубчатого зацепления в противоположном направлении.

Обычно на диске имеется на один циклоидальный зуб меньше, чем роликов в неподвижном корпусе зубчатого венца, что определяет передаточное отношение редуктора, численно равное количеству циклоидальных зубьев на диске. Замедленное

вращение циклоидальных дисков передаётся на тихоходный вал редуктора с помощью приводных пальцев, которые входят в зацепление с отверстиями, расположенными симметрично вокруг оси каждого диска. Система из двух циклоидальных дисков, используемая совместно со сдвоенным эксцентриковым кулачком, увеличивает способность редуктора выдерживать перегрузки, обеспечивает исключительно плавную передачу вращения и отсутствие вибрации. Низкие потери на трение и распределённый силовой поток обеспечивают высокую износостойчивость, надёжность и прочность конструкции этих редукторов [1].

Цевочный редуктор надежен благодаря такому ключевому фактору, как коэффициент перекрытия передачи, который составляет 66%. На практике это означает что в одновременном контакте в любой момент времени находятся 66% зубьев циклоидных дисков, и, хотя, зубья циклоидных дисков правильнее называть цевками, в обиходе можно использовать оба термина. Именно данный факт позволяет нам давать двухлетнюю гарантию на все редукторы при высочайших ударных перегрузках, которые могут составлять до 500% от номинального крутящего момента, на который выбирается редуктор. Любой другой вид передачи имеет коэффициент перекрытия в десятки раз меньше, поэтому все производители общепотребимых наиболее известных передач дают перегрузочную способность не выше 200% от номинального крутящего момента.

Передаточное отношение цевочного редуктора в общем случае рассчитывается как количество цевок на одном циклоидном диске за вычетом 1. Фактически это означает, что при 1 обороте эксцентрика циклоидный диск делает переход на одну цевку. Таким образом циклоидный диск совершает полный оборот вокруг своей оси при количестве оборотов входного вала редуктора (то есть эксцентрика) на количество цевок на диске за вычетом 1. Для потребителя это означает высокие передаточные отношения в 1 ступени редуктора - до 119. Любой известный вид передачи в этом случае будет реализовывать такое передаточное отношение в нескольких ступенях, что неизбежно скажется на росте габаритов и конструктивном усложнении редуктора.

Основные преимущества:

- малые габариты и низкая относительная масса;
- широкий диапазон передаточных отношений одной ступени;
- высокий коэффициент полезного действия (до 92%);

- высокие надёжность и долговечность (до 15 лет работы в одну смену с постоянной нагрузкой);
- высокая устойчивость к перегрузкам (до 500%);
- малая инерционность и низкий уровень шума (до 70 дБА);
- возможность установки как в горизонтальном, так и в вертикальном положении, выходным валом вверх или вниз;
- минимальное обслуживание в эксплуатации [2].

Основные недостатки:

- повышенные требования к точности изготовления и монтажа (для обеспечения сборки планетарных передач необходимо соблюдать условие соосности (совпадение геометрических центров колёс);
- условие сборки (сумма зубьев центральных колёс кратна числу сателлитов) и соседства (вершины зубьев сателлитов не соприкасаются друг с другом);
- резкое снижение КПД передачи с увеличением передаточного отношения.

В отличие от планетарно-цевочный редуктор, двухступенчатый планетарный редуктор с двумя скоростными выходами не работает при использовании циклоидального диска. Для редуктора, разработанного в этой работе, циклоидальный диск заменяется зубчатым колесом с измененным профилем зуба, основанным на профиле зуба Новикова. Поэтому некоторая информация о трансмиссиях с профилем зуба Новикова представлена для лучшего понимания.

1.2 Передача Новикова и эвольвентное зацепление: основные различия

Основной недостаток зубчатых передач с эвольвентным профилем (цилиндрических, конических, планетарных, волновых) – высокие контактные напряжения в зубьях. Они велики потому, что контактируют два зуба с выпуклыми профилями. При этом площадка контакта очень мала, а контактные напряжения соответственно высоки. Это обстоятельство сильно ограничивает "несущую способность" передач, т.е. не позволяет передавать большие вращающие моменты.

В 1954 г. М.Л. Новиков разработал зубчатые колеса, в которых выпуклые зубья зубчатого колеса совмещены с вогнутыми зубьями зубчатых колес, его целью было решение проблем проектов тяжелой техники с медленным движением, таких как тракторы и цистерны.

В зацеплении М.Л. Новикова рабочие профили зубьев очерчены дугами окружностей (на рисунке 2, 3). По сравнению с эвольвентными передачами зацепления Новикова могут при одних и тех же габаритных размерах передавать в 1,5-2 раза большую мощность. Ввиду сложности изготовления и монтажа передачи с зацеплением Новикова пока нашли применение только в специальном машиностроении.

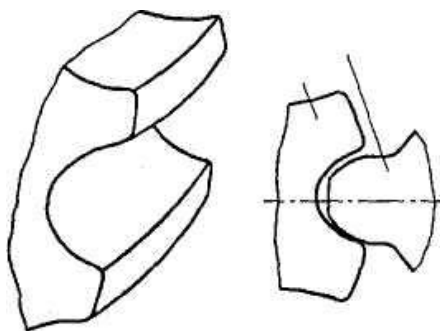


Рисунок 2 - Колесо с зацеплением М. Л. Новикова.

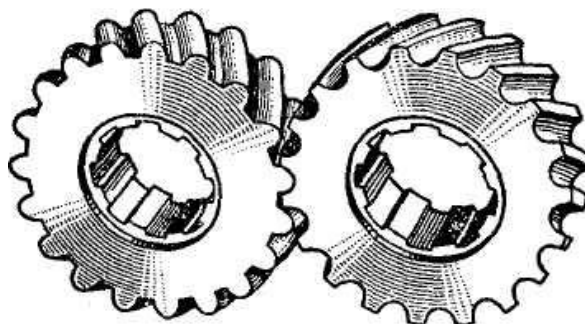


Рисунок 3 - Кинематика зацепления зубчатых колес.

Обычно профиль зубьев шестерни делается выпуклым, а профиль зубьев колес вогнутым или наоборот (на рисунке 4, а, б), но могут быть передачи и с профилем зубьев шестерни и колеса, показанным на рис.4, в. Выпуклый и вогнутый профили (обычно круговые) имеют близкие по абсолютной величине радиусы кривизны. За счёт этого получается большая площадка контакта, контактные напряжения уменьшаются и появляется возможность передавать примерно в 1,4-1,8 раза большие вращающие моменты.



Рисунок 4 - Шестерни М. Л. Новикова.

В зацеплении Новикова контакт зубьев теоретически осуществляется в точке, в эвольвентном зацеплении соприкосновение зубьев происходит по линии. Однако при одинаковых габаритных размерах передачи соприкосновение зубьев в зацеплении Новикова значительно лучше, чем соприкосновение в эвольвентном зацеплении.

К сожалению, при этом приходится пожертвовать основным достоинством эвольвентных зацеплений – качением профилей зубьев друг по другу и соответственно получить высокое трение в зубьях. Однако для тихоходных машин это не так важно.

Рабочие боковые поверхности зубьев представляют собой круговинтовые поверхности, поэтому передачи можно называть круговинтовыми. В дальнейшем был разработан вариант передачи с двумя линиями зацепления.

В ней зубья каждого колеса имеют вогнутые ножки и выпуклые головки. Передачи с двумя линиями зацепления обладают большей несущей способностью, менее чувствительны к смещению осей, работают с меньшим шумом и более технологичны. Эти передачи успешно применяются при малых числах зубьев ($Z_1 < 10$) и дают достаточную жёсткость шестерён при их большой относительной ширине.

Зацепления Новикова в редукторах применяют вместо перехода на колёса с твёрдыми поверхностями. Передачи бывают однопарные, применяемые в редукторах общего назначения и многопарные, получаемые за счёт увеличения осевого размера и применяемые в прокатных станах, редукторах турбин и т.п.

1.2.1 Достоинства и недостатки передач с зацеплением Новикова

Преимущества являются:

- Высокая нагрузочная способность является основным достоинством передач с зацеплением Новикова. При твердости рабочих поверхностей до HB 350 можно принимать допускаемую нагрузку примерно в 2,5 раза больше допускаемой нагрузки для эвольвентных прямозубых передач тех же основных размеров, выполненных из тех же материалов, с той же термической обработкой (сравнение допускаемых нагрузок произведено при коэффициенте нагрузки $K=1$);
- Передачи с зацеплением Новикова допускают большее передаточное число, а вследствие хорошо удерживающейся масляной пленки между соприкасающимися зубьями уменьшается изнашивание зубьев, повышается КПД передачи;
- Потери на трение в зацеплении Новикова примерно в 2 раза меньше, чем потери в эвольвентном зацеплении и шум во время их работы значительно ниже.

Недостатками являются:

- большая (чем в эвольвентных зацеплениях) чувствительность к изменению межосевого расстояния;
- с увеличением нагрузки в зацеплении возрастает осевая составляющая, что, в свою очередь, усложняет конструкцию применяемых подшипниковых узлов;
- при ухудшении контакта (например, в случае перекоса валов и изменения межосевого расстояния) вся нагрузка, действующая на зубья, может сосредоточиться на небольшом участке длины зубьев, в результате чего зубья могут оказаться сильно перегруженными;
- необходимость иметь две специальные фрезы для нарезания зубьев (для шестерни и колеса) [3].

Поскольку одним из компонентов планетарного редуктора с двумя выходами скорости и измененным профилем зуба является эксцентриковый вал, следовательно, в коробке передач будут возникать несбалансированные массы, которые необходимо сбалансировать. Ниже приведены некоторые основные понятия о балансировке.

1.3 Принцип балансировки

Дисбаланс можно определить как асимметричное распределение массы в роторе. Дисбаланс будет создавать центробежные силы, которые будут передаваться на подшипники оборудования. После передачи эти силы могут привести к повреждению компонентов, сокращая срок их службы.

На рисунке 5 показана горизонтальная ось вращения с осевой симметрией, за исключением точки массы (m), расположенной на расстоянии (e) от оси вращения.

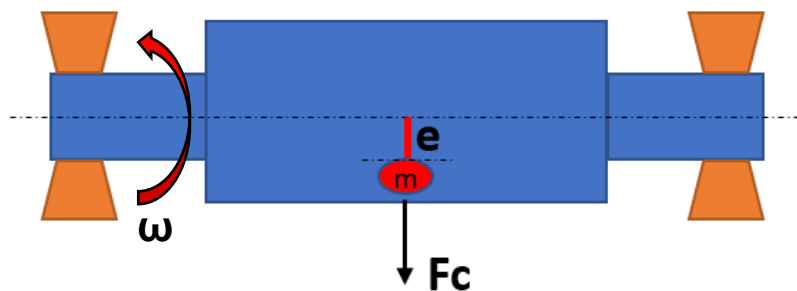


Рисунок 5 - Ротор со статическим дисбалансом.

Ротор, показанный на рисунке 5, вращается со скоростью (ω), его вращение, связанное с неуравновешенной массой, генерирует центробежную силу (F_c).

Сила F_c получается по следующему уравнению:

$$F_c = m * e * \omega^2 \quad (1)$$

где m – несбалансированная масса, кг;
 e – положение эксцентриситета, м;
 ω – частота вращения, рад/с.

Чтобы сбалансировать систему, мы должны устранить массу (m) или добавить другую радиально противоположную массу (m'), чтобы компенсировать радиальную силу, то есть:

$$m * e = D = m' * e' \quad (2)$$

где D – дисбаланс, кг*м.

1.3.1 Типы дисбаланса

Типы дисбаланса в роторах могут быть определены путем анализа векторов сил подшипников оборудования.

Статическая неуравновешенность ротора

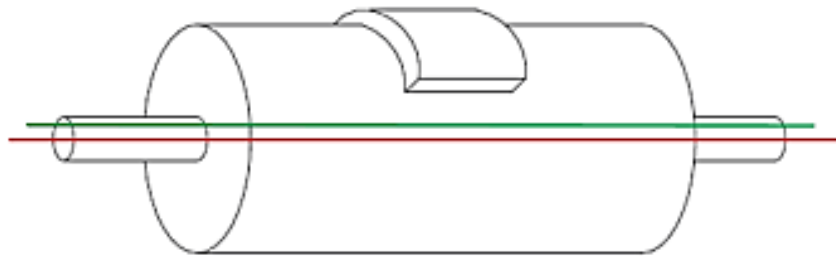


Рисунок 6 – Типичная статическая неуравновешенность ротора.

На рисунке 6 красная ось представляет ось, вокруг которой вращается машина, а зеленая ось - главная ось инерции. Видно, что две оси параллельны. Этот параметр представляет статический дисбаланс или дисбаланс в 1 плоскости. Силы реакции F_1 и F_2 в подшипниках равны, параллельны и направлены в одном направлении, как показано на рисунке 7.

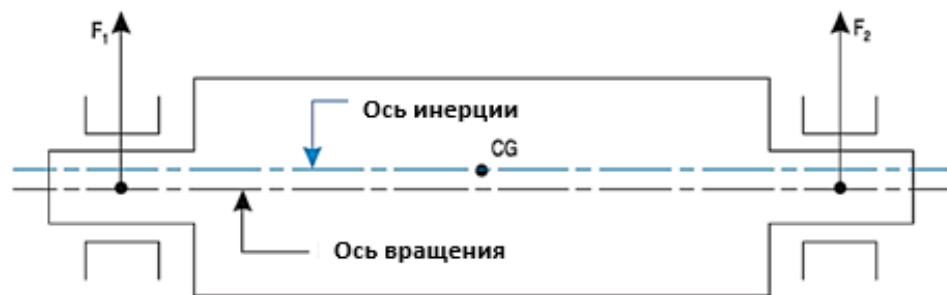


Рисунок 7 - Схема типичной статической неуравновешенность ротора.

Этот тип дисбаланса широко встречается в зубчатых передачах, монтируемых на одном валу, а также в роторах в форме круглых дисков, таких как вентилятор или маховик.

Моментная неуравновешенность

Когда главная ось инерции (зеленая линия) не параллельна оси вращения (красная линия), но главная ось инерции пересекается с центром тяжести ротора, можно сказать, что ротор имеет моментная неуравновешенность, который можно увидеть на рисунке 8.

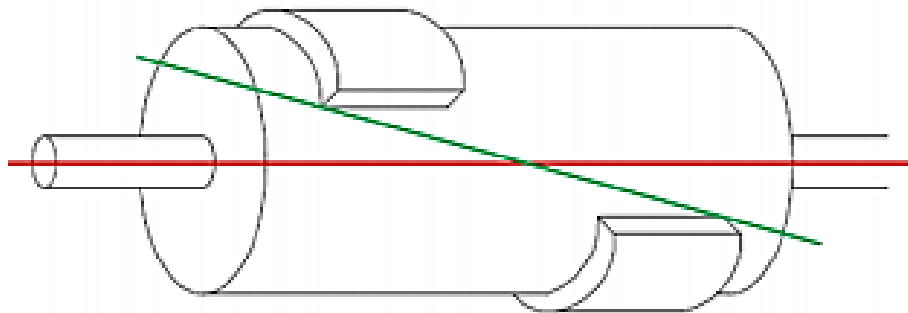


Рисунок 8 – Типичная моментная неуравновешенность.

При сопряженном дисбалансе силы реакции в подшипниках также параллельны и равны по величине. Однако они находятся в противоположных направлениях, как видно на рисунке 9.

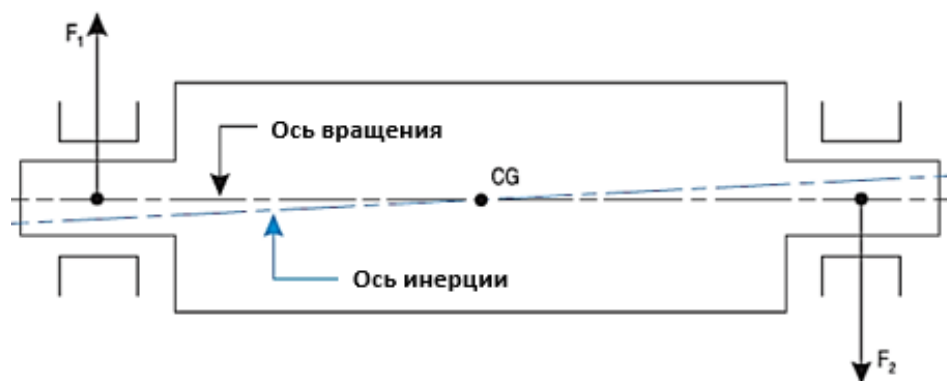


Рисунок 9 - Моментная неуравновешенность: сила реакции подшипника.

Динамическая неуравновешенность

Конфигурация, в которой главная ось инерции и ось вращения не параллельны или не пересекаются в центре тяжести ротора, называется динамической неуравновешенности или двухплоскостным дисбалансом и представлена на рисунке 10. Этот тип дисбаланса является комбинацией двух предыдущие.

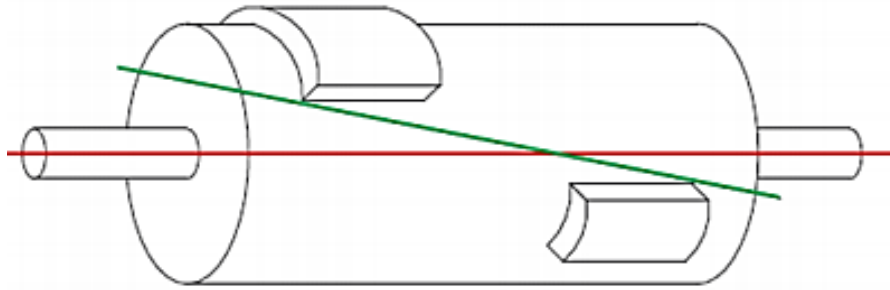


Рисунок 10 – Типичная динамическая неуравновешенность.

Как видно на рисунке 11, при этом типе дисбаланса силы реакции в подшипниках имеют разные величины и направления.

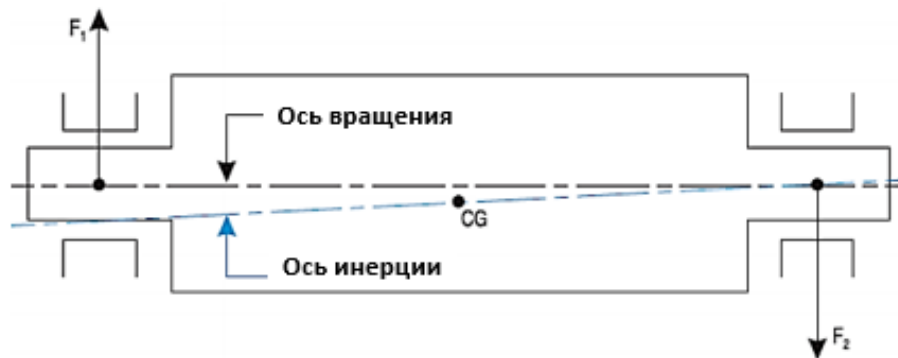


Рисунок 11 - Динамическая неуравновешенность: сила реакции подшипника

Динамическая неуравновешенность часто наблюдается на удлиненных роторах твердого тела по всей их длине [4].

1.4 Патентный обзор

Чтобы получить признание рынка для нового устройства, необходимо определить требования и тенденции рынка, оценивая то, что разработали конкуренты. Патентные исследования играют большую роль в обеспечении высокой конкурентоспособности в машиностроительном секторе. Этот обзор патентов также необходим, чтобы помочь конструктору в принятии решений в процессе создания, разработки и продажи продукта.

1.4.1 Безводильный планетарный редуктор (патент №2169867)

Предлагаемая передача содержит расположенные в двух параллельных плоскостях подвижную 1 и неподвижную 2 коронные шестерни с различным количеством зубьев Z_1 и Z_2 , откорректированных до одинаковых начальных окружностей D и входящие в зацепление с соответствующими венцами сателлитных блоков 3, которые контактируют с плавающими опорным 4 и кольцами, установленным и с приводной

упругим двухвенцовою Z0 солнечной шестерней 6, взаимодействующей с крайними венцами сателлитных блоков 3, содержащими по Z3 зубьев.

Все венцы сателлитных блоков 3 снабжены внутренними шлицами и установлены на сопряженных шлицевых осях 7, содержащих Z наружных концентрично шлицов, в которых выполнены кольцевые проточки до основания шлицов в местах контактирования опорного 4 и упругого 5 колец (проточки на чертеже не показаны). Осевое смещение шлицевых осей 7 блокируется торцевыми крышками 8, 9 коронных шестерен 1 и 2, снабженных крепежными отверстиями 10, болтами 1. Для облегчения вращения наиболее ответственных деталей планетарной передачи в ней могут быть установлены подшипники качения 12, два из которых размещены на приводном валу солнечной шестерни 6и контактируют с ее венцами через дистанционные шайбы 13 (рисунок 12) [5].

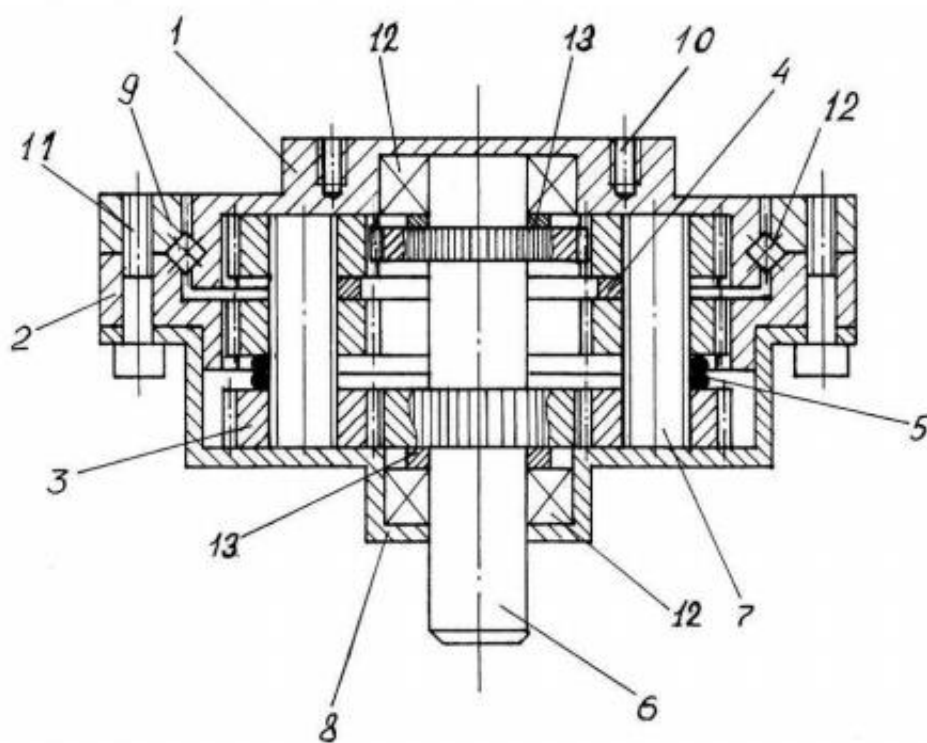


Рисунок 12 – Схема планетарного безводильного редуктора.

1.4.2 Планетарный циклоидальный редуктор с предварительной ступенью (патент №2506477)

Изобретение относится к зубчатым планетарным передачам с центральной осью передачи, лежащей внутри основной окружности планетарного колеса, рисунок 13. Планетарный циклоидальный редуктор содержит быстроходный вал (2), колесо

внутреннего зацепления, венец которого образован роликами (17), циклоидальную ступень с циклоидальным диском (9), имеющим на внешней поверхности циклоидальные зубья (10) для зацепления с роликами (17). Вращение диска (9) вокруг собственной оси передается к быстроходному валу редуктора с помощью пальцев с роликами (13), обкатывающими отверстия (14) в циклоидальном диске.

На внутренней поверхности циклоидального диска выполнено колесо (8) внутреннего зацепления. Предварительная планетарная ступень расположена в плоскости циклоидального диска и внутри него. Предварительная ступень содержит входную шестерню (4), связанную с быстроходным валом (2), и посаженные на свободное водило (5) три сателлита. Один сателлит (6) находится в одновременном зацеплении с входной шестерней (4) и колесом внутреннего зацепления (8) и выполнен размером, обеспечивающим эксцентричную посадку этого диска относительно оси редуктора.

Другие сателлиты (16) имеют меньшие размеры и находятся в зацеплении только с колесом (8) внутреннего зацепления. Изобретение направлено на повышение передаточного отношения при сохранении габаритных размеров редуктора и на снижение консольных нагрузок редуктора [6].

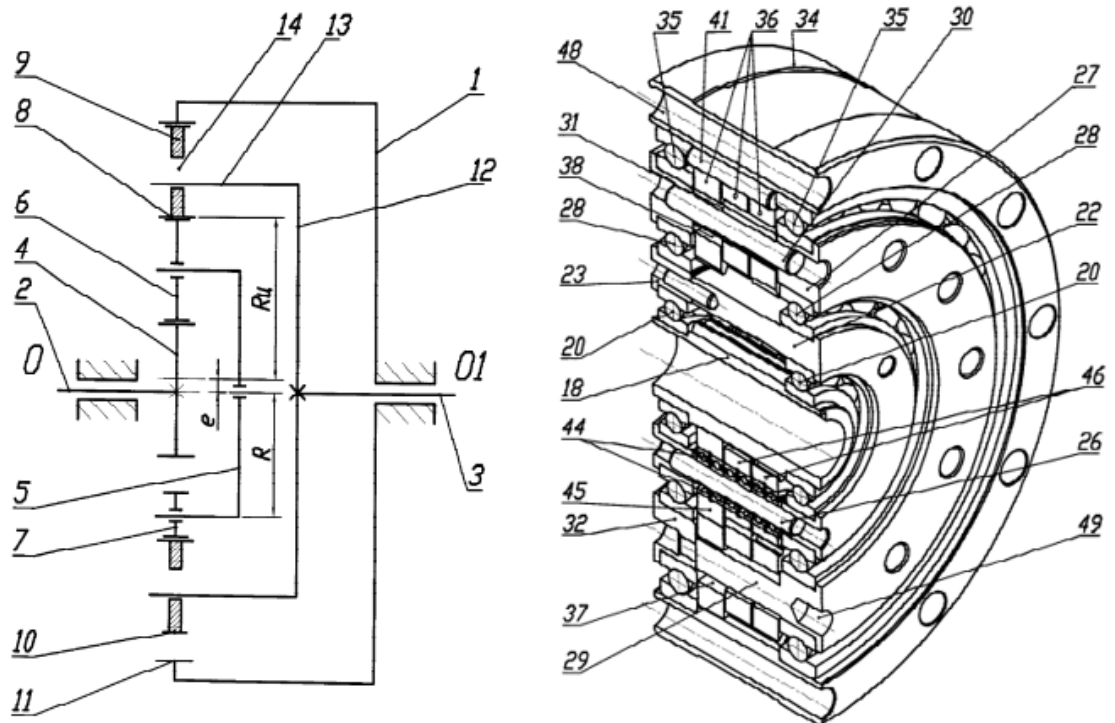


Рисунок 13 – Схема планетарного циклоидального редуктора с предварительной ступенью.

1.4.3 Планетарная передача с псевдоцевочным зацеплением (патент №2502904)

Изобретение относится к механическим передачам и предназначено для передачи вращательного движения и энергии от входного к выходному звену с широким диапазоном передаточных отношении и может найти применение в самых различных отраслях техники и промышленности, рисунок 14. Планетарная передача содержит неподвижное солнечное колесо (1), водило-эксцентричный вал (2) с двумя эксцентриками, повернутыми друг относительно друга на 180° , два сателлита (3), установленных с опорными подшипниками (4) на водило-эксцентричном валу (2), механизм параллельных кривошипов, включающий два фланца (5), связанных между собой с помощью перемычек (6) и пальцев (7), проходящих через сквозные отверстия на сателлитах (3). Фланцы (5) установлены на солнечном колесе (1) в опорных подшипниках (8). Опорные подшипники (9) водилоэксцентричного вала (2) размещены в расточках фланцев (5). Активными участками профилей зубьев сателлитов (3) являются дуги окружностей, центры которых для разных сторон зубьев в общем случае не совпадают. Сопряженными профилями зубьев солнечного колеса (1) являются эквидистанты удлинненных гипоциклоид. Изобретение позволяет упростить конструкцию планетарной передачи, улучшить условия теплоотвода от поверхностей зубьев, повысить контактную прочность [7].

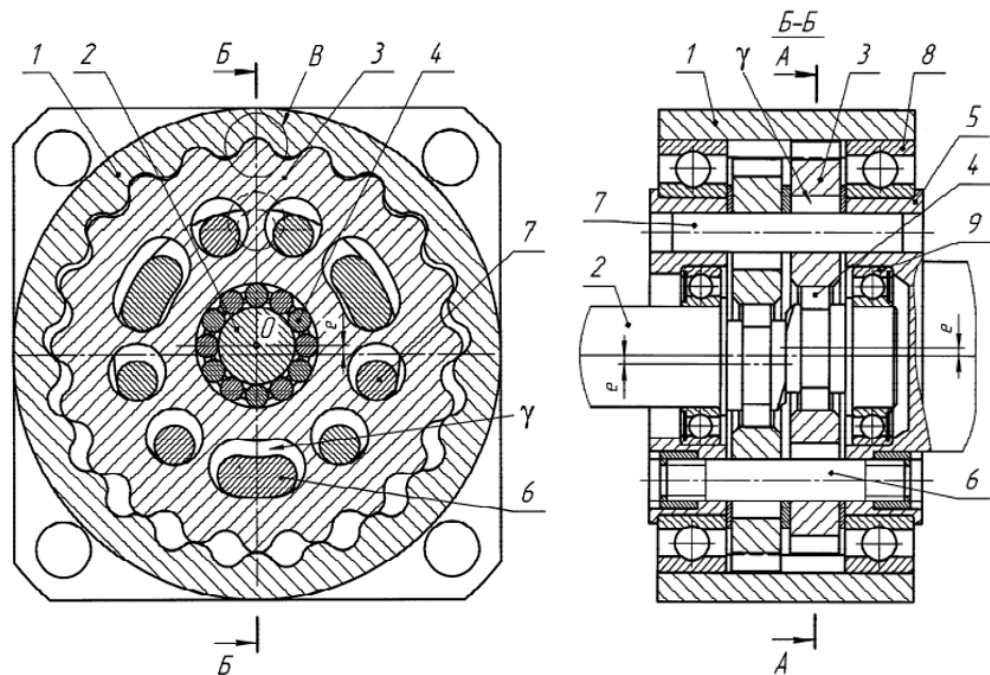


Рисунок 14 – Схема планетарной передачи с псевдоцевочным зацеплением.

1.4.4 Планетарная передача (патент №2520887)

Изобретение относится к машиностроению, в частности к высокоскоростным малонагруженным приводам, рисунок 15. Передача содержит ведущее эксцентриковое водило (1), два сателлита (2) с внешними зубьями, неподвижное центральное колесо (3) с внутренними зубьями, ведомый вал (4) и механизм снятия движения с сателлитов, состоящий из двух безопорных дисков (6) с отверстиями, в которых установлены с натягом резиновые втулки (7, 8), пальцев (5) ведомого вала и пальцев (9) сателлитов. Одна половина резиновых втулок (7) посажена с натягом на пальцы сателлитов (9), вторая (8) - на пальцы (5) ведомого вала (4). Радиальное смещение каждого сателлита (2) на величину межосевого расстояния передачи обеспечивается суммированием деформации резиновых втулок (7), посаженных на пальцы (9) сателлитов, и радиальным перемещением безопорных дисков (6) за счет деформации резиновых втулок (8), посаженных на пальцы (5) ведомого вала. Установленные в отверстиях безопорных дисков (6) и на пальцах (9, 5) резиновые втулки (7, 8) в процессе передачи сил и движения демпфируют ударные нагрузки, снижая уровень шума [8].

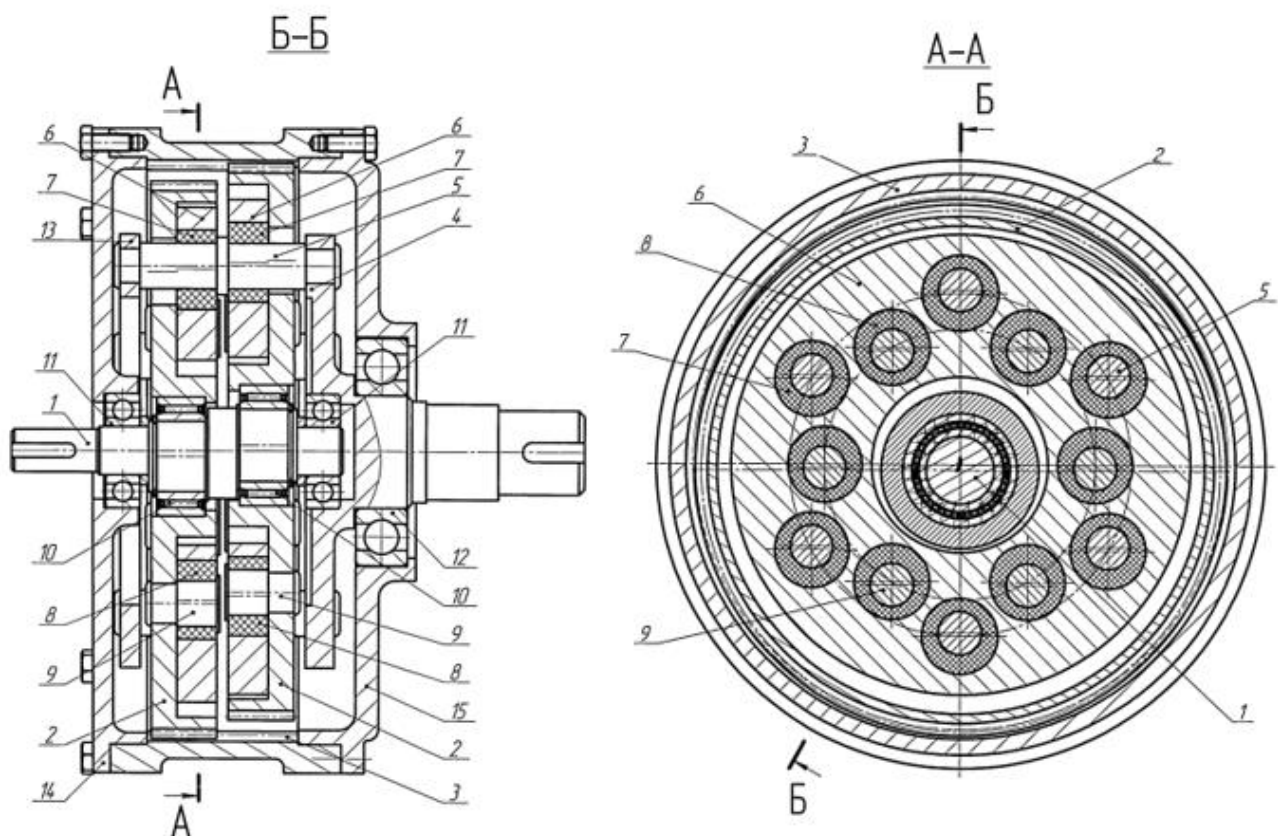


Рисунок 15 – Схема планетарной передачи.

1.4.5 Двухступенчатая планетарная передача (патент №2402707)

Изобретение относится к областям машиностроения и приборостроения и может быть использовано при построении трансмиссий и зубчатых планетарных и дифференциальных передач. Двухступенчатая планетарная передача содержит корпус (1), входной вал (4) с малыми центральными колесами (2, 3), подвижное (13) и неподвижное (12) большие центральные колеса, по меньшей мере одну пару однозубцовых сателлитов (8, 9), установленных на общей оси (11) водила (7). Суммы чисел зубьев центральных колес в обеих ступенях назначаются равными между собой. Числа зубьев центральных колес и сателлитов тихоходной планетарной ступени выбираются из параметрических рядов так, что половина их разности равна числу зубьев сателлитов этой ступени. Приведен подбор чисел зубьев центральных колес и сателлитов быстроходной планетарной ступени. Приведена формула для расчета общего передаточного числа передачи. Изобретение обеспечивает отсутствие конструктивных избыточных связей при одновременном расширении диапазонов изменения выходных параметров по скорости и моменту, малую инерционность, высокую жесткость и точность кинематических связей, нечувствительность передачи к неточностям изготовления, монтажа и деформациям звеньев при работе [9].

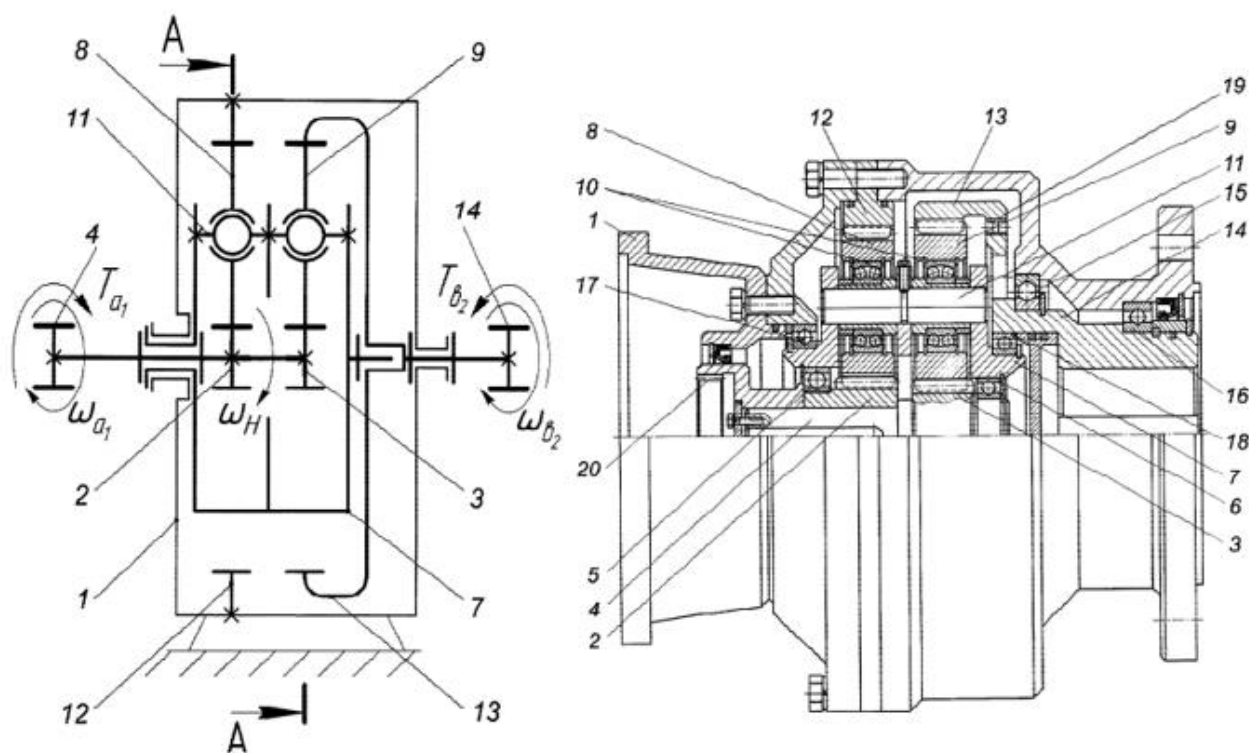


Рисунок 16 – Схема планетарной передачи.

1.4.6 Зубчатая планетарная передача (патент №2520728)

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано во всех отраслях народного хозяйства, рисунок 17. Зубчатая планетарная передача содержит эксцентриковое водило (1), сателлит (2) с отверстиями, неподвижное центральное колесо (3), щеку (4), жестко связанную с тихоходным валом (5), пальцы (6), запрессованные в отверстия щеки (4). На каждый палец посажены два стальных кольца (7), пластмассовая втулка (8) и установленная на них стальная втулка (9). Стальные кольца (7) посажены на палец (6) с зазором. Внешний диаметр стальной втулки (9) меньше диаметра отверстия сателлита (2) на удвоенную величину межосевого расстояния передачи. Изобретение позволяет снизить уровень шума [10].

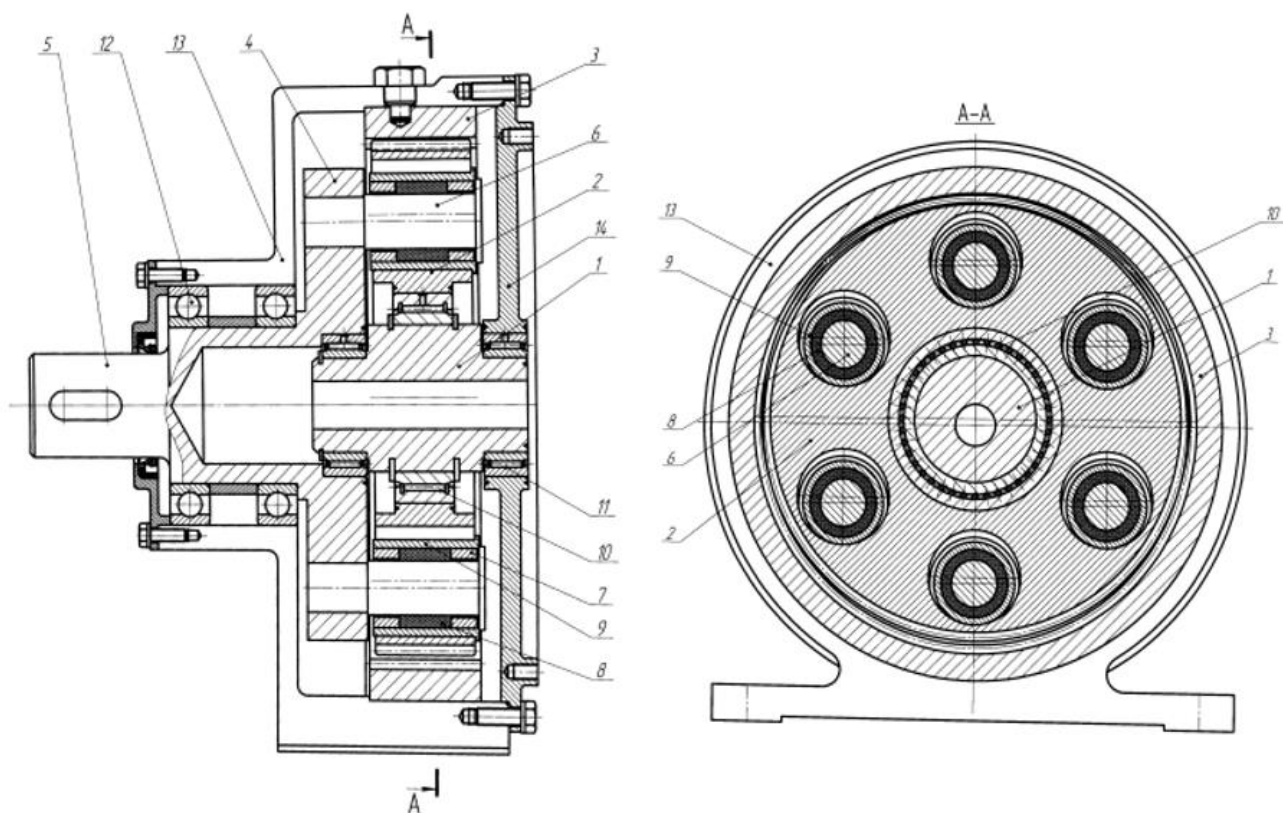


Рисунок 17 – Зубчатой планетарной передачи

2. Расчёты и аналитика

2.1 Конструктивная схема

Объектом исследования является планетарный редуктор с двумя ступенями и двумя коаксиальными выходами скорости с различными передаточное отношение. Кроме того, будет также изучена его сборка с двигателем и кронштейн, , показан на рисунке 18.

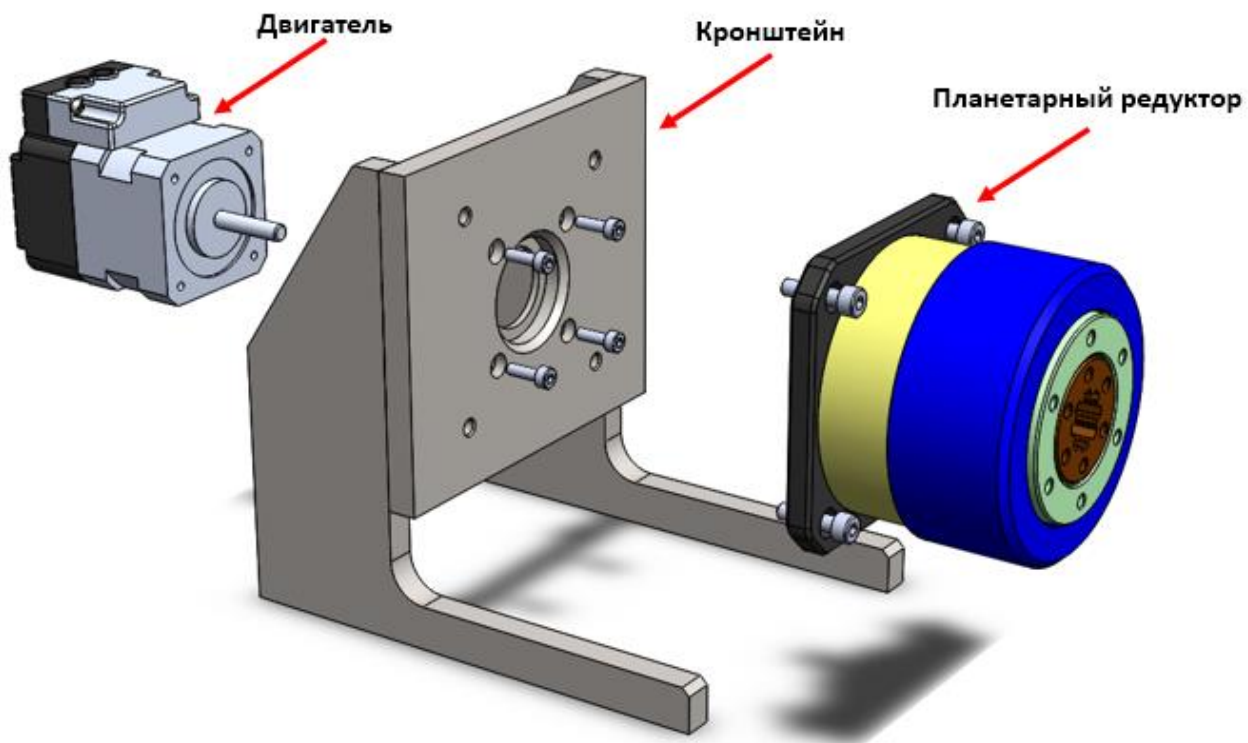


Рисунок 18 – Механическая конструкция: двигатель – кронштейн - редуктор.

Из элементов, показанных на рисунке 18, только компоненты редуктора были детально разработаны. Кронштейн был спроектирован без учета критериев сопротивления или других технических проблем, и для динамического анализа он считался абсолютно жестким и с бесконечной массой

Двигатель был выбран путем консультации с каталогами производителей, которые будут более подробно описаны в ходе работы.

Для конструкции редуктора были установлены технические условия, в том числе, что была получена компактная конструкция с максимально возможным передаточным отношением и что она имела две вал выходной скорости.

Была также предложена модификация профиля зуба зубчатых колес, чтобы облегчить производственный процесс и, кроме того, конструктивную концепцию зубчатых колес, направленную на получение большей жесткости, точности и устойчивости к ударной нагрузке. Кинематическая схема редукторов была определена на еженедельных встречах с руководителем проекта. Эскиз концепции редуктора можно увидеть в приложении Б.

2.2 Область применения – “Двухступенчатый планетарный редуктор с двумя выходными валами”

Редуктора с указанными характеристиками может быть классифицирована как точный редуктор. Его промышленное применение может быть разнообразным, например, станки, роботы, больничное оборудование и т. Д. Для вышеупомянутых применений необходимо, чтобы коробка передач имела четко определенную динамику работы, поэтому ее вибрационные характеристики были изучены.

Патентные исследования не показали вариантов редукторов, таких как вариант, разработанный в этой работе, где на выходе редуктора имеются два коаксиальных выхода скорости с разными передаточными числами.

На рисунке 19 показан вид в разрезе двухступенчатый планетарный редуктор с двумя выходными валами.

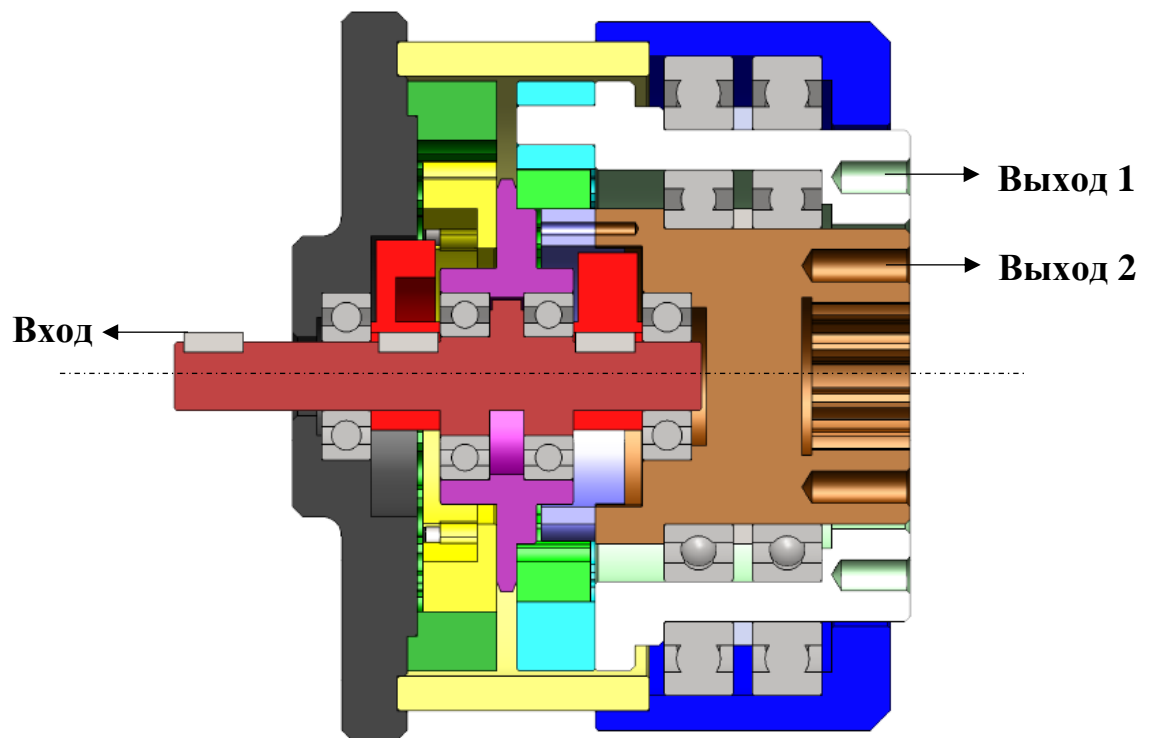


Рисунок 19 – Планетарного редуктора в разрезе.

На рисунке 20 показан вид в разобранном виде планетарной редуктора, можно увидеть более подробно компоненты из которых состоит коробка передач.

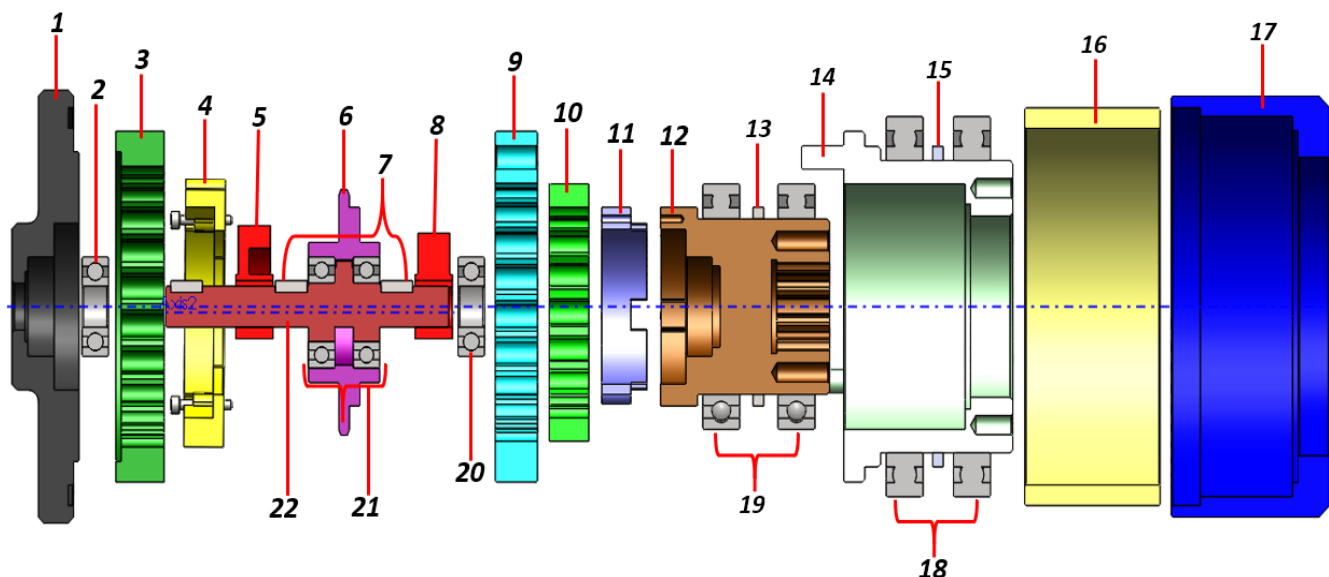


Рисунок 20 – Вид с разнесением элементов.

Редуктор состоит из следующих компонентов:

1 – база; 2 – Подшипники DIN 625 T1-619-7x17x5; 3 – Неподвижное колесо Z1; 4 – Шестерня Z2; 5 - Масса дисбаланса I; 6 – Ротор; 7 – Шпонка; 8 - Масса дисбаланса II; 9 – Вращающееся колесо Z3; 10 – Шестерня Z4 (внешний) и Z5 (внутренний); 11 – Шестерня Z6; 12 – Выходной вал 2; 13 – Прокладка подшипника 1; 14 – Выходной вал 1; 15 – Прокладка подшипника 2; 16 – Корпус; 17 – Крышка; 18 – Подшипники SKF 61810-2RZ; 19 – Подшипники SKF 61806-2RZ; 20 – Подшипники DIN 625 T1-619-7x17x5; 21 – Подшипники DIN 625 T1-61800-10x19x5; 22 – Эксцентриковый вал.

На рисунке 19 можно заметить, что все компоненты редуктора были уплотнены в коробке передач. Две ступени редуктора были установлены на эксцентричной части вала, компонент (22). Два скоростных выхода имеют разные соединительные интерфейсы, что может быть выполнено с помощью фланцевого узла для выхода 1, компонент (14), или посредством использования внутренних фланцев или втулка шлицевая для выхода 2, компонент (12).

2.3 Принцип работы редуктора, представленный в данной работе, заключается в следующем:

Двигатель должен быть соединен с эксцентриковым валом (22), который имеет разность центров между диаметрами корпусов ($e = r / 2$), показан на рисунке 21, будучи r - радиус зуба шестерни.

При вращении эксцентрикового вала происходит вращение шестерни Z2 (4), которая установлена на эксцентриковой части вала, прикреплена к ротору (6) и зацеплена с зубчатым колесом Z1 (3), которое закреплено в базе редуктора (1). Вращение эксцентричного вала создает радиальную силу, толкающую зубья зубчатого колеса к стенкам зубчатого колеса Z1 (3), заставляя зубчатое колесо Z2 (4) вращаться вокруг своей оси симметрии. Внешние зубья шестерни Z4 и внутренние зубья Z5 (10) прикреплены к ротору (6). Следовательно, компоненты (4) и (10), прикрепленные к компоненту (6), образуют жесткий узел, который вращается одновременно, когда эксцентриковый вал приводится в движение.

Выходной вал 1 (14), соосный с входным валом, соединен с зубчатым колесом Z3 (9), его вращение происходит в том же направлении, что и вращение эксцентрикового вала.

Выходной вал 2 (12), соосный с входным валом, прикреплен к шестерне Z6 (11), которая соединена с внутренними зубьями шестерни Z5 (10). Направление вращения выпускного отверстия 2 (12) будет противоположным направлению вращения эксцентричного вала.

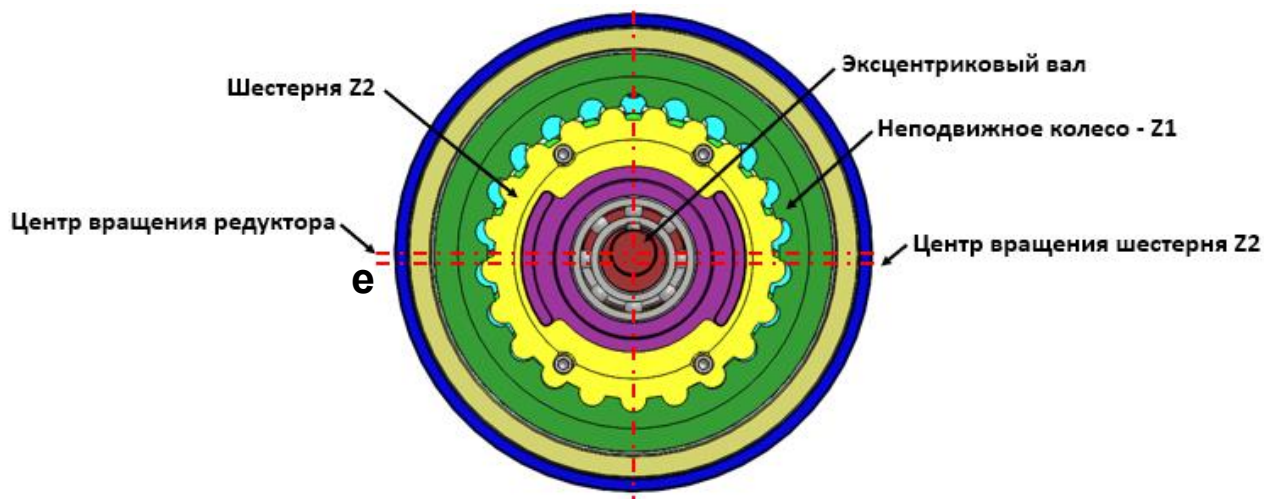


Рисунок 21 – Центр вращения эксцентрикового вала и шестерни Z2 “e”.

Эксцентриковый вал состоит из двух диаметров разных значений со смещенными центрами, как показано на рисунке 21, имеющими центр вращения редуктора, где будет сцеплен двигатель, а вторым центром вращения шестерни Z2 является тот, у которого больший диаметр эксцентрика. Когда двигатель приводит в движение вал вращения

редуктора, диаметр эксцентрикового вала начинает качаться. Это качающее движение оказывает внешнее радиальное усилие на зубчатое колесо Z2, как показано на рисунке 22.

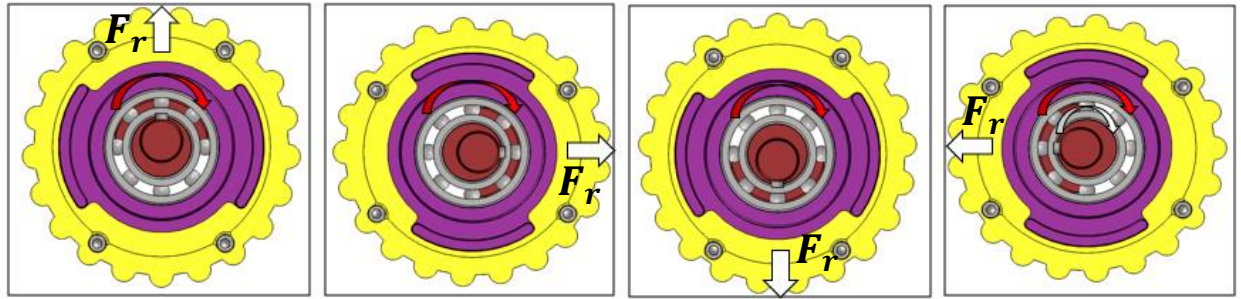


Рисунок 22 – Внешняя радиальная сила.

Радиальная сила определяется следующей формулой:

$$F_r = m * r * \omega^2 \quad (3)$$

где m – масса шестерни, кг;
 r – радиус шестерни, м;
 ω – частота вращения, рад/с.

Когда шестерня Z2 соединена с колесом Z1, в тот момент, когда эксцентриковый вал вращается, шестерня Z2 выполняет эпициклическое движение, как показано на рисунке 23.

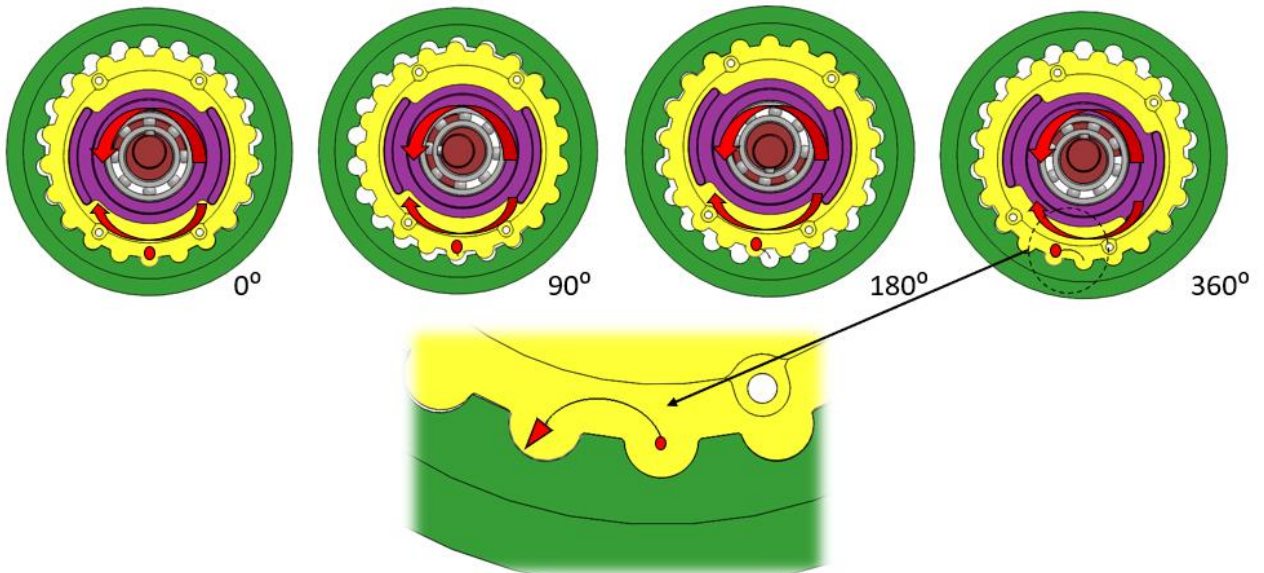


Рисунок 23 – Характеристики движения редуктора.

Анализируя рисунок 23, можно доказать, что вращая эксцентриковый вал против часовой стрелки, шестерня Z2 вращается в противоположном направлении

относительно вращения эксцентрикового вала. Полное вращение эксцентрикового вала приводит к опережению одного зуба шестерни Z2 относительно колеса Z1, поэтому вращение шестерни Z2 в градусах можно описать как $(360^\circ / Z2)$. Детали на рисунок 23 также показывают нам, что движение, осуществляемое путем отделения и последующего соединения зуба, характеризуется эпициклическим движением.

2.4 Передаточное отношение

Передаточное отношение редуктора определяется количеством зубьев в звездочках и количеством зубьев в зубчатых колесах. Разработанный в этой работе редуктор имеет две ступени редукции и два скоростных выхода с различными передаточными числами, как показано на рисунке 24.

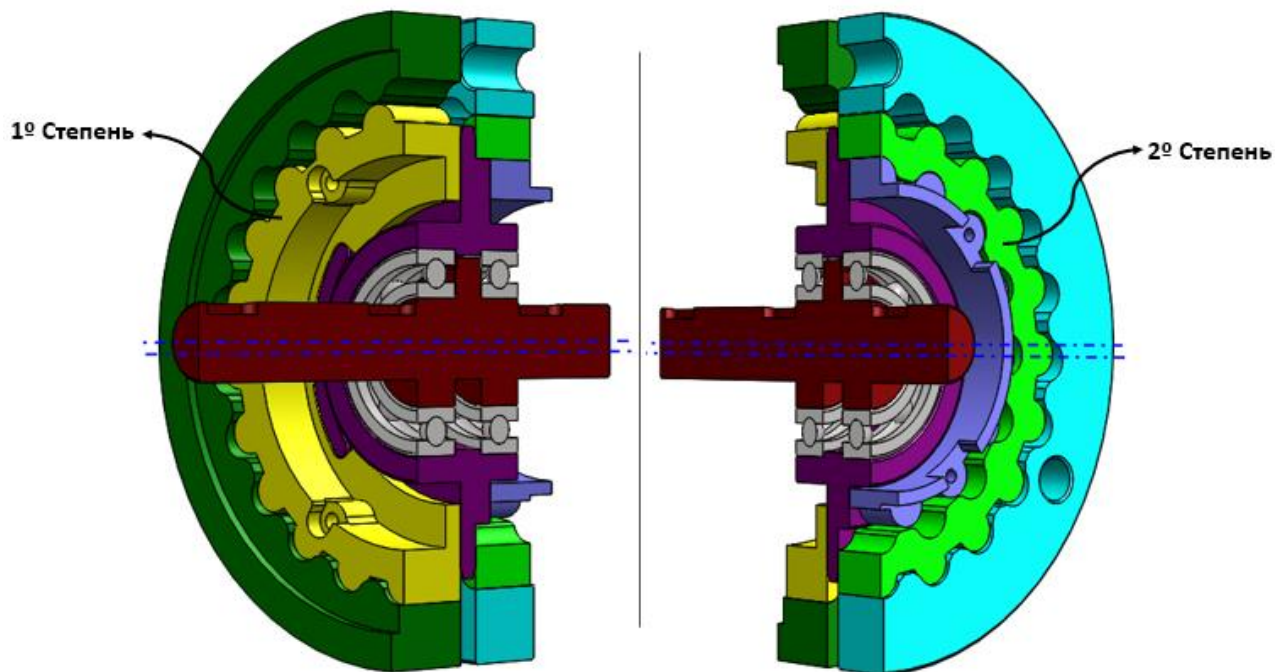


Рисунок 24 – Ступени редуктора

Первая ступень редуктора состоит из неподвижного колеса (Z1) и шестерни (Z2). Вторая ступень состоит из колеса (Z3), шестерни (внешние зубья Z4), (внутренние зубья Z5) и шестерни (Z6).

Кинематическая схема движения редуктора с двумя коаксиальными выходами скорости показана на рисунке 25. Первая ступень редуктора образована неподвижной шестерней $Z1 = 22$ и шестерней $Z2 = 21$. Вторая ступень редуктора состоит из вращающейся шестерни $Z3 = 21$, шестерни $Z4 = 20$, шестерни $Z5 = 16$ и шестерни $Z6 = 15$. Вращение от первой ступени ко второй ступени происходит благодаря соединению между шестернями Z2, Z4 и Z5.

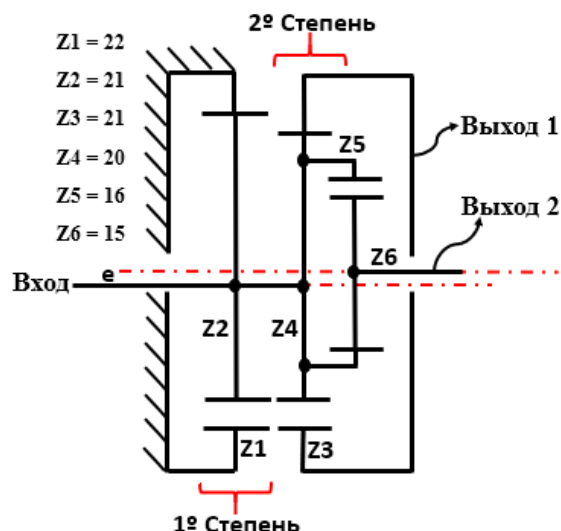


Рисунок 25 – Кинематическая схема коробки передач с двумя коаксиальными выходами скорости.

Радиус зубьев шестерни был установлен равным 2 мм, а максимальный диаметр, установленный для коробки передач, составлял 70 мм. Таким образом, число зубьев, определяемое для каждой шестерни, было максимально возможным, однако оно позволяло соответствовать размерам максимального диаметра установленной коробки, получая, таким образом, компактный редуктор с высокой степенью редукции.

2.4.1 Определение передаточного отношения для выходов 1 и 2

Для определения передаточного отношения выходов редуктора использовались программные ресурсы SolidWorks. Эксцентрик вал был повернут на 360° , и было обнаружено, что угол, повернутый на выходе 1, составлял $0,8163^\circ$, а для 2 выхода 42° , как видно на рисунке 26.

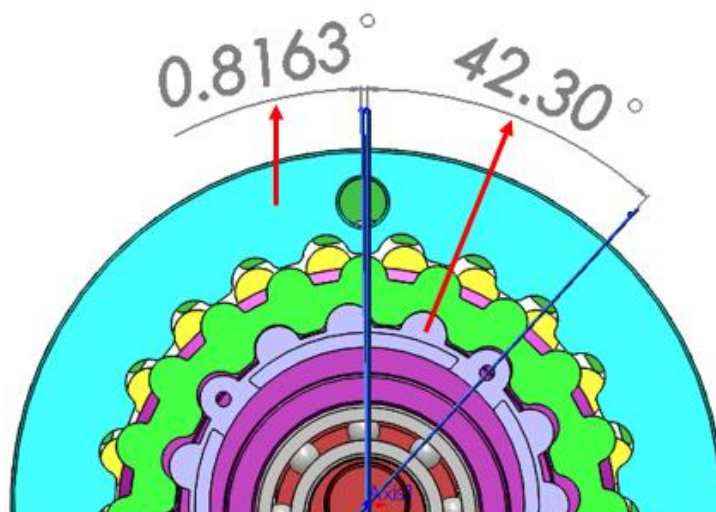


Рисунок 26 – Угол поворота на выходах 1 и 2 для 1 поворота эксцентрик вала.

Разделив угол поворота эксцентричной вал на угол повернутый на выходе 1, получены:

$$B_1 = \frac{360^\circ}{0.8163^\circ} = 441^\circ \quad (4)$$

Угол на выходе 1 был в 441 раз меньше угла входа, поэтому мы можем определить коэффициент уменьшения следующим образом:

$$360 * i_1 = \frac{360^\circ}{441^\circ} = i_1 = \frac{360^\circ}{441^\circ * 360^\circ} = \frac{1}{441} \quad (5)$$

Передаточное отношение первый ступень редуктора определяется следующей формулой:

$$i_1 = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} \quad (6)$$

Передаточное отношение для выхода 1 редуктора будет получено в соответствии с уравнением 5, однако повышение знаменателя относительно шестерни Z1 возведено в квадрат.

Таким образом,

$$i_{\text{выход 1}} = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2^2} = \frac{22 - 21}{21^2} = \frac{1}{441} \quad (7)$$

Разделив угол поворота эксцентричной вал на угол повернутый на выходе 2, получены:

$$B_2 = \frac{360^\circ}{42.30^\circ} = 8,510638298^\circ \quad (8)$$

Угол на выходе 2 был примерно в 8.5 раз меньше, чем угол входа, поэтому мы можем определить коэффициент уменьшения следующим образом: Z3-Z6, рисунок 27.

$$360 * i_2 = \frac{360^\circ}{8,510638298^\circ} = i_2 = \frac{360^\circ}{8.510638298^\circ * 360^\circ} = \frac{1}{8,510638298} \quad (9)$$

Снижение скорости, полученное для выхода 2, будет передаточным отношением между Z3-Z5 и Z3-Z6, рисунок 27.

Передаточное отношение второй выход редуктора определяется следующей формулой:

$$i_{\text{выход 2}} = \frac{Z_3 + Z_5}{Z_3 * Z_6} \quad (10)$$

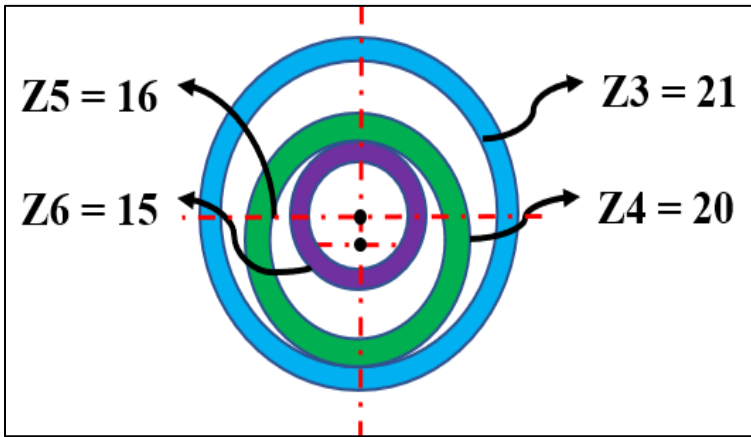


Рисунок 27 – Схема 2^о выхода.

Таким образом,

$$i_{\text{ВЫХОД } 2} = \frac{21 + 16}{21 * 15} \approx \frac{1}{8.51}$$

При максимальных размерах корпуса редуктора диаметр равен 70 мм, а радиус зубьев шестерни равен 2 мм, максимальное передаточное отношение, полученное для первой выходной передачи редуктора,

составило 1/441, это означает, что при 441 поворотах эксцентрикового вала, достигается полный оборот выходного вала 1. Для второго выхода результат был 1/8,51, поэтому 8,51 поворота эксцентрикового вала поворачивает выход 2 на 1 полный оборот. Выход 1 вращается в том же направлении вращения, что и эксцентриковый вал, а выход 2 - в противоположном направлении.

Другие конфигурации в редукторе в сборе могут позволять получать различные передаточные отношения. Для того же редуктора было проведено исследование с учетом конфигурации, в которой зафиксировано колесо Z3, другого анализа, в котором зафиксирована шестерня Z6, и окончательного анализа с учетом сборки без фиксированных шестерен или колес. Для каждой возможной конфигурации редуктора были определены уравнения, которые описывают передаточные отношения выходов скорости. На рисунке 28 представлены результаты:

Схема	Выходная скорость
	$i_{\text{ВЫХОД } 1} = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2^2}$ $i_{\text{ВЫХОД } 2} = \frac{Z_3 + Z_5}{Z_3 * Z_6}$
	$i_{\text{ВЫХОД } 1} = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2^2}$ $i_{\text{ВЫХОД } 2} = \left(\frac{Z_3 - Z_4}{Z_4} + \frac{Z_5 - Z_6}{Z_6} \right) + \frac{1}{Z_4 * Z_6}$

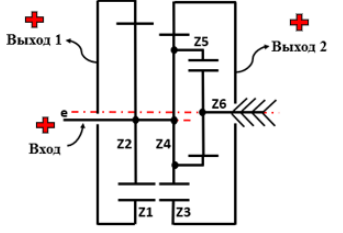
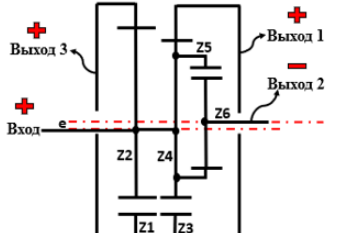
Схема	Выходная скорость
	$i_{\text{ВЫХОД 1}} = \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_1 * z_5} \right) + \frac{1}{z_5}$ $i_{\text{ВЫХОД 2}} = \left(\frac{1}{z_3} - \frac{1}{z_3 * z_5} \right) + \frac{1}{z_5}$
	$i_{\text{ВЫХОД 1}} = \frac{1}{z_3}$ $i_{\text{ВЫХОД 2}} = \frac{1}{z_5}$ $i_{\text{ВЫХОД 3}} = \frac{1}{z_1}$

Рисунок 28 – Передаточное отношение для различных конфигураций редуктора.

Как показано на рисунке 28, первая представленная схема представляет собой схему коробки передач, изученную в этой работе. Другие конфигурации могут быть получены путем небольших изменений конструкции, внесенных в коробку передач, что позволяет получить различные передаточные числа.

2.5 Модифицированный зуб Новикова

Разработка профиля зубьев колес и шестерня для редуктора, изучаемого в данной работе, будет основана на профиле, запатентованном М.Л. Новиковым (1915-1957). Выбор профиля Новикова в качестве эталона был обусловлен его положительными характеристиками, полученными от этого типа зубчатой передачи, например:

- Передача Новикова обеспечивает передачу нагрузки в два (и даже более) раза превышающую нагрузку, допускаемую для эвольвентной передачи аналогичных параметров. Благодаря этому, при равной передаваемой мощности передача Новикова в два раза компактнее эвольвентной.
- Профили зубьев в зацеплении Новикова позволяют применять более высокие передаточные числа, а отлично удерживающаяся между контактирующими элементами смазочная пленка увеличивает срок службы зубьев и уменьшает потери на трение, которые в новиковском зацеплении примерно в 2 раза ниже, чем в передачах с эвольвентный профилем зубьев. Это благотворно сказывается на КПД передачи. Благодаря точечному контакту зубьев передача Новикова не столь

чувствительна к погрешностям при монтаже и перекосам, что тоже немаловажно для высоконагруженных передач [11].

На рисунке 29 и 30 показаны параметры для получения профиля зуба Новикова.

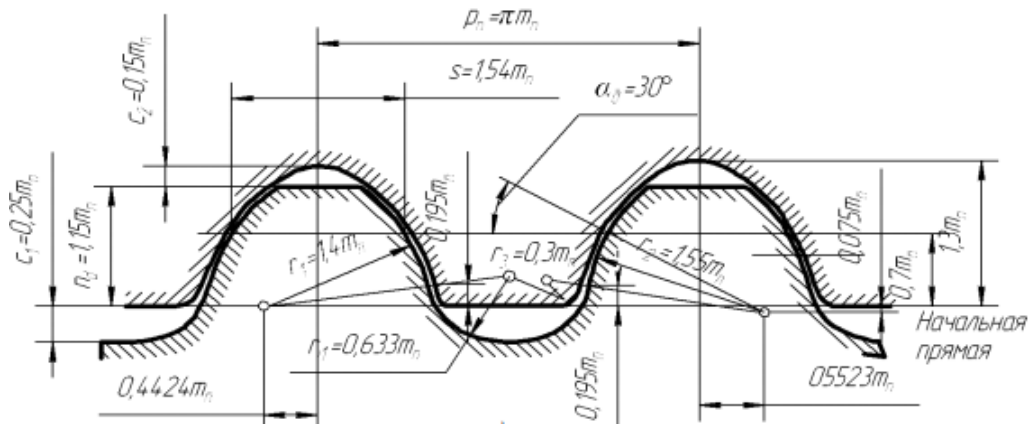


Рисунок 29 – Исходный контур зубьев шестерни и колеса для передачи Новикова с одной линией зацепления.

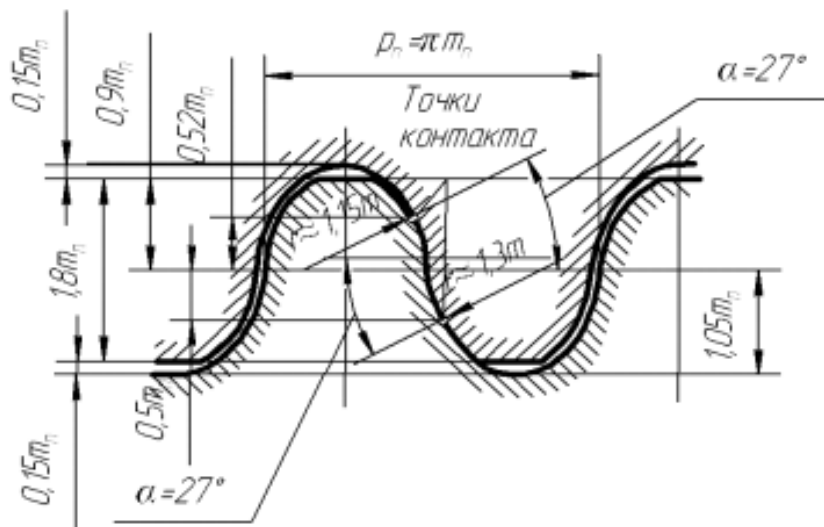


Рисунок 30 – Исходный контур зубьев шестерни и колеса для передачи Новикова с двумя линиями зацепления.

Зубья передач Новикова – косые с нормальным профилем, выполненным по дугам окружностей. Различают в основном два вида этих передач: профиль зубьев шестерни – выпуклый, а профиль зубьев колеса – вогнутый, рисунок 29; профиль зубьев шестерни и колеса – выпукло-вогнутый, рисунок 30 [12].

При ведущей шестерне заплоская передача значительно технологичнее доплоской (диаметр и масса колеса меньше, при необходимости можно увеличить

диаметр вала шестерни), поэтому из передач Новикова с одной линией зацепления она наиболее распространена [12]. В зубчатых передачах Новикова с выпуклым профилем зубьев одного зубчатого колеса и вогнутым профилем зубьев другого одна линия зацепления (контакт сопряженных зубьев происходит теоретически в одной точке), а в передачах с выпукло-вогнутым профилем зубьев шестерни и колеса две линии зацепления [13].

2.5.1 Изучение предлагаемой модификации профиля зуба

Как упоминалось ранее, рабочие характеристики трансмиссии, полученные с использованием шестерни с зубчатым профилем Новикова, идеально соответствовали бы требованиям коробки передач, разработанной в этой работе. Однако анализ рисунков 29 и 30 показывает степень сложности получения профилей Новикова. Его сложная геометрия имеет различные радиусы, расстояния между центрами с геометрическими ориентирами, которые трудно получить.

На рисунке 31 показано предлагаемое упрощение профиля шестерни и колес, применяемых для редуктора, разработанного в данной работе.

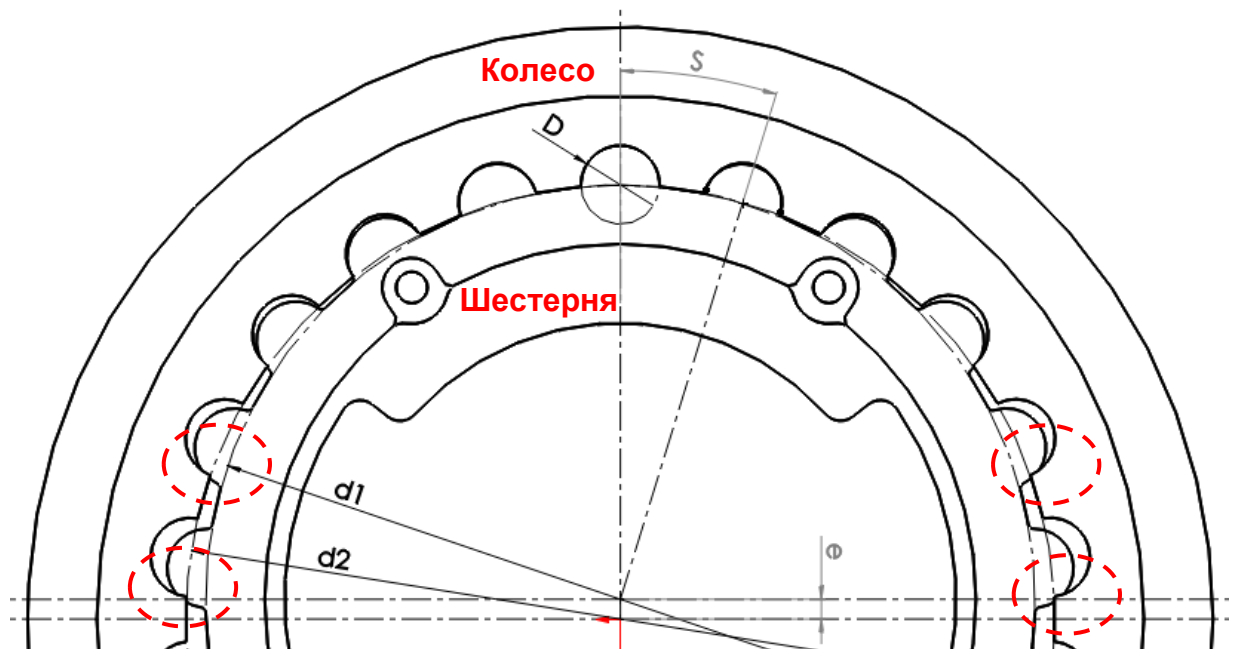


Рисунок 31 – Модифицированный зуб шестерни и профиля зуба колеса.

На рисунке 31 мы видим, что и у шестерни, и у колеса их профиль будет изменен на полусферу с радиусом $r = D/2$. У основания зуба шестерни будет небольшой технологический радиус, равный 0.25 мм. Поэтому, профиль шестерни и зубчатого колеса будет одинаковым, что упрощает геометрию зуба и облегчает его изготовление.

Красные кружки на рисунке 31 показывают наличие интерференцию в сборке, указывая на то, что коробка передач еще не функционирует, поскольку сцепление между шестерней и колесом было бы невозможно. Поэтому, необходимо внести изменения в зуб, чтобы устранить интерференции.

Другие исправления были сделаны через резку объемов металла, которые перекрывались в сборке, вызывая интерференцию.

Исследование проводилось с целью оптимизации сборки зацепленных пар путем устранения интерференцию.

Первым этапом было определение размеров колес и шестерни для каждого этапа редукции, затем его 3D-моделирование и сборка были выполнены в программном обеспечении SolidWorks. Программный ресурс для проверки интерференции использовался для оценки объема материала, наложенного на сборку.

Вторым этапом изменения профиля стало устранение объема материала с интерференциями. Предлагаемые изменения в зубах заключались в изменении следующих параметров, величину подрезки зуба (δ , мм), радиус скругления зуба (r_c , мм).

Для этого подрезают колесо создавая радиальный зазор в зацеплении и скругляют острые кромки зубьев колеса.

Результаты, полученные для каждой ступень редукции, показаны ниже:

2.5.2 Первый этап - определение общих размеров ступень редукции

2.5.2.1 Первая ступень редуктора:

Конструкция окружность впадина колесо Z_1 получают по следующему уравнению:

$$D_1 = r * Z_1 \quad (11)$$

где r – радиус окружности зуба, мм;

Z_1 - количество зубьев колеса.

Следовательно, рассчитываем окружность впадин для колесо Z_1 :

$$D_1 = 2 * 22 = 44 \text{ мм}$$

Конструкция окружность впадина колесо Z_2 также получается через уравнение 11, следовательно:

$$D_2 = 2 * 21 = 42 \text{ мм}$$

Шаг зацепления шестерни Z_2 и колеса Z_1 , определяется по следующей формуле:

$$S = r * \pi \quad (12)$$

Таким образом,

$$S = 2 * \pi = 6.2831 \text{ мм}$$

Расстояние между центрами эксцентричной вал, где установлены ступени редукции, определяется следующим уравнением:

$$e = \frac{r}{2} \quad (13)$$

Таким образом,

$$e = \frac{2}{2} = 1 \text{ мм}$$

На основании ранее полученных результатов была разработана схема шаблона первого ступени. На рисунке 32 показана схема, полученная с размерами окружность впадин колеса Z1 и шестерня Z2, в дополнение к размерам профилей зубьев.

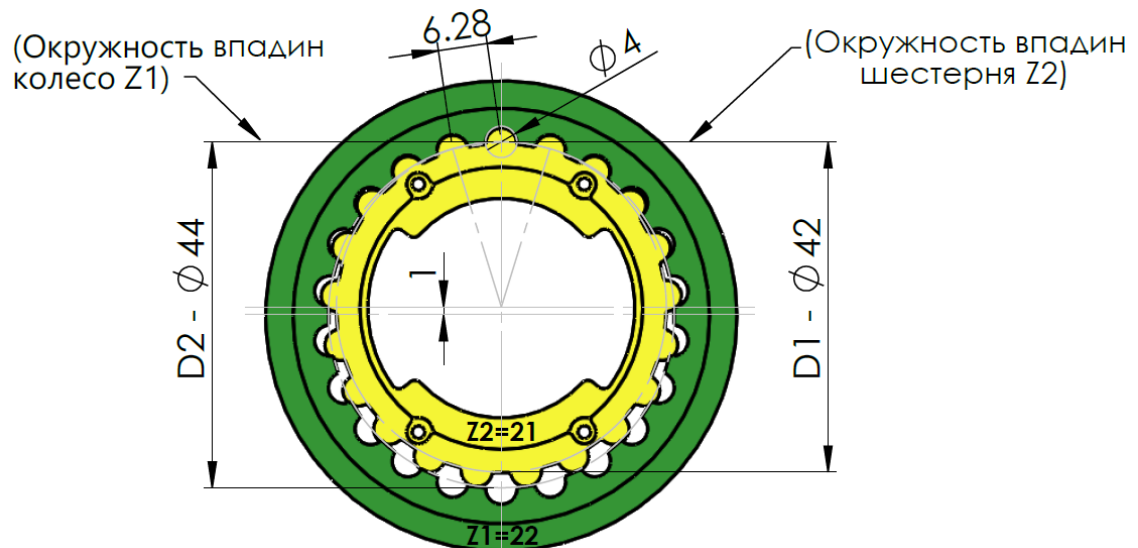


Рисунок 32 – Схема первого ступени редукции.

2.5.2.2 Вторая ступень редуктора:

Следовательно, рассчитываем окружность впадин для колесо Z3:

$$D_3 = 2 * 21 = 42 \text{ мм}$$

Внешний и внутренний окружность впадин для конструкции зубчатых колес Z4 и Z5, получается согласно следующему уравнению:

$$D_{4-5} = r * Z_{4-5} \quad (14)$$

где Z4-Z5 – количество зубьев (внешних и внутренних) шестерни;

Следовательно, рассчитываем окружность впадин для шестерня Z4:

$$D_4 = 2 * 20 = 40 \text{ мм}$$

Следовательно, рассчитываем окружность впадин для шестерня Z5:

$$D_5 = 2 * 16 = 32 \text{ мм}$$

Конструкция окружность впадина колесо Z6 также получается через уравнение 11, следовательно:

$$D_6 = 2 * 15 = 30 \text{ мм}$$

Значение шага зацепления, и расстояние “e” от эксцентрика будут одинаковыми, полученными в конструкции первой ступени, и будут значениями:

$$S = 2 * \pi = 6.2831 \text{ мм} ; e = \frac{2}{2} = 1 \text{ мм}$$

На рисунке 33, показана схема полученная для второй ступень редукции.

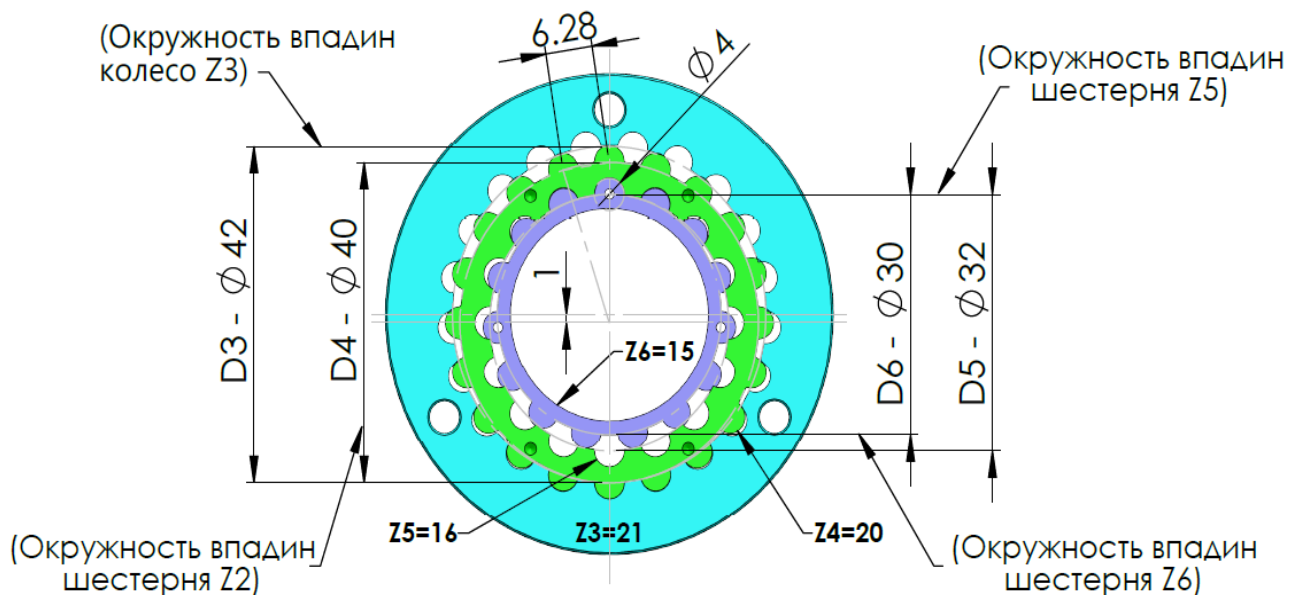


Рисунок 33 – Схема второго ступень редукции.

2.5.2.3 Второй этап – Интерференционный анализ и устранение конструктивной интерференции

Благодаря 3D модел, разработанным для каждого из ступень редукции, инструмент анализа интерференции программного обеспечения SolidWorks использовался для количественной оценки объема материала, подлежащего удалению из компонента. На рисунках 34 и 35 показаны результаты анализа, проведенного для первого и второго ступень редукции.

На рисунках 34 и 35 можно заметить участки, выделенные в каждой из пар контактирующих зубов, эти участки показывают, где имеются интерференции в сборке.

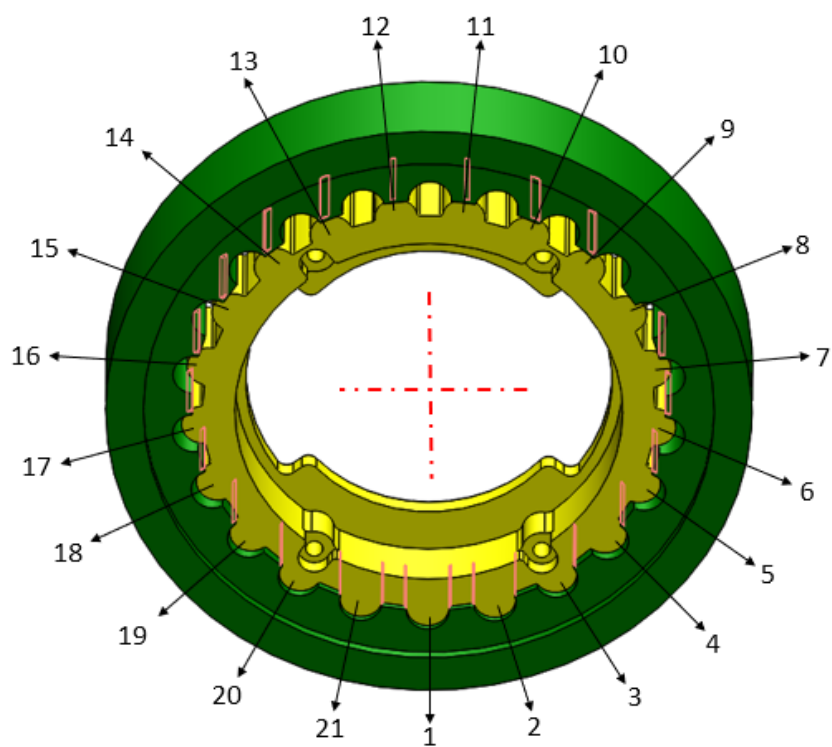


Рисунок 34 – Интерференция на первом ступень редукции Z1 и Z2.

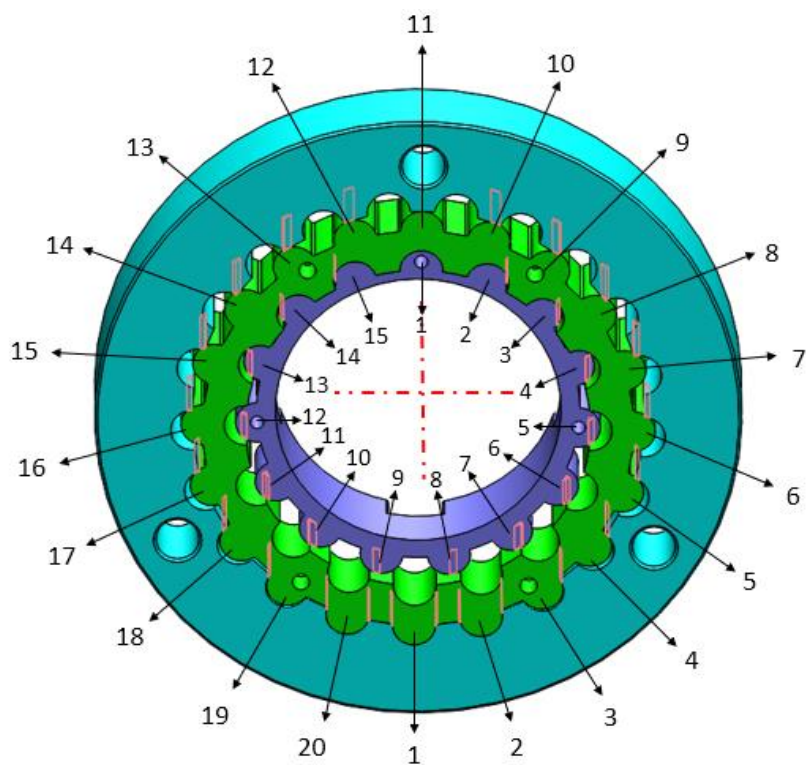


Рисунок 35 – Интерференция на втором ступень редукции Z3, Z4, Z5 и Z6.

Интерференции были обнаружены для двух проанализированных ступень редукции.

Таким образом, мы можем сделать вывод, что текущие размеры зубьев не являются функциональными и требуют исправлений, чтобы иметь соединение без интерференции.

В таблице 1, приведены максимальные значения интерференции для каждого из ступень, которые были устранены после коррекции профиля зуба.

Таблица 1 - Максимальные значения интерференции для каждой ступень редукции.

Ступень редукции	Σ интерференции (мм ³)
Z1 и Z2	8,22
Z3,Z4,Z5 и Z6	12,06

2.6 Модификация зуба для устранения интерференции

Изменения профиля зуба для устранения интерференции будут производиться на колесах ступеней редукции. Параметры, которые будут изменены, показаны на рисунке 36.

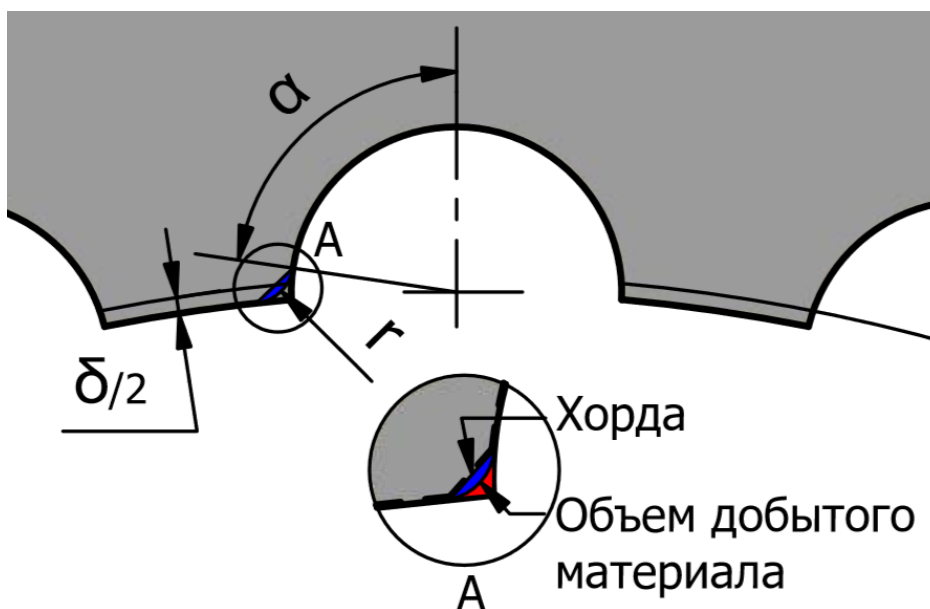


Рисунок 36 – Изменены параметры в профиле зубьев колес.

Размеры, которые будут изменены, будут радиусом (r) и высотой зуба (δ). Измерение угла (α), который является углом контакта между зубцами, будет результатом

изменения радиуса и высоты зуба. На рисунке 37 подробно описаны шаги, предпринятые для устранения интерференции.

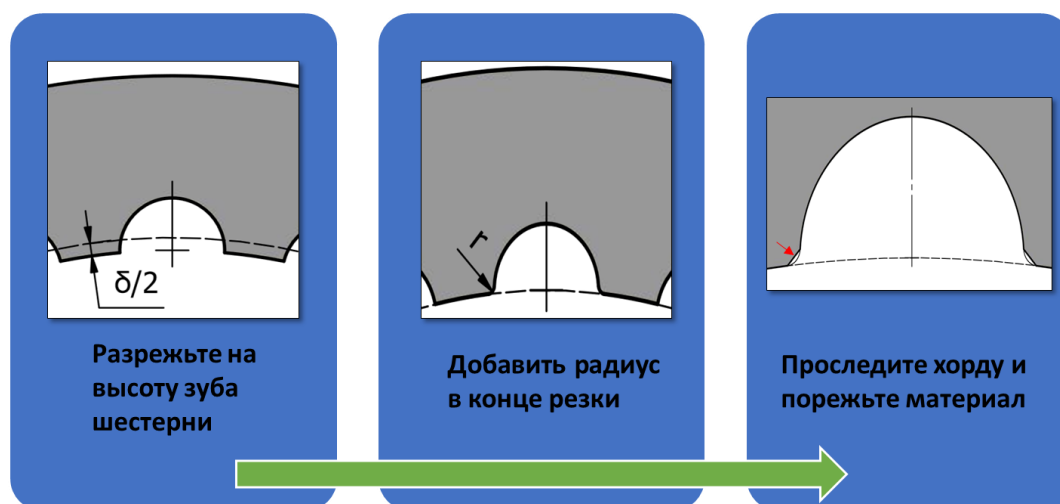


Рисунок 37 – Последовательность модификации профиля зуба.

Небольшое исследование было проведено с изменением размеров зуба по высоте (δ) и радиусу (r) до разных значений. Впоследствии каждое из изменений было оценено, показывая значения интерференции и угол контакта (α), полученные в результате резки материала. Известно, что чем больше угол контакта (α), тем больше адгезия между включенной парой и тем лучше они работают. Поэтому оптимальными размерами будут те, которые допускают нулевые интерференции и имеют максимально возможное значение для угла контакта. В таблице 2, приведены результаты, полученные для анализа первой ступень редукции Z1-Z2.

Таблица 2. Исследование параметров зуба Z1-Z2.

δ , мм	r (мм)	α (град)	\sum интерференция(мм ³)
0	0.1	90	7.586
0.1	0.1	87.25	3.510186
0.1	0.2	84.99	2.695
0.1	0.3	82.92	1.68406
0.1	0.4	81.02	0.74324
0.1	0.5	79.25	0.14498
0.2	0.1	84.49	1.3652
0.2	0.2	82.33	0.780068
0.2	0.3	80.35	0.20086
0.2	0.4	78.53	0
0.2	0.5	76.84	0

На рисунке 38 показан график зависимости интерференции в зубчатой паре и изменения угла контакта в зависимости от изменения размеров среза по высоте зуба (δ) и радиуса (r).

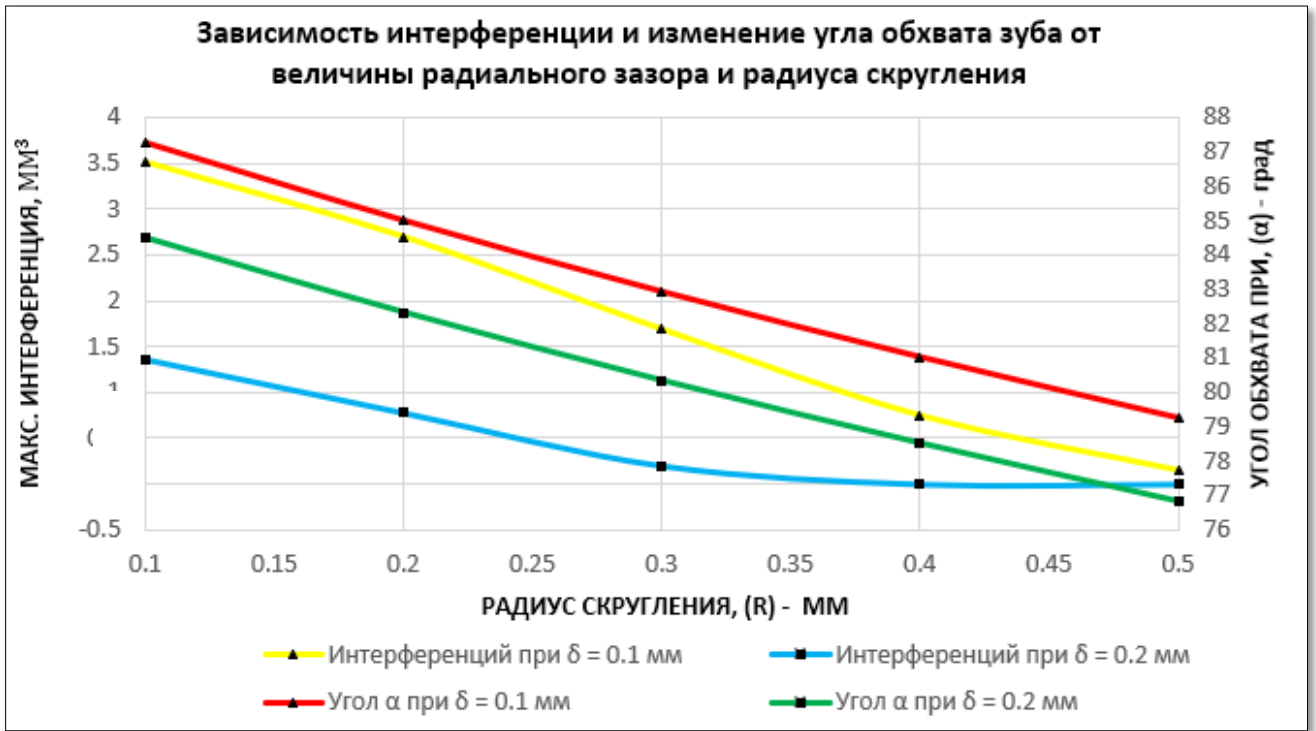


Рисунок 38 – График изменения нежелательной интерференции и изменения угла обхвата зуба.

На графике на рисунке 38 показано, как угол контакта зуба и величина нежелательных интерференции изменяются при изменении радиуса закругления зуба колеса (с последующим разрезом по хорде закругления) и степени разрезания зуба колеса δ изменены.

Из графика видно, что увеличение радиуса закругления и обрезания зуба колеса дает нам уменьшение нежелательных интерференции (в результате мы получаем пару чисел, в которых интерференции равны нулю), и угол контакта зуба уменьшается.

Полученное оптимизированное значение было получено для значения (δ), равного 0.2 мм, и (r), равного 0.4 мм, более высокие значения для этих параметров также позволили бы получить нулевую интерференцию, однако при условии уменьшения угла контакта зуб.

Окончательная геометрия колеса и шестерни, полученная для первой ступени редукции, показана на рисунках 39 и 40:

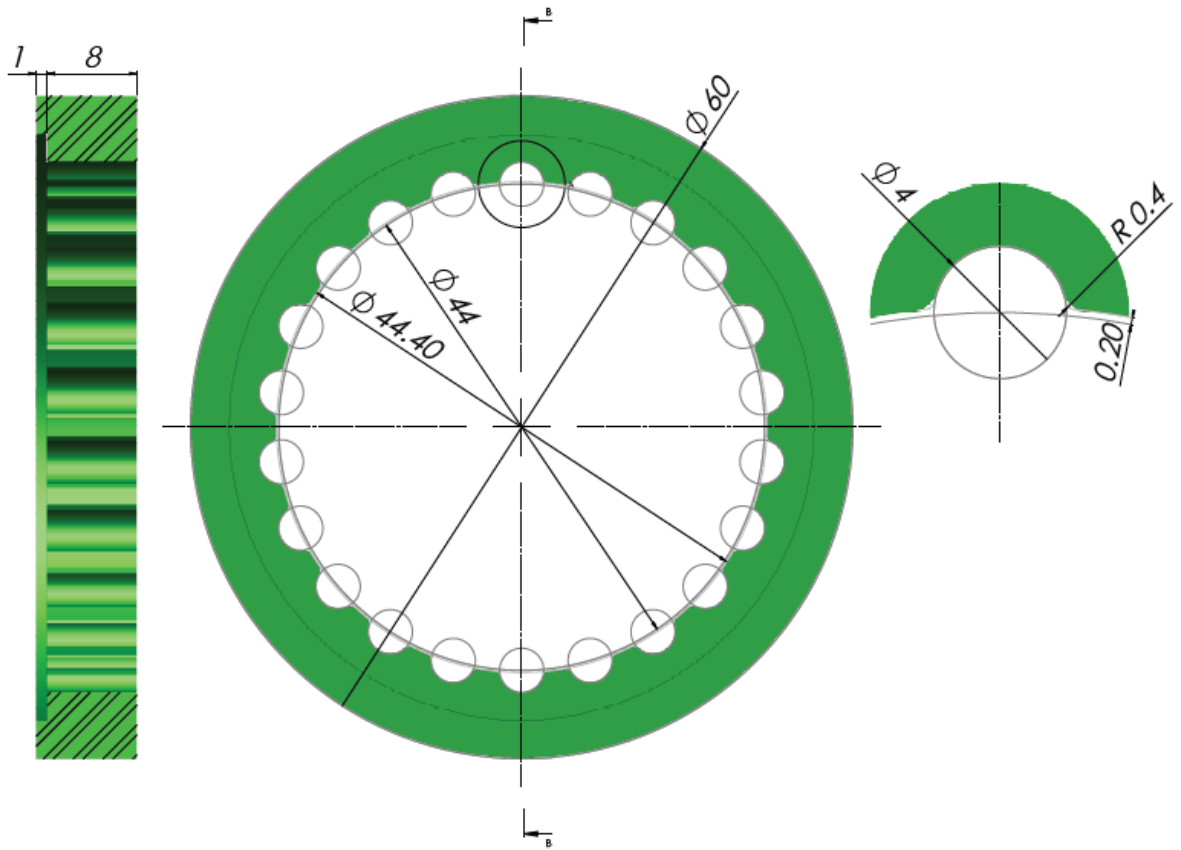


Рисунок 39 – Колесо первой ступени редуктора.

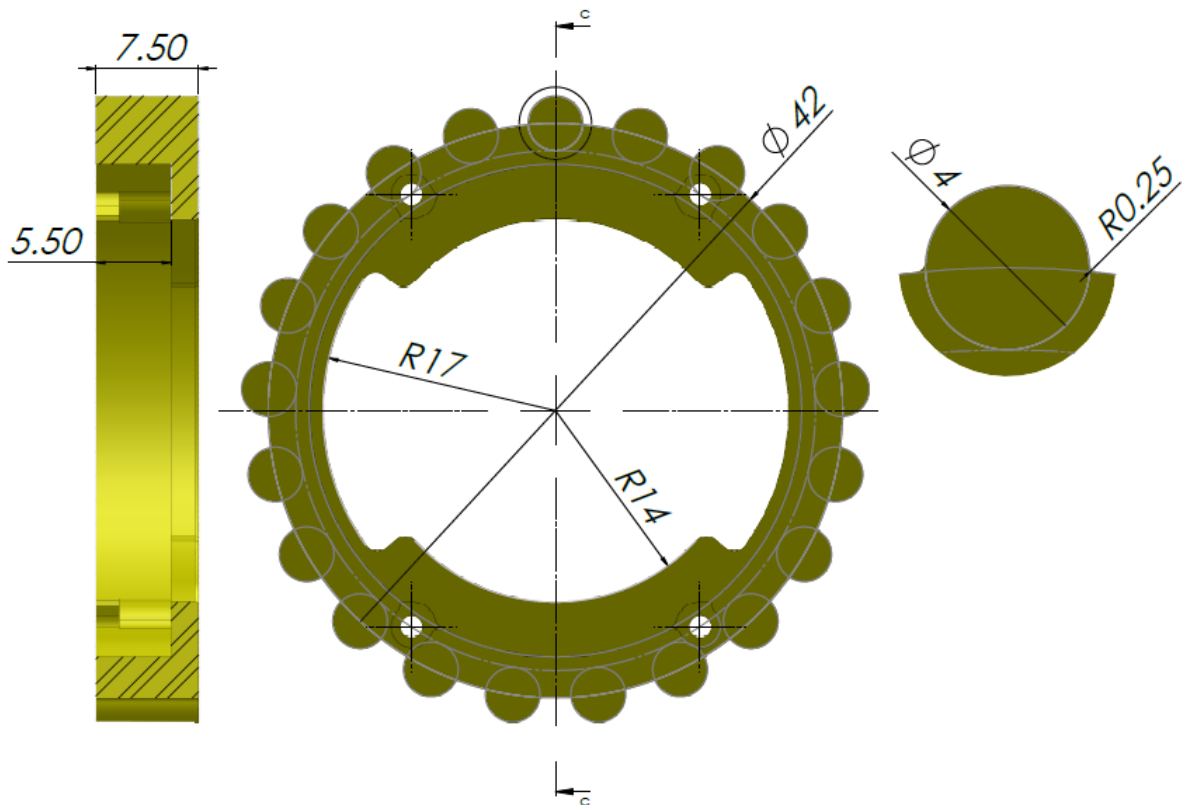


Рисунок 40 – Шестерня первой ступени редуктора

Проверив интерференцию после изменения всех параметров зацепления мы можем убедиться что конструктивная интерференция отсутствует.

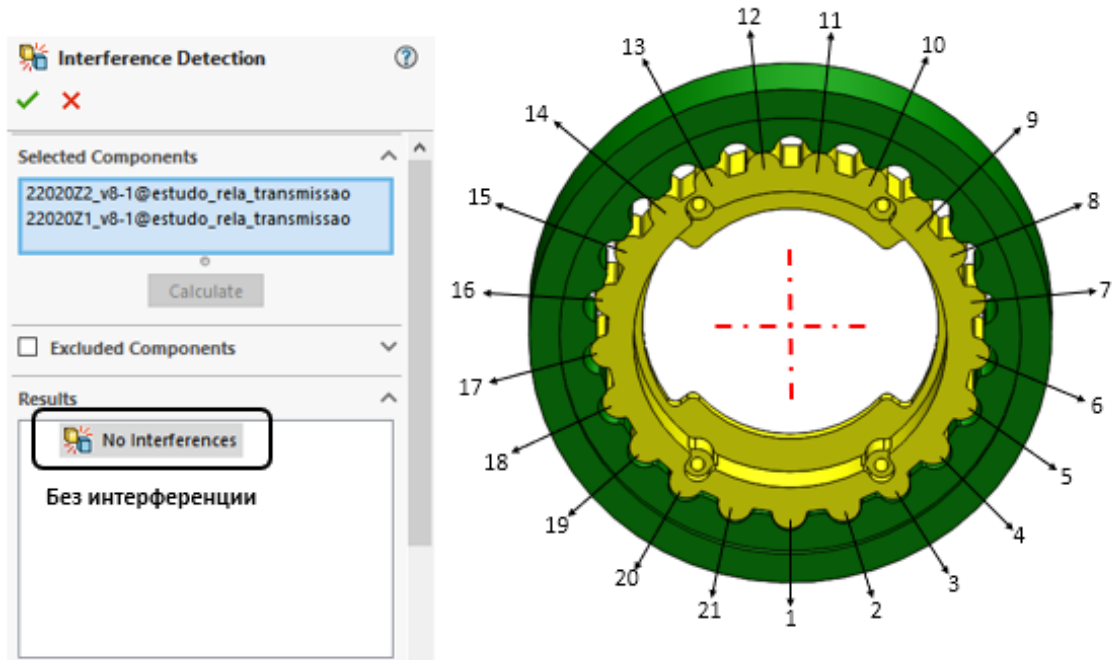


Рисунок 41 – Устранение нежелательной конструктивной интерференции.

Такое же исследование для устранения интерференция в сборке было проведено для второй ступень редукции.

В таблице 3, приведены результаты, полученные для анализа второго ступень редукции Z3-Z4.

Таблица 3. Исследование параметров зуба Z3-Z4.

δ , мм	r (мм)	α (град)	\sum интерференция(мм ³)
0	0.1	90	7.2664
0.1	0.1	87.38	3.421094
0.1	0.2	85.13	2.66
0.1	0.3	83.06	1.64148
0.1	0.4	81.16	0.7456
0.1	0.5	79.40	0.146
0.2	0.1	84.61	1.32
0.2	0.2	82.46	0.7404
0.2	0.3	80.49	0.18166
0.2	0.4	78.67	0
0.2	0.5	76.99	0

Шестерня Z4 и Z5 являются частью одного и того же компонента. Поэтому внутренняя зубчатая передача Z5 также изучала параметры резки материала.

В таблице 4, приведены результаты, полученные для анализа второго ступень редукции Z5-Z6.

Таблица 4. Исследование параметров зуба Z5-Z6.

δ , мм	r (мм)	α (град)	\sum интерференция(мм ³)
0	0.1	90	3.98
0.1	0.1	88.27	1.9648
0.1	0.2	86.05	1.54102
0.1	0.3	84.02	1.02
0.1	0.4	82.15	0.483
0.1	0.5	80.42	0.1132
0.2	0.1	85.49	0.7805
0.2	0.2	83.38	0.48
0.2	0.3	81.44	0.14082
0.2	0.4	79.65	0.00044
0.2	0.5	77.99	0

Анализ результатов, представленных в таблицах 3 и 4, позволяет сделать вывод, что полученные результаты аналогичны результатам, приведенным в таблице 2, с минимальным изменением только для зубчатой пары Z5 и Z6, где нулевые интерференция были получены для радиуса, равного 0.5 мм. Другие колеса и шестерни имели те же параметры резки, чтобы устранить интерференцию.

Окончательная геометрия колеса, полученная для второй ступени редукции, показана на рисунке 42, 43.

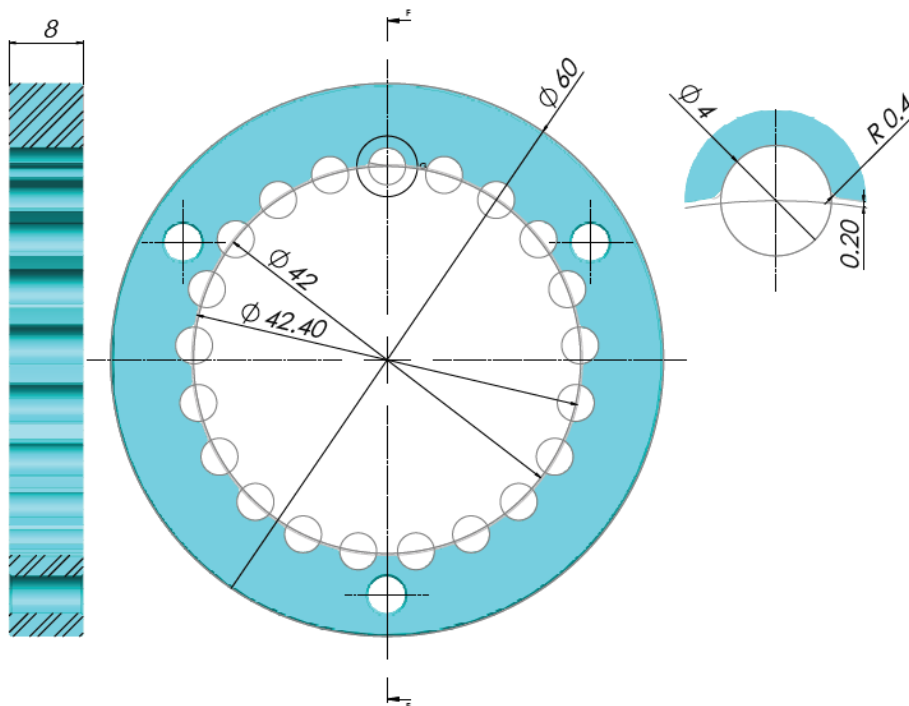


Рисунок 42 – Колесо второй ступени редуктора

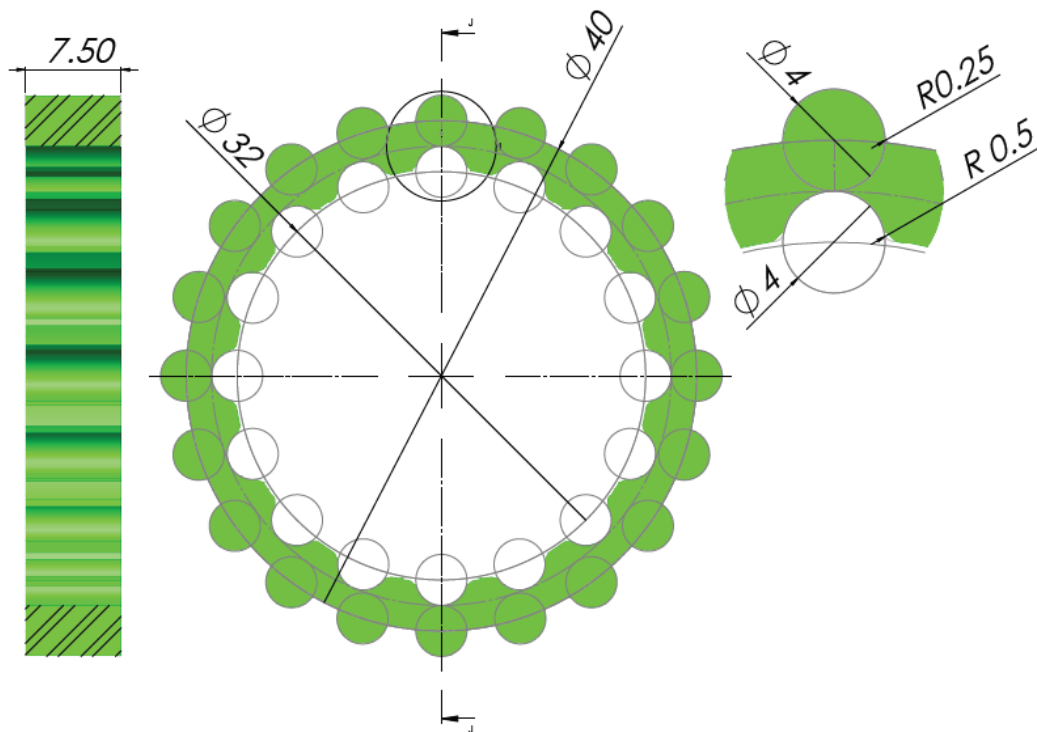


Рисунок 43 – Шестерня второй ступени редуктора.

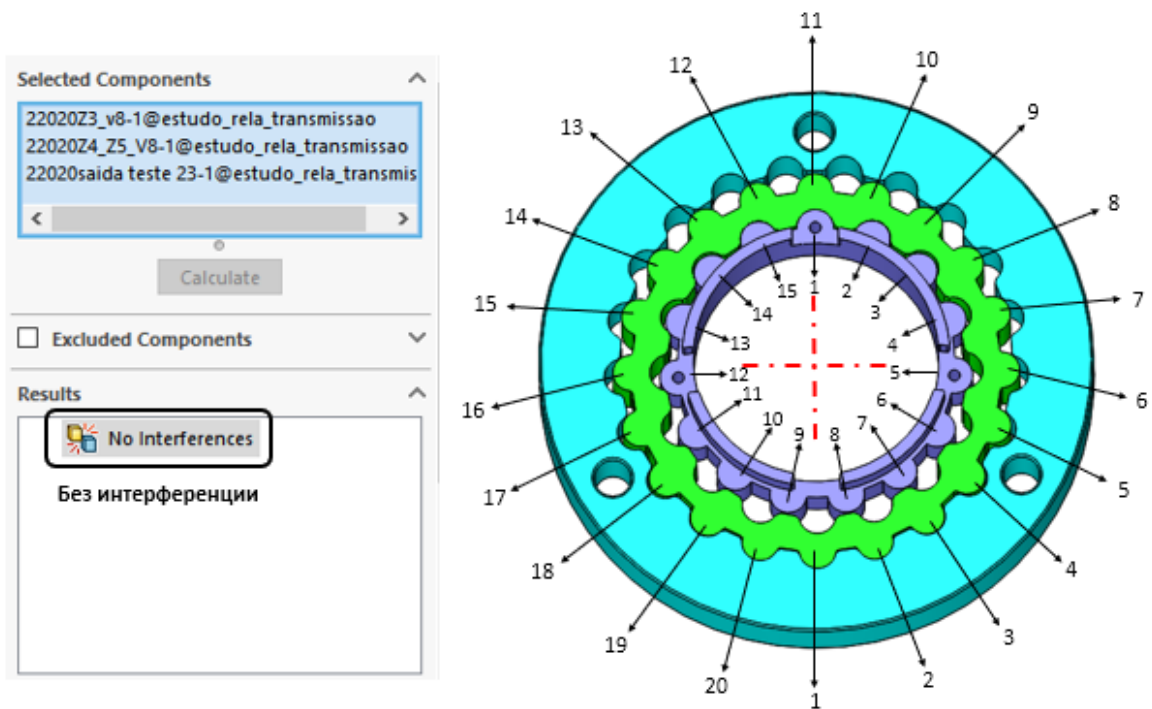


Рисунок 44 – Устранение нежелательной конструктивной интерференции.

На рисунке 44 видно, что после изменения параметров можно было получить сборку на втором этапе без какого-либо конструктивного вмешательства.

Устранение интерференция показало, что выбранные параметры эффективны для устранения проблем сборки из-за интерференция и поэтому могут быть воспроизведены для других конструкций зубчатых колес с полукруглым профилем для радиуса 2 мм.

2.7 Проверка равномерного вращения

Устранение интерференция при сборке ступеней редукции не может гарантировать, что при вращении зубчатых колес не будет интерференцию между контактирующими парами зубьев. Поэтому следующий эксперимент должен был проверить равномерность вращательного движения, пытаясь доказать наличие интерференция в других взаимосвязанных зубьях пар, когда эксцентриковый вал начинает свое вращение.

Первым этапом эксперимента было определение угла поворота зубчатого колеса Z1 для каждого полного оборота эксцентрикового вала.

Таким образом,

$$\varphi_{0.0} = \frac{360}{Z_1} = \frac{360}{22} = 16,36363636^\circ \quad (15)$$

Т.е. при повороте вала эксцентрика на угол = 16,36363636°, «0» зуб выходного колеса изменит свое положение на:

Угол поворота на выходе 1:

$$\varphi_1 = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2^2} * 16,36363636^\circ = \frac{22 - 21}{21^2} * 16,36363636^\circ = 0,037105751^\circ \quad (16)$$

Угол поворота на выходе 2:

$$\varphi_2 = \frac{Z_3 + Z_5}{Z_3 * Z_6} * 16,36363636^\circ = \frac{21 + 16}{21 * 15} * 16,36363636^\circ = 1,922077922^\circ \quad (17)$$

Проведем исследования на проверку плавности хода. Для этого будем поворачивать вал-эксцентрик на $\varphi_{0.0}/10$, и колесо на $\varphi_1/10$, $\varphi_2/10$ соответственно (таблица 5).

Таблица 5 – Равномерное вращение.

$\varphi_{0.0}$ (град)	φ_1 (град)	φ_2 (град)	интерференция (мм ³) (Z22 - Z21)	интерференция (мм ³) (Z21 - Z20)	интерференция (мм ³) (Z16 - Z15)
16.36	0.037	1.92	0	0	0
32.72	0.074	3.84	0	0	0
48.08	0.111	5.76	0	0	0
65.44	0.148	7.68	0	0	0
81.8	0.185	9.6	0	0	0

98.16	0.222	11.52	0	0	0
114.52	0.259	13.44	0	0	0
130.88	0.296	15.36	0	0	0
147.24	0.333	17.28	0	0	0
163.6	0.37	19.2	0	0	0
179.96	0.407	21.12	0	0	0
196.32	0.444	23.04	0	0	0
212.68	0.481	24.96	0	0	0
229.04	0.518	26.88	0	0	0
245.4	0.555	28.8	0	0	0
261.76	0.592	30.72	0	0	0
278.12	0.629	32.64	0	0	0
294.48	0.666	34.56	0	0	0
310.84	0.703	36.48	0	0	0
327.2	0.74	38.4	0	0	0
343.56	0.777	40.32	0	0	0
359.92	0.814	42.24	0	0	0

Таким образом, таблица 5 показывает нам, что мы имеем плавное вращение для всех ступень редукции, поскольку никаких интерференции не обнаружено.

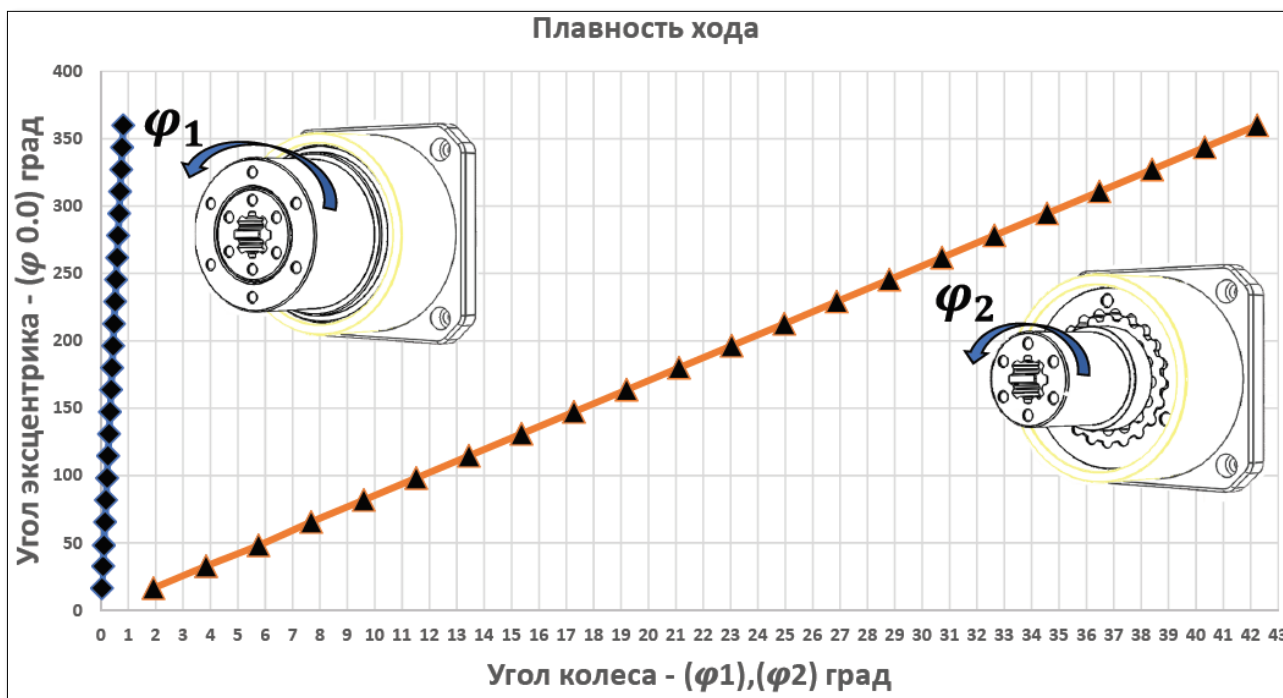


Рисунок 45 – График зависимости угла поворота эксцентрика от угла поворота колеса.

Эксцентриковый вал при вращении под определенным углом не вызывает интерференции ни в одной из зубчатых пар. Таким образом, на графике на рисунке 45 видно, что первая и вторая ступени редуктора планетарной коробки передач с двумя коаксиальными выходами скорости работают равномерно и плавно.

2.8 Расчет несущей способности зубьев редуктора

Определение плавного и равномерного вращения ступеней редуцирования проводилось без учета нагрузок между парами зубьев в зацеплении. Следовательно, последующим исследованием будет проверка распределения нагрузок в редукторе при применении на ступенях редуктора к заданной предварительной нагрузке контакта.

Предварительная нагрузка будет моделироваться посредством небольшого вращения эксцентрикового вала, в результате, зубья колеса и шестерни будут в контакте, создавая небольшую упругую деформацию между зубом шестерни и колесом, рисунок 46.

Для начала нагрузим колесо ($\Delta\varphi_2 = 0,01^\circ$) и измерим возникающую интерференцию на зубьях.

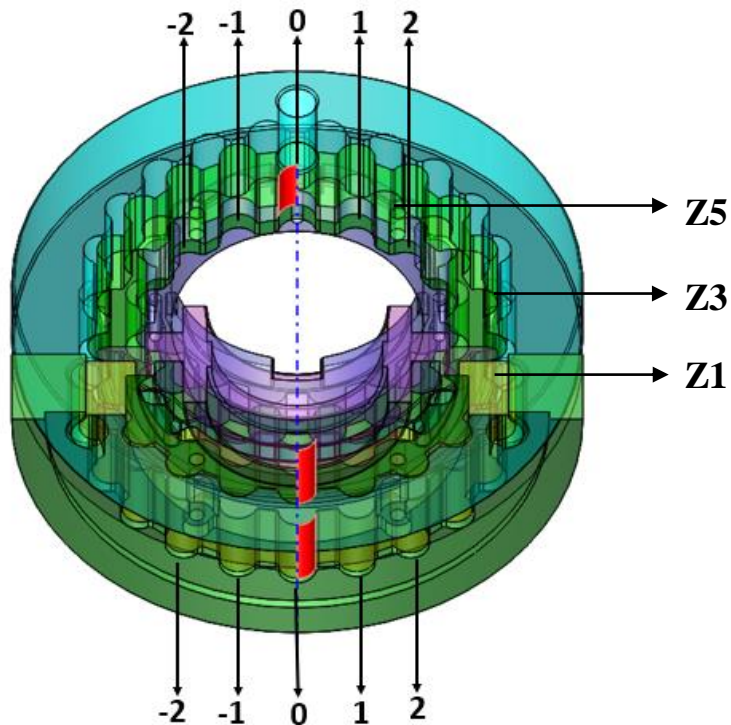


Рисунок 46 – Предварительное нагружение в первой и второй ступени редуктора при $\Delta\varphi_2 = 0,01^\circ$.

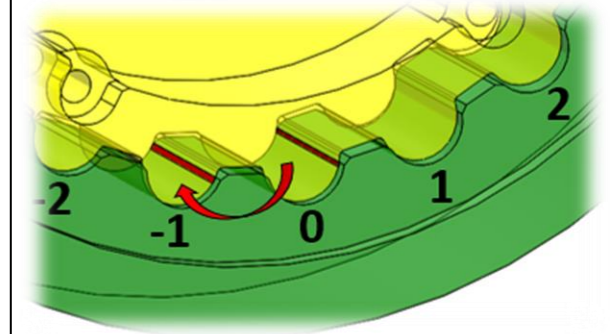
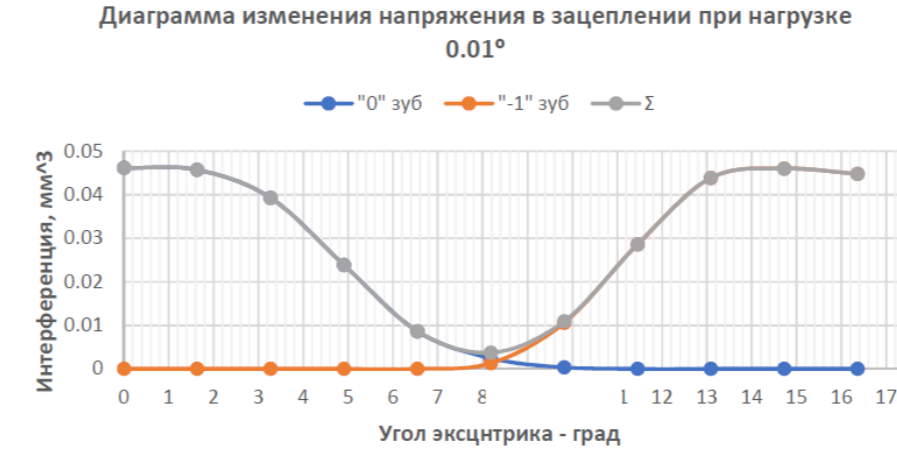
Через рисунок 46 можно доказать, что колеса Z1 неподвижное, Z3 и Z5 подвижное, при повороте на угол $0,01^\circ$, только зубья в положении «0» для обеих ступеней редуцирования загружены. Чтобы проверить, как нагрузка передается между другими зубьями зацепленных пар, эксцентриковый вал будет вращаться на угол $(\varphi_{0,0} / 10)$, а неподвижное колесо Z1 вращается с углом нагрузки $\Delta\varphi_2 = 0,01^\circ$. Для подвижных

колес Z3 и Z5 они будут вращаться с углом нагрузки $(\varphi_1 + \Delta\varphi_2)$ для Z3 и $(\varphi_2 + \Delta\varphi_2)$ для Z5, результаты согласно таблице 6. В этом исследовании мы должны убедиться, что нагрузка воспринимается равномерно между зубьями с зубчатой передачей, без внезапного изменения нагрузки между зубчатой парой в трансмиссии. Для этого нагрузка должна быть такой, чтобы несколько пар зубьев были задействованы одновременно, передавая нагрузки между ними непрерывно и равномерно.

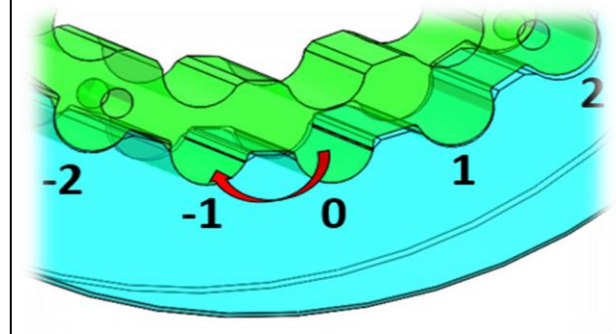
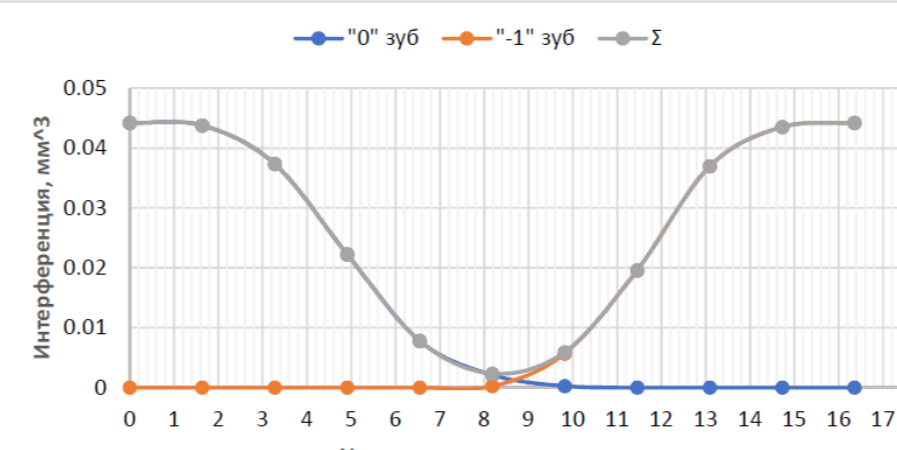
Результаты, полученные для $\Delta\varphi = 0,01$ сведем в таблицу 6.

Таблица 6 – Данные, график и рисунок процесса нагрузки зубов.

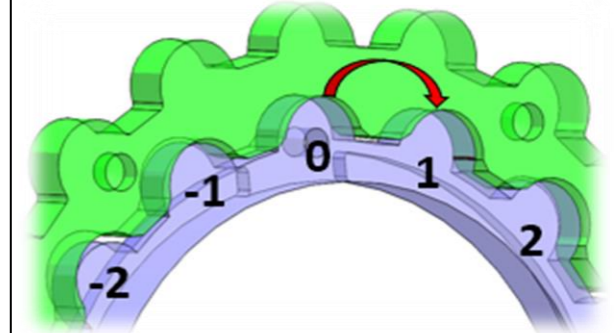
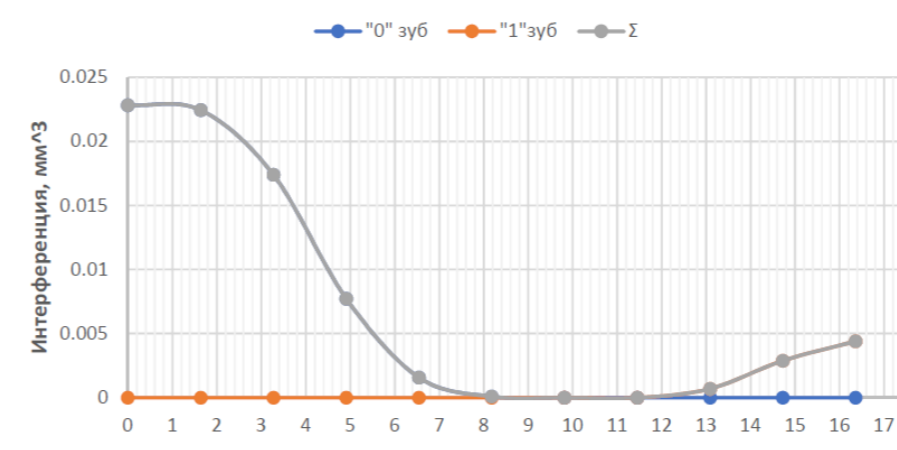
Z1 - Z2		Интерференция при нагрузке - $\Delta\varphi = 0.01$					
№	Угол эксцентрика фэ/10	"-2"зуб	"-1"зуб	"0"зуб	"1"зуб	"2"зуб	Σ
0	0	0	0	0.04619872	0	0	0.04619872
1	1.636	0	0	0.04573917	0	0	0.04573917
2	3.272	0	0	0.0392923	0	0	0.0392923
3	4.908	0	0	0.02386623	0	0	0.02386623
4	6.544	0	0	0.00863047	0	0	0.00863047
5	8.18	0	0.00128416	0.0024358	0	0	0.00371996
6	9.816	0	0.01055978	0.0003306	0	0	0.01089038
7	11.452	0	0.02859522	0	0	0	0.02859522
8	13.088	0	0.04386924	0	0	0	0.04386924
9	14.724	0	0.04603492	0	0	0	0.04603492
10	16.36	0	0.04479204	0	0	0	0.04479204



Z3 - Z4			Интерференция при нагрузке - $\Delta\varphi = 0.01$					
№	Угол эксцентрика фэ/10	Угол поворота колеса, (φ1+Δφ2)	"-2"зуб	"-1"зуб	"0"зуб	"1"зуб	"2"зуб	Σ
0	0	0	0	0	0.04423033	0	0	0.04423033
1	1.636	0.013709751	0	0	0.04377178	0	0	0.04377178
2	3.272	0.017419501	0	0	0.03735889	0	0	0.03735889
3	4.908	0.021129252	0	0	0.02224259	0	0	0.02224259
4	6.544	0.024839002	0	0	0.0078003	0	0	0.0078003
5	8.18	0.028548753	0	0.00022949	0.00211821	0	0	0.0023477
6	9.816	0.032258503	0	0.00569111	0.00025284	0	0	0.00594395
7	11.452	0.035968254	0	0.01959173	0	0	0	0.01959173
8	13.088	0.039678005	0	0.03695413	0	0	0	0.03695413
9	14.724	0.043387755	0	0.04350704	0	0	0	0.04350704
10	16.36	0.047097506	0	0.04422677	0	0	0	0.04422677



Z5 - Z6			Интерференция при нагрузке - $\Delta\varphi = 0.01$					
№	Угол эксцентрика фэ/10	Угол поворота колеса, (φ1+Δφ2)	"-2"зуб	"-1"зуб	"0"зуб	"1"зуб	"2"зуб	Σ
0	0	0	0	0	0.02282761	0	0	0.02282761
1	1.636	0.202244418	0	0	0.02243837	0	0	0.02243837
2	3.272	0.394488837	0	0	0.01739386	0	0	0.01739386
3	4.908	0.586733255	0	0	0.0077341	0	0	0.0077341
4	6.544	0.778977673	0	0	0.00157207	0	0	0.00157207
5	8.18	0.971222092	0	0	0.00008879	0	0	0.00008879
6	9.816	1.16346651	0	0	0	0	0	0
7	11.452	1.355710928	0	0	0	0	0	0
8	13.088	1.547955347	0	0	0	0.00069531	0	0.00069531
9	14.724	1.740199765	0	0	0	0.00288416	0	0.00288416
10	16.36	1.932444183	0	0	0	0.00440081	0	0.00440081



Анализируя данные в таблице 6, можно сделать вывод, что при выбранном угле нагрузки $\Delta\varphi = 0,01$ для зубчатой пары Z1 и Z2 передача нагрузки между положениями «0» и «-1» началась на 5-й шаг вращения, и нагрузка распределялась между парой «0» и «-1» до конца 6-го шага вращения, где позже нагрузка в положении «0» была обнулена, поэтому с этого момента действует только в положении « -1 ».

Результаты, полученные для зубчатой пары Z3 и Z4, аналогичны результатам Z1 и Z2, как видно из таблицы 6.

Анализируя результаты для зубчатой пары Z5 и Z6, можно сделать вывод, что при выбранном угле предварительной нагрузки $\Delta\varphi = 0,01$ позиции «0» и «1» были полностью отключены между 6-м и 7-м шагом вращения и положением «1» задействовал 8-й шаг вращения. То есть, между этапами с 6 по 7 передача не была нагружена, и с 8-го этапа вращения нагрузка была частично переведена в положение «1». Можно заметить, что угол $16,36^\circ$ был недостаточным для полной передачи нагрузки из положения «0» в положение «1» для зубчатой пары Z5 и Z6, поэтому для других испытаний рассматривался поворот на 21° для проверить передачу нагрузки. Общий анализ пар, задействованных с нагрузкой $\Delta\varphi = 0,01$, показывает, что получить удовлетворительные результаты не удалось, поскольку количество занятых пар, задействованных в одно и то же время, не обеспечивало непрерывного и плавного движения, как это видно на графиках в таблице 6. Кривая, которая представляет сумму интерференцию, имеет очень большую вогнутость для передачи нагрузок, начиная со 2-й ступени вращения, указывающий на возникновение разрыва в передаче нагрузки между включенными парами.

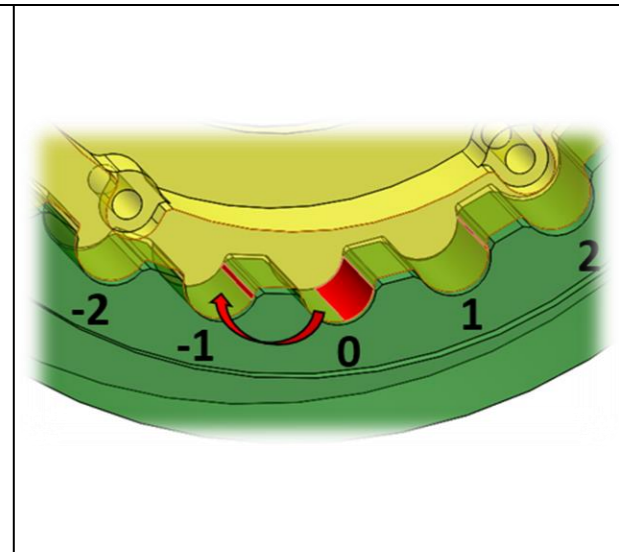
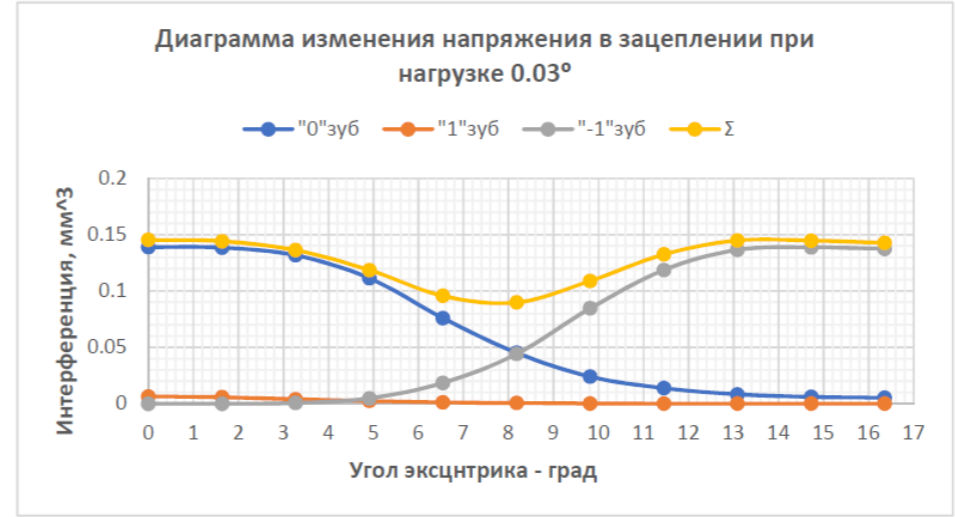
Ожидается, что при увеличении $\Delta\varphi$ произойдет сглаживание кривой суммы интерференция, что указывает на то, что загруженные пары зубьев функционируют более плавно.

Ниже приведены результаты, полученные для значений $\Delta\varphi = 0,03$ и $\Delta\varphi = 0,06$.

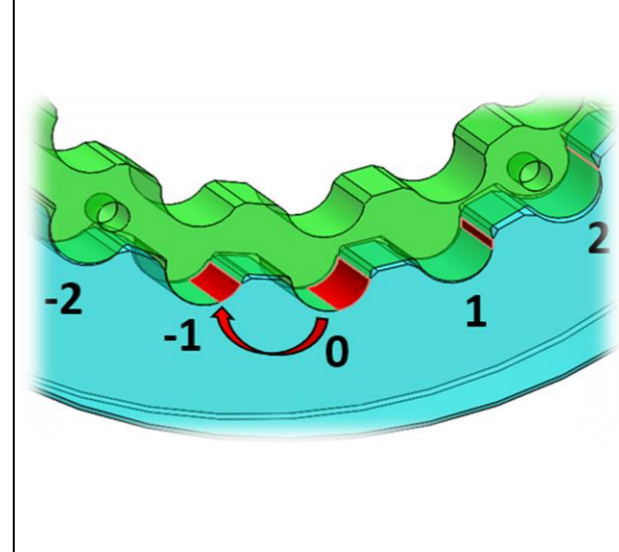
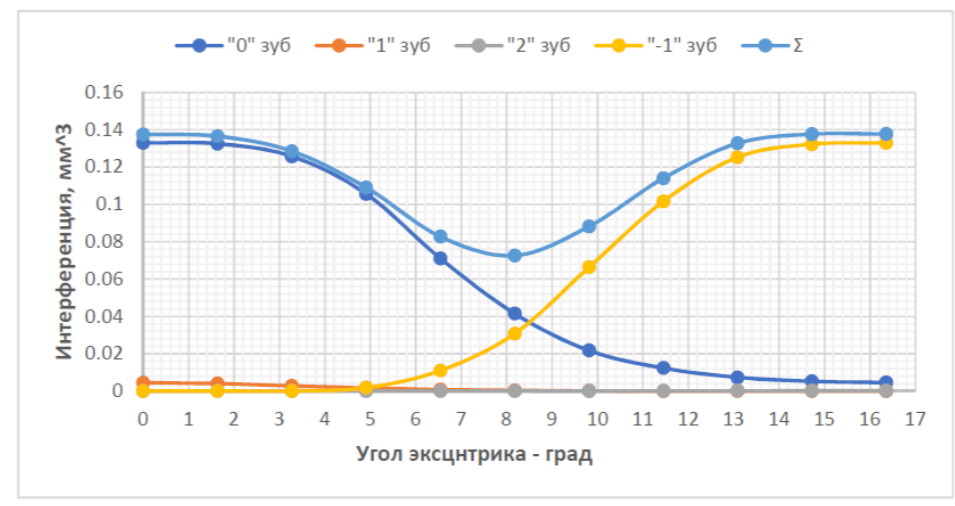
Результаты, полученные для $\Delta\varphi = 0,03$ сведем в таблицу 7.

Таблица 7 – Данные, график и рисунок процесса нагрузки зубов.

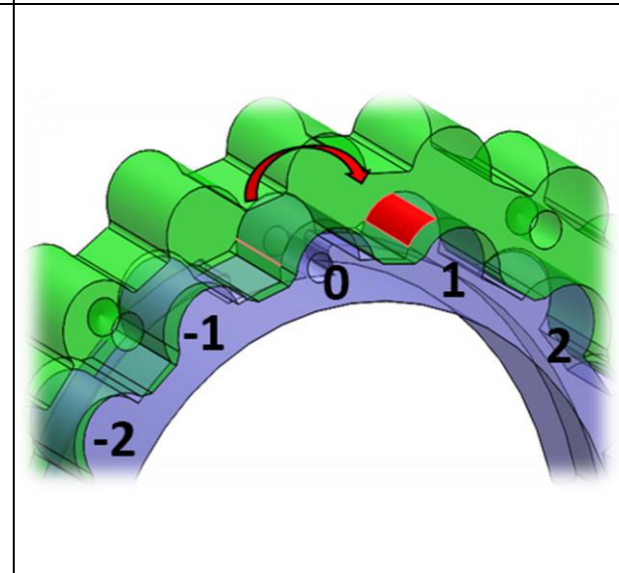
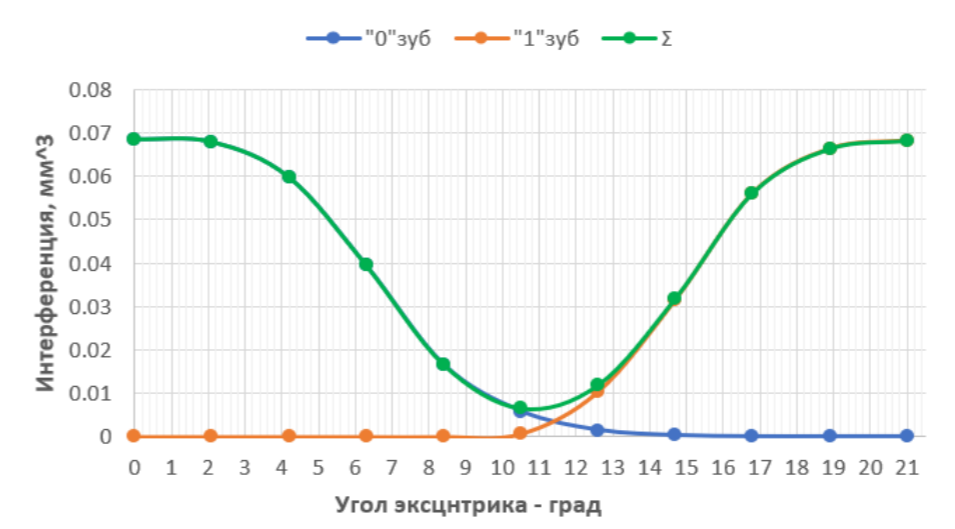
Z1 - Z2		Интерференция при нагрузке - $\Delta\varphi = 0.03$					Σ
№	Угол эксцентрика фэ/10	"-2"зуб	"-1"зуб	"0"зуб	"1"зуб	"2"зуб	
0	0	0	0	0.13893443	0.00641938	0	0.14535381
1	1.636	0	0	0.13847224	0.00572005	0	0.14419229
2	3.272	0	0.00055014	0.13167419	0.00401393	0	0.13623826
3	4.908	0	0.00483308	0.11143649	0.00242719	0	0.11869676
4	6.544	0	0.01845526	0.07599266	0.00119561	0	0.09564353
5	8.18	0	0.0441347	0.04514785	0.00054586	0	0.08982841
6	9.816	0	0.08470688	0.02400689	0.00020872	0	0.10892249
7	11.452	0	0.11865491	0.01378054	0.00008057	0	0.13251602
8	13.088	0	0.13656433	0.00830758	0.0000304	0	0.14490231
9	14.724	0	0.13876998	0.00599742	0.00001534	0	0.14478274
10	16.36	0	0.13751136	0.00523835	0.00001141	0	0.14276112



Z3 - Z4			Интерференция при нагрузке - $\Delta\varphi = 0.03$					Σ
№	Угол эксцентрика фэ/10	Угол поворота колеса, (φ1+Δφ2)	"-2"зуб	"-1"зуб	"0"зуб	"1"зуб	"2"зуб	
0	0	0	0	0	0.13300005	0.00451688	0.00000236	0.13751929
1	1.636	0.033709751	0	0	0.13253887	0.00400351	0.00000163	0.13654401
2	3.272	0.037419501	0	0	0.1257618	0.00276291	0.00000055	0.12852526
3	4.908	0.041129252	0	0.00178849	0.10567873	0.00161621	0.00000036	0.10908379
4	6.544	0.044839002	0	0.01099793	0.07097769	0.00075259	0.00000161	0.08272982
5	8.18	0.048548753	0	0.03080121	0.04147184	0.00031641	0.00000769	0.07259715
6	9.816	0.052258503	0	0.06636552	0.02171729	0.00010551	0.00002714	0.08821546
7	11.452	0.055968254	0	0.10164235	0.01230949	0.00003424	0.00006068	0.11404676
8	13.088	0.059678005	0	0.12532314	0.00733105	0.00000095	0.00010817	0.13277186
9	14.724	0.063387755	0	0.13227141	0.00524649	0.00000372	0.00014785	0.13766947
10	16.36	0.067097506	0	0.13299647	0.00456468	0.00000241	0.00016639	0.13772995



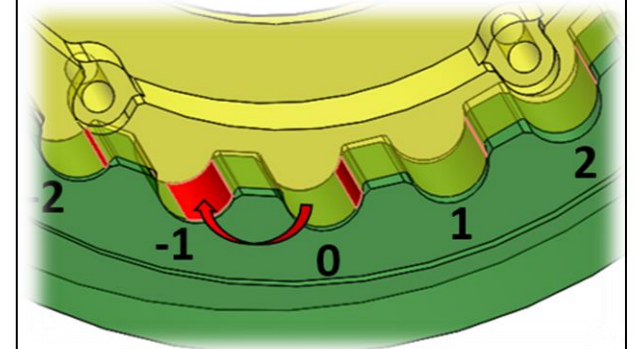
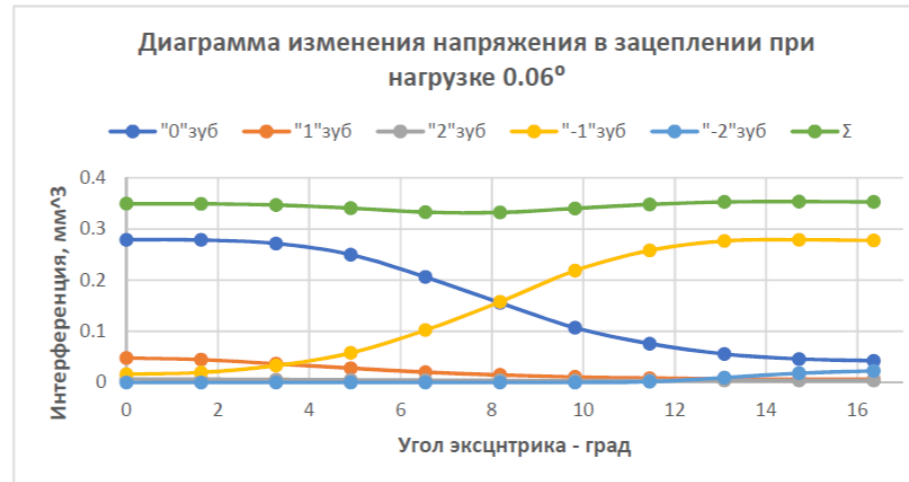
Z5 - Z6			Интерференция при нагрузке - $\Delta\varphi = 0.03$					Σ
№	Угол эксцентрика фэ/10	Угол поворота колеса, (φ1+Δφ2)	"-2"зуб	"-1"зуб	"0"зуб	"1"зуб	"2"зуб	
0	0	0	0	0	0.06860037	0	0	0.06860037
1	2.1	0.276768508	0	0	0.06798029	0	0	0.06798029
2	4.2	0.523537015	0	0	0.05982406	0	0	0.05982406
3	6.3	0.770305523	0	0	0.03947059	0	0	0.03947059
4	8.4	1.017074031	0	0	0.01661221	0	0	0.01661221
5	10.5	1.263842538	0	0	0.00583202	0.00068061	0	0.00651263
6	12.6	1.510611046	0	0	0.00148579	0.01040844	0	0.01189423
7	14.7	1.757379553	0	0	0.00026688	0.03163321	0	0.03190009
8	16.8	2.004148061	0	0	0.00000251	0.05616953	0	0.05617204
9	18.9	2.250916569	0	0	0	0.06637382	0	0.06637382
10	21	2.497685076	0	0	0	0.06822824	0	0.06822824



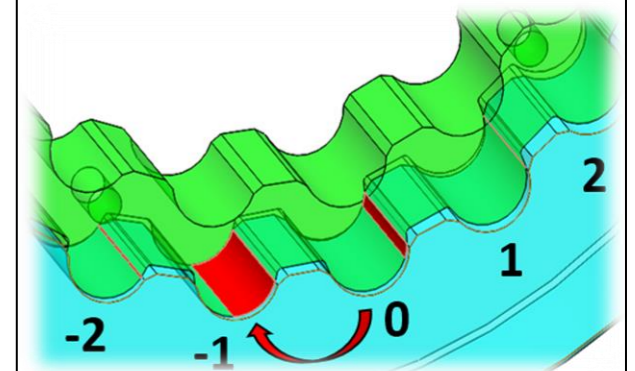
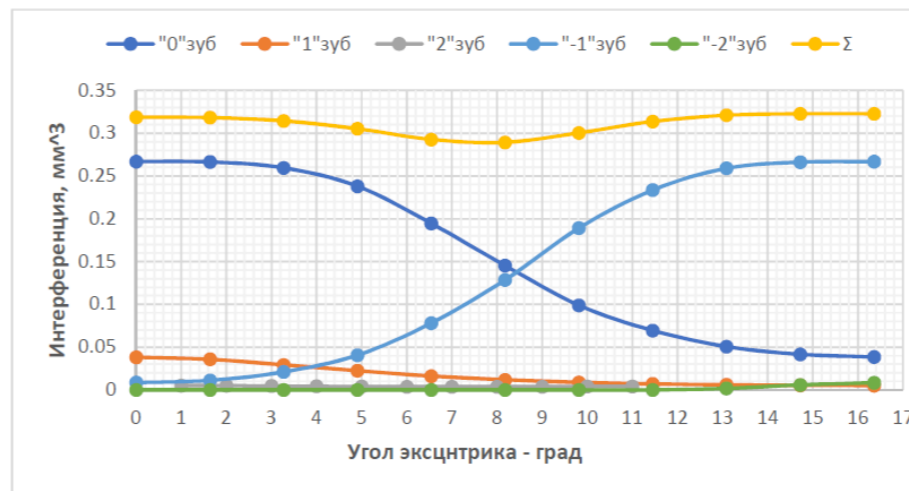
Полученные данные для $\Delta\varphi = 0,06$ сведем в таблицу 8.

Таблица 8 – Данные, график и рисунок процесса нагрузки зубов.

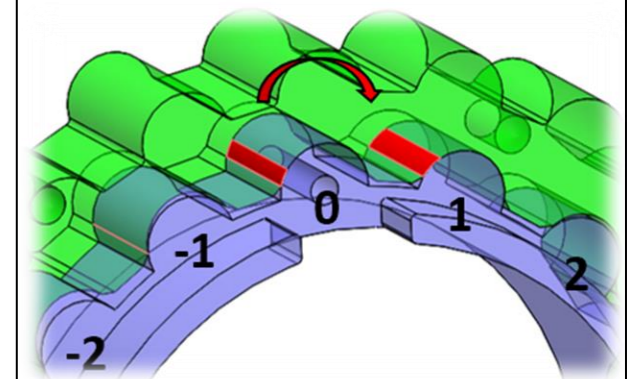
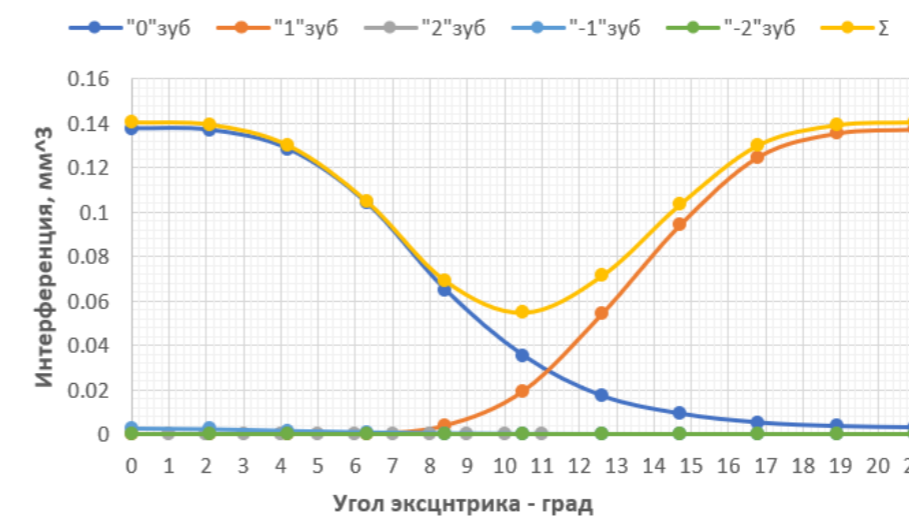
Z1 - Z2		Интерференция при нагрузке - $\Delta\varphi = 0,06$					
№	Угол эксцентрика фэ/10	"-2"зуб	"-1"зуб	"0"зуб	"1"зуб	"2"зуб	Σ
0	0	0	0.01612666	0.27887766	0.04775733	0.00653001	0.34929166
1	1.636	0	0.01970052	0.27841314	0.04465532	0.00630545	0.34907443
2	3.272	0	0.0329758	0.27150177	0.03656661	0.00571724	0.34676142
3	4.908	0	0.05768882	0.24985957	0.02804462	0.0050966	0.34068961
4	6.544	0	0.10223863	0.20589956	0.02011121	0.00453309	0.33278249
5	8.18	0	0.15770655	0.15543682	0.01472053	0.00418694	0.33205084
6	9.816	0	0.21832318	0.10702572	0.01081114	0.00400019	0.34016023
7	11.452	0.00156051	0.25782552	0.07591845	0.00855285	0.00396174	0.34781907
8	13.088	0.00945592	0.27648876	0.05567158	0.00710115	0.00400308	0.35272049
9	14.724	0.01818513	0.27871245	0.04589935	0.00639641	0.00406047	0.35325381
10	16.36	0.02266917	0.27744534	0.04245449	0.00614656	0.00409021	0.35280577



Z3 - Z4			Интерференция при нагрузке - $\Delta\varphi = 0,06$					
№	Угол эксцентрика фэ/10	Угол поворота колеса, (ф1+Δφ2)	"-2"зуб	"-1"зуб	"0"зуб	"1"зуб	"2"зуб	Σ
0	0	0	0	0.00856131	0.26692194	0.03819417	0.00515022	0.31882764
1	1.636	0.063709751	0	0.01110454	0.26645122	0.03570316	0.00500025	0.31825917
2	3.272	0.067419501	0	0.02102581	0.25954908	0.02922918	0.00461208	0.31441615
3	4.908	0.071129252	0	0.04060139	0.23800426	0.02243623	0.00421427	0.30525615
4	6.544	0.074839002	0	0.07813071	0.19453248	0.01613618	0.0038769	0.29267627
5	8.18	0.078548753	0	0.12853606	0.1452562	0.01187103	0.00370345	0.28936674
6	9.816	0.082258503	0	0.18914602	0.09881319	0.00879162	0.00366144	0.30041227
7	11.452	0.085968254	0	0.23352561	0.06947854	0.00702239	0.00372175	0.31374829
8	13.088	0.089678005	0.0016755	0.25903849	0.05061677	0.00589904	0.00383751	0.32106726
9	14.724	0.093387755	0.0058618	0.26609823	0.04158167	0.00535461	0.00393634	0.32283262
10	16.36	0.097097506	0.0083519	0.26681717	0.03840714	0.00516344	0.00398189	0.3227215



Z5 - Z6			Интерференция при нагрузке - $\Delta\varphi = 0,06$					
№	Угол эксцентрика фэ/10	Угол поворота колеса, (ф1+Δφ2)	"-2"зуб	"-1"зуб	"0"зуб	"1"зуб	"2"зуб	Σ
0	0	0	0	0.00272278	0.13755171	0	0	0.14027449
1	2.1	0.306768508	0	0.00237335	0.13687267	0	0	0.13924602
2	4.2	0.553537015	0	0.00154707	0.12827311	0	0	0.12982018
3	6.3	0.800305523	0	0.00082635	0.10398965	0	0	0.104816
4	8.4	1.047074031	0	0.00032458	0.06502914	0.00380333	0	0.06915705
5	10.5	1.293842538	0	0.00010258	0.03529693	0.01946694	0	0.05486645
6	12.6	1.540611046	0	0.00001698	0.01724904	0.05402252	0	0.07128854
7	14.7	1.787379553	0	0.00000037	0.00923996	0.09415082	0	0.10339115
8	16.8	2.034148061	0	0	0.00520914	0.12480577	0	0.13001491
9	18.9	2.280916569	0	0	0.00358727	0.1354173	0	0.13900457
10	21	2.527685076	0	0	0.00306879	0.1372275	0	0.14029629



Результаты, представленные для $\Delta\varphi = 0,03$ и $\Delta\varphi = 0,06$, показали сглаживание кривой суммы интерференции для Z1-Z2 и Z3-Z4, что указывает на более плавную работу редуктора, кроме того, это можно увидеть на рисунках они представляют интерференцию, которые для пар Z1-Z2 и Z3-Z4 будут иметь по крайней мере 3 зуба, включенных в одно и то же время, которые будут разделять и передавать существующую нагрузку между ними непрерывно без возникновения импульсов передачи.

Пара Z5-Z6, даже с преднагрузкой $\Delta\varphi = 0,03$ и $\Delta\varphi = 0,06$, не дала удовлетворительных результатов, даже при одновременном контакте большего числа зубов. Оценивая кривую суммы интерференции, мы все еще видим появление большой вогнутости, указывающей на то, что передача нагрузок между зубьями не происходит плавно.

Поскольку углы $\Delta\varphi = 0,03$ и $\Delta\varphi = 0,06$ не оказали существенного влияния на зубчатую пару Z5-Z6, другое моделирование было выполнено только для этой зубчатой пары, однако с учетом угла, равного $\Delta\varphi = 0,1$, на рисунке 47 показан результат получен.

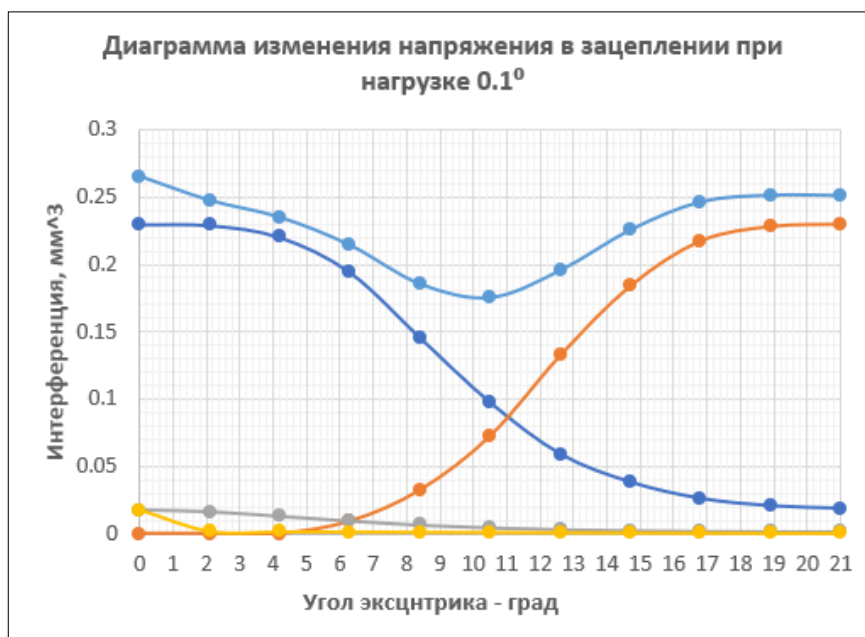


Рисунок 47 – Зависимости угла поворота эксцентрика от угла поворота $\Delta\varphi = 0,1$ (Z5-Z6).

Анализируя результаты на рисунке 47, можно сделать вывод, что для пары Z5-Z6 только нагрузки, равные или превышающие $0,1^\circ$, оказывают влияние на сглаживание передачи, поэтому на кривой наблюдается большее выравнивание, которое представляет сумму интерференцию.

При изменении $\Delta\varphi$ график суммарной интерференции стремится выровняться, это говорит о том, что нагруженная пара зубьев работает более плавно, чем не нагруженная. Нагрузка с «0» пары на «1», «-1» и далее осуществляется быстрее и равномернее [14]. После проведенного исследования можно сделать вывод о том, что увеличение предварительного нагружения за счет угла $\Delta\varphi$ увеличивает количество пар, участвующих в работе и обеспечивает более плавную работу передачи.

2.9 Распределение Пуассона

Другое исследование было проведено для того, чтобы понять, как распределяется нагрузка на зубья шестерни. Будем поворачивать колесо в противоположную сторону от его положительного вращения, а шестерню оставим неподвижной и зафиксируем на каких зубьях будут возникать контактные напряжения, которые выражаются через объем интерференции на определенных зубьях. В таблице 9 представлены результаты, полученные для Z1-Z2.

Таблица 9 – Распределение Пуассона Z1-Z2.

Z1-Z2		№ зуба				
		-2	-1	0	1	2
Нагрузка, градусы	0.01	0	0	0.046199	0	0
	0.02	0	0	0.09251	0.000987	0
	0.03	0	0	0.138934	0.006419	0
	0.04	0	0.000946	0.185471	0.016286	0
	0.05	0	0.006317	0.232118	0.030199	0.00307
	0.06	0	0.016127	0.278878	0.047757	0.00653

По графику рисунок 48 и таблица 9 можно сказать что наибольшее значение интерференции приходится на «0» зуб. И при нагрузке 0.04° распределение происходит симметрично относительно «0» зуба.

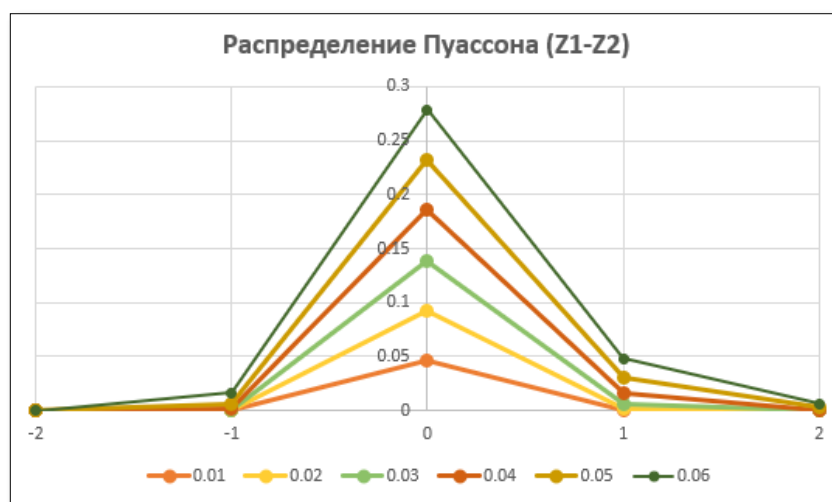


Рисунок 48 – График распределения Пуассона Z1-Z2.

Таблица 10 – Распределение Пуассона Z3-Z4.

Z3-Z4		№ зуба				
		-2	-1	0	1	2
Нагрузка, градусы	0.01	0	0	0.04423033	0	0
	0.02	0	0	0.08856381	0.00050697	0
	0.03	0	0	0.13300005	0.00451688	0.00000236
	0.04	0	0.00001096	0.17753872	0.01231771	0.00062777
	0.05	0	0.00233752	0.22217947	0.0236389	0.00234896
	0.06	0	0.00856131	0.26692194	0.03819417	0.00515022

По графику рисунок 49 и таблица 10 можно сказать что наибольшее значение интерференции приходится на «0» зуб. В распределении нагрузок между зубами нет симметрии. Предварительные нагрузки, равные или превышающие 0,04°, вызывают распределение усилий по меньшей мере в 4 зубах одновременно.

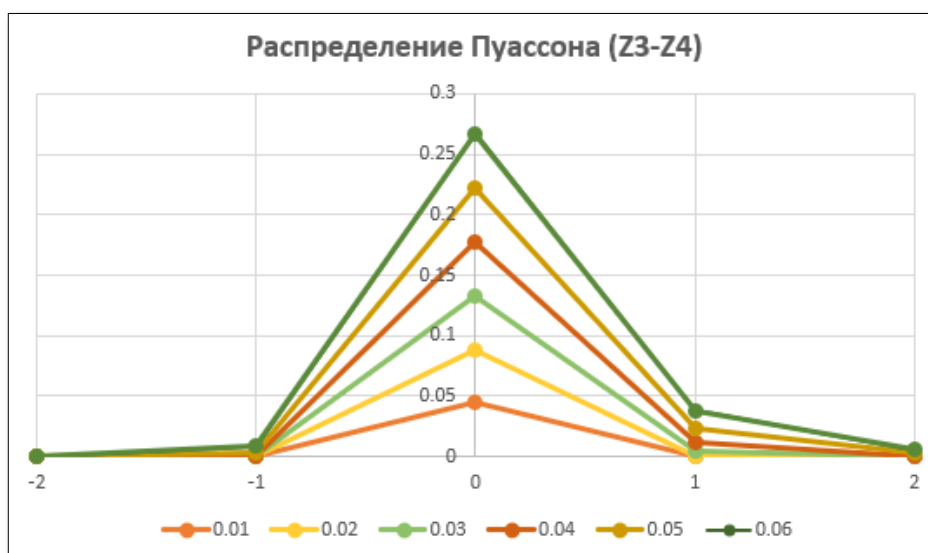


Рисунок 49 – График распределения Пуассона Z3-Z4.

Таблица 11 – Распределение Пуассона Z5-Z6.

Z5-Z6		№ зуба				
		-2	-1	0	1	2
Нагрузка, градусы	0.01	0	0	0.02282761	0	0
	0.02	0	0	0.048747	0	0
	0.03	0	0	0.06860037	0	0
	0.04	0	0.00026747	0.09767333	0	0
	0.05	0	0.00149577	0.1222034	0	0
	0.06	0	0.00272278	0.13755171	0	0
	0.1	0.0173616	0.01772223	0.23002766	0	0

Через график рисунка 50 и таблица 11 можно сказать, что самые высокие значения интерференции возникают у зуба «0» зуба. Нагрузки не распределяются

симметрично между зубьями. Нагрузка 0,1 вызвала распределение нагрузки как минимум на 3 зуба одновременно.

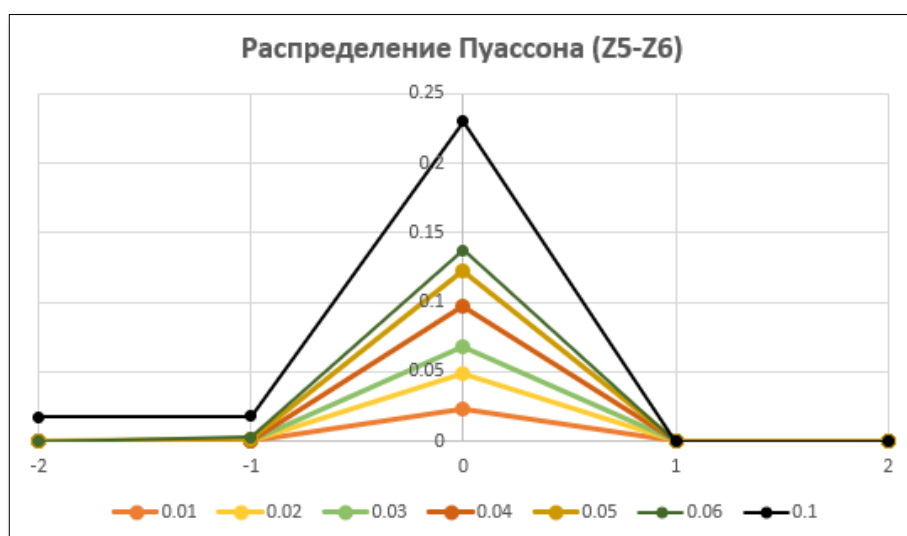


Рисунок 50 – График распределения Пуассона Z5-Z6.

2.10 Расчет несущей способности зубьев редуктора

Как можно сделать вывод из результатов предыдущего анализа, максимальное значение интерференции возникает на зубе «0», для обеих стадий редукции. Поэтому, следующее исследование несущей способности будет применено к зубу «0», на который влияет большая нагрузка во время его работы, рисунок 51.

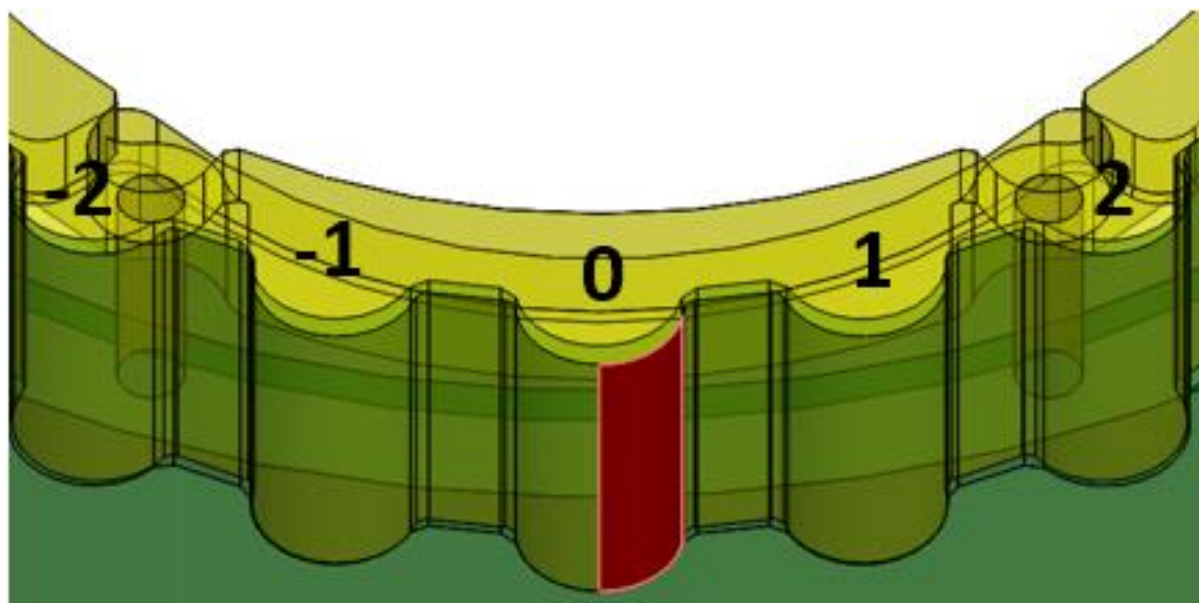


Рисунок 51 – Нагружен только «0» зуб.

С помощью полученной интерференции можно определить величину удельной деформации зуба ε . Зная величину удельную деформацию зуба, можно определить усилия, необходимые для этой деформации.

Чтобы определить нагрузочную способность на зубьях, необходимо понять, как напряжения распределяются по объему материала, из которого состоит зубчатое колесо. В Solidworks было выполнено моделирование с учетом того, что колесо Z1 было зафиксировано и зубчатое колесо Z2 было применено с минимальным крутящим моментом. Как видно из рисунка 52, напряжения в зубе шестерни распределены по объему окружности зуба.

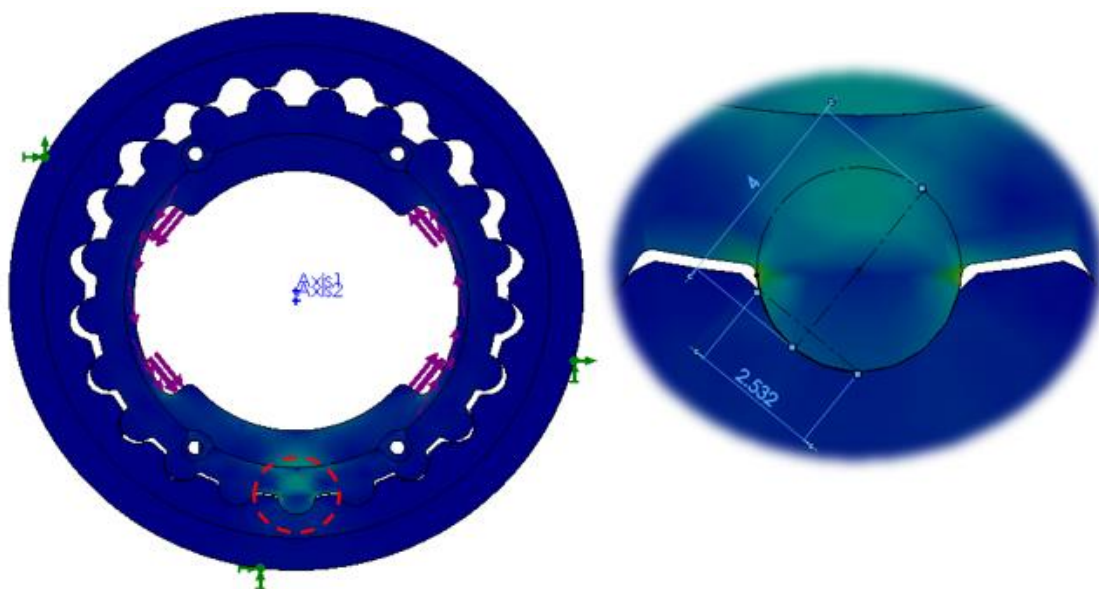


Рисунок 52 – Характерный размер распределения напряжений в профиле зуба.

Таким образом, получаем схему, представленную на рисунке 53.

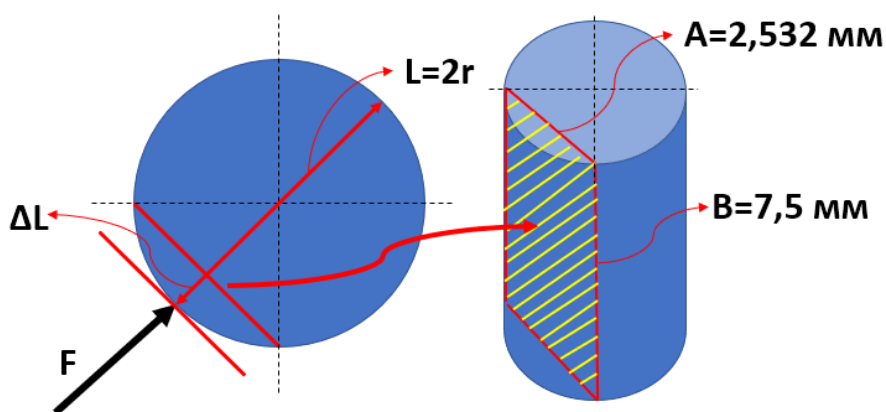


Рисунок 53 – Схема зуба.

Схема на рисунке 53, представляет собой объем материала зуба зубчатого колеса, в котором распределены напряжения.

где B - толщина зубьев шестерни = 7.5 мм;

A - длина хорды контактной поверхности зуба = 2,253 мм;

ΔL - Деформация зуба, мм;

L - Зубная контактная линия = 4 мм.

Благодаря интерференции мы можем определить площадь поперечного сечения, на которой влияет напряжения для зуба участвующего в зацепление в положении «0».

Расчет площади поперечного сечения, где действует сила:

$$S = 2,253 \text{ мм} * 7,5 \text{ мм} = 16,8975 \text{ мм}^2 \quad (18)$$

Деформация зуба определяется следующим уравнением:

$$\Delta L = \frac{\Delta W}{S} \quad (19)$$

где ΔW - Объем интерференция материала, мм^3 .

Относительное удлинение является безразмерной величиной, как отношение двух длин ΔL и L , и по своему числовому значению равно удельной деформации каждой единицы длины.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (20)$$

Вычислив относительное удлинение, мы можем определить напряжение, приложенное к зубу «0». Зная, что относительное удлинение прямо пропорционально нагрузке, то σ определяется по формуле:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad (21)$$

где E - 190 ГПа – модуль Юнга для стали 4340.

Зная величину удельную напряжению зуба и площадь где действует сила, можно определить усилия, необходимые для этой деформации из следующего уравнения:

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (22)$$

Результаты представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Изменение контактных деформаций.

Z1-Z2	Нагрузка, градусы					
	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06
ΔW (мм ³)	0.046199	0.09251	0.138934	0.185471	0.232118	0.27887766
S (мм ²)	16.8975					
ΔL (мм)	0.002734	0.005475	0.008222	0.010976	0.013737	0.016504078
L (мм)	4					
ε	0.000684	0.001369	0.002056	0.002744	0.003434	0.00412602
E	$E = 190$ ГПа – модуль Юнга для стали 4340					
σ (Мпа)	129.8677	260.0527	390.554	521.3703	652.5005	783.9437106
Скоптант	$S=2,253 \text{ мм} * 7,5 \text{ мм} = 16,8975 \text{ мм}^2$					
Сила влияющая на зуб F, Н	2194.439	4394.241	6599.385	8809.854	11025.63	13246.68885

Следовательно, предел текучести стали $\sigma_T = 470$ Мпа.

Согласно результатам, представленным в таблице 12, можно сделать вывод о том, что предварительные нагрузки от 0,01 до 0,03 поддерживаются зубчатым колесом, поскольку полученные конкретные напряжения ниже предела текучести материала. Для предварительных нагрузок от 0,04 до 0,06 удельные напряжения, полученные в зубьях шестерни, превышают предела текучести материала, вызывая тем самым пластические деформации в шестерне.

Чтобы определить, способен ли зуб противостоять нагрузкам, вызванным воздействием этой силы на его контактную поверхность, было предложено статическое моделирование исследование в соответствии с критериями оценки напряжений в соответствии с Von Mises, с целью проверки того, выдерживает ли зуб напряжения, вызванные силой 6599,4 Н, которая воздействует на зуб при нагрузке 0,03.

На рисунке 54 показаны результаты моделирования, полученные в программном обеспечении SolidWorks:

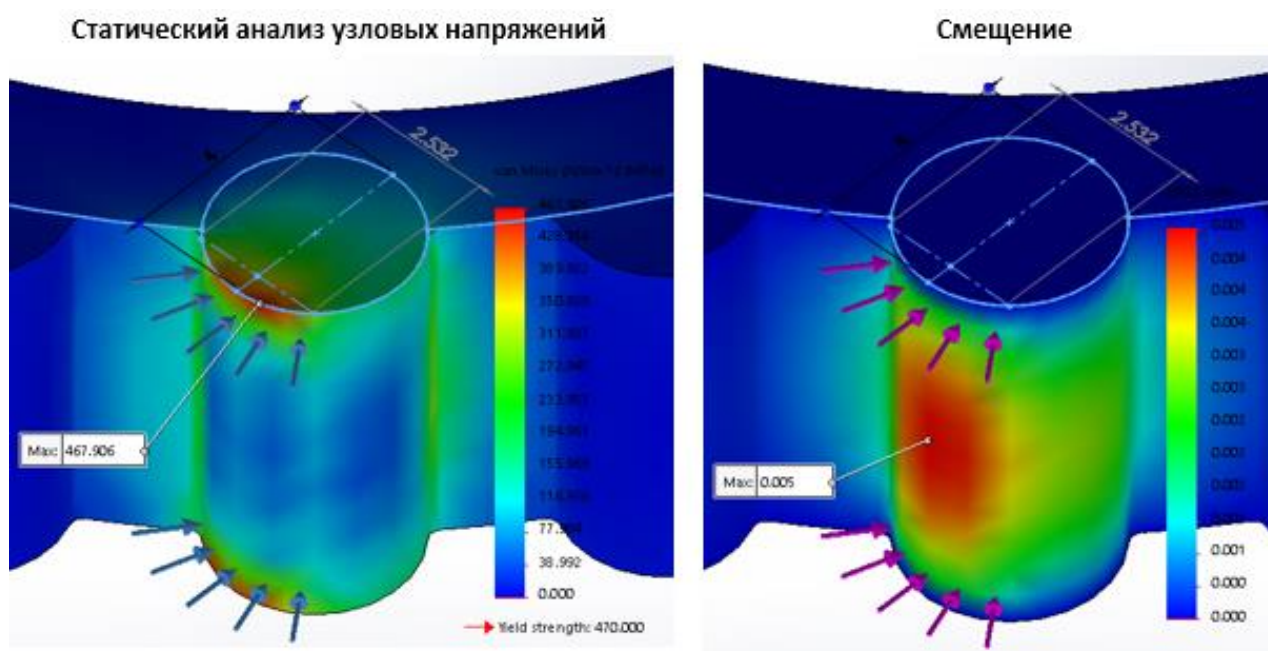


Рисунок 54 – Результат анализа напряжения по von Mises.

Критерии оценки результата следующие:

$$\sigma_{von Mises max} \leq \sigma_H \quad (23)$$

где σ_H – Предел текучести выбранного материала.

Предел текучести выбранного материала равен: 470 МПа.

На рисунке 53 видно, что наибольшее полученное напряжение составляло 467,91 МПа, расположен на краю зуба. Результат этого же рассчитанного натяжения составил 390,5 МПа, табл.12, следовательно, что разница между результатами составляет примерно 16,5%. Приемлемая разница, поскольку некоторые критерии,

используемые программным обеспечением для анализа стресса, отличаются от анализа, выполненного аналитическим способом.

Таким образом,

$$467,91 \text{ МПа} \leq 470 \text{ МПа}$$

Поэтому можно сделать вывод, что максимальное напряжение, полученное при анализе конечных элементов в зубе шестерни, ниже предельного текучести материала, однако сравниваемые значения очень близки, следовательно, результат не представляет запас прочности. Редуктор в своем экстремальном состоянии может работать с максимальной предварительной нагрузкой до 0,03, что соответствует силе 6599,4 Н, действующей на поверхность зуба.

Результаты, представленные в таблице 6,7,8, показали, что по мере увеличения предварительной нагрузки в редукторе, редуктор работает лучше, распределяя напряжения между большим числом зубьев одновременно, и контакт зубьев происходит в более плавно. Однако размеры и характеристики материала, предложенные для зубьев шестерни редуктора, не позволяют поддерживать деформации и напряжения при предварительных нагрузках, превышающих 0,03, без повреждения редуктора. Поэтому графики, которые характеризуют распределения напряжений между зубьями шестерни, количеством зубьев при одновременном контакте и равномерностью движения, приведены в таблице 7.

2.11 Расчет потерь на трение планетарного редуктора с двумя коаксиальными выходами скорости.

Определение КПД планетарного редуктора двух коаксиальных выходов зависит от характера сил трения, возникающих в кинематических парах редуктора.

В зоне контакта двух зубьев наблюдается два вида трения: трение скольжения и трение качения. Принимая во внимание только упомянутые силы трения, для определения КПД необходимо предусмотреть потери на трение скольжения и качения между зубьями колес и шестернями ступеней редуктора. Более тщательное исследование должно также учитывать потери на трение в подшипниках, однако для этой работы будут изучаться только потери на трение в зубчатых парах.

2.11.1 Скольжение зубьев

Рассмотрим трение скольжения, планетарного редуктора с двумя коаксиальными выходами скорости. Для этого будем поворачивать вал-эксцентрик на $\varphi_{0,0}/10$ и колесо на $\Delta \varphi$. При повороте вала-эксцентрика и колеса мы будем наблюдать изменение расстояния между центрами зуба шестерни и впадины колеса. С помощью этого расстояния и проведем оценку пути трения скольжения.

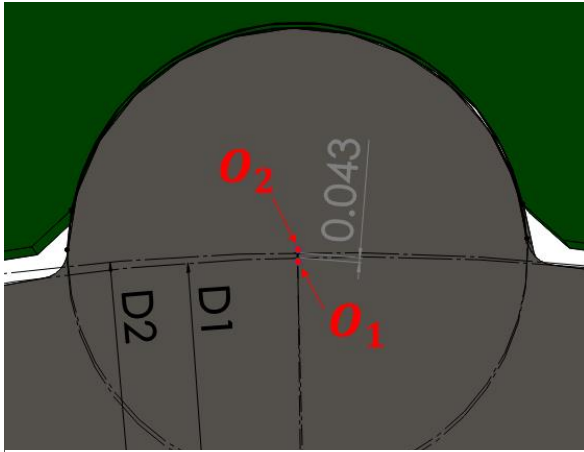


Рисунок 55 – Оценка пути трения скольжения.

где O_1 – центр зуба шестерни, мм;

O_2 – центр зуба колеса, мм;

D_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

D_2 – делительный диаметр колеса, мм.

На рисунке 55 показано расстояние, с помощью которого мы будем оценивать путь трения. Отрезок O_1O_2 показывает, на какое расстояние проскальзывает 1 зуб при полном обороте вала-эксцентрика. Проверим, как изменяется это расстояние

при повороте вала-эксцентрика на угол $\varphi_{0.0}/10$ и колеса на $\varphi_{z2}/10$ (без предварительной нагрузки) и $\Delta\varphi_2 + \varphi_{z2}$ (с предварительной нагрузкой). В таблице 13 представлены результаты, полученные для Z1 и Z2.

Таблица 13 – Данные для оценки пути трения скольжения Z1 и Z2.

Z1-Z2		Нагрузка			
		0		0.03	
№	$\varphi(0.0)$	O_1O_2 , мм для «0» пары	O_1O_2 , мм для «1» пары	O_1O_2 , мм для «0» пары	O_1O_2 , мм для «1» пары
0	0	0	0.04262402	0.01151917	0.04313191
1	1.636364	0.00042549	0.03455682	0.01153076	0.03552138
2	3.272727	0.00170497	0.02731828	0.01151917	0.02886524
3	4.909091	0.00383807	0.02092606	0.01223935	0.02323537
4	6.545455	0.00682628	0.01537884	0.01359953	0.01870397
5	8.181818	0.01066508	0.010685	0.0160468	0.01535045
6	9.818182	0.01535496	0.00684222	0.0196875	0.01318132
7	11.45455	0.02089821	0.00385003	0.02449127	0.01204479
8	13.09091	0.02728648	0.00171294	0.03037454	0.01161459
9	14.72727	0.03450703	0.00043105	0.03725544	0.0115232
10	16.36364	0.04260513	0	0.04512709	0.01151917

Таблица 14 – Данные для оценки пути трения скольжения Z3 и Z4.

Z3-Z4		Нагрузка			
		0		0.03	
№	$\varphi(0.0)$	O_1O_2 , мм для «0» пары	O_1O_2 , мм для «1» пары	O_1O_2 , мм для «0» пары	O_1O_2 , мм для «1» пары
0	0	0	0.04687524	0.01099557	0.0491468
1	1.636364	0.00042453	0.03840661	0.01099984	0.04084185
2	3.272727	0.0017011	0.03076288	0.0110956	0.03345025
3	4.909091	0.00382937	0.02396257	0.01154415	0.02702981
4	6.545455	0.00681081	0.01800424	0.01272198	0.02163712
5	8.181818	0.01064091	0.01289685	0.01495066	0.01735602
6	9.818182	0.01532017	0.00863796	0.01836574	0.01425421
7	11.45455	0.02085087	0.00522696	0.02294802	0.01232175
8	13.09091	0.02722469	0.00266899	0.02861417	0.0113726
9	14.72727	0.03442892	0.00096479	0.03528006	0.01105061
10	16.36364	0.04250872	0.00010752	0.04293552	0.01099656

Анализируя данные таблиц 13 и 14, мы видим, что результаты, полученные для пары Z1-Z2, аналогичны результатам для пары Z3-Z4. Следовательно, результат графика изменения пути трения будет таким же.

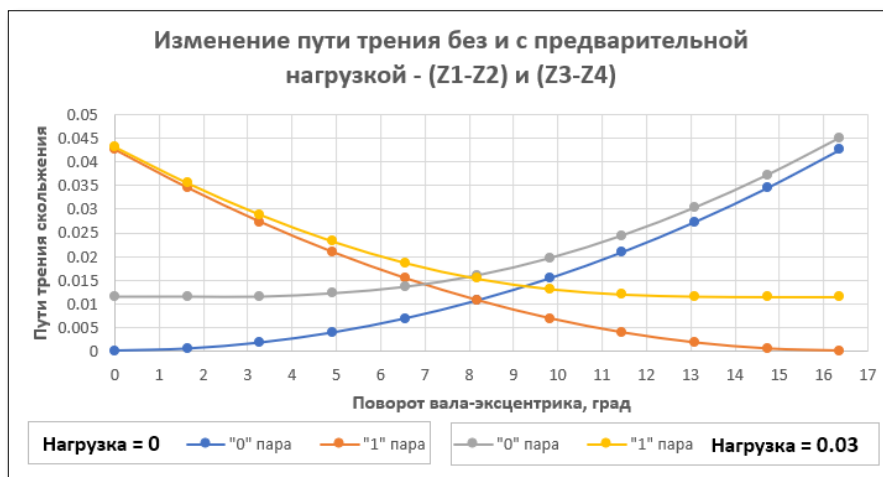


Рисунок 56 – Изменение пути трения за полный оборот вала-эксцентрика. Данные в таблице 15 относятся к результатам, полученным для пары Z5-Z6.

Таблица 15 – Данные для оценки пути трения скольжения Z5 и Z6.

Z5-Z6		Нагрузка			
		0		0.03	
№	$\varphi(0.0)$	O_1O_2 , мм для «0» пары	O_1O_2 , мм для «1» пары	O_1O_2 , мм для «0» пары	O_1O_2 , мм для «1» пары
0	0	0	0.08187002	0.00785398	0.08108476
1	2.1	0.00078628	0.06669955	0.00790479	0.06611379
2	4.2	0.00314472	0.05306653	0.00854518	0.05271385
3	6.3	0.00707408	0.04097815	0.01079771	0.04091115
4	8.4	0.01257228	0.03044077	0.01520691	0.03074614
5	10.5	0.01963643	0.02145994	0.02167265	0.02228834
6	12.6	0.02826281	0.01404038	0.02998616	0.015664
7	14.7	0.03844689	0.008186	0.04001508	0.01107756
8	16.8	0.0501833	0.00389988	0.05168649	0.00865629
9	18.9	0.06346586	0.00118427	0.06495832	0.0079222
10	21	0.07828758	0	0.07980359	0.00785396

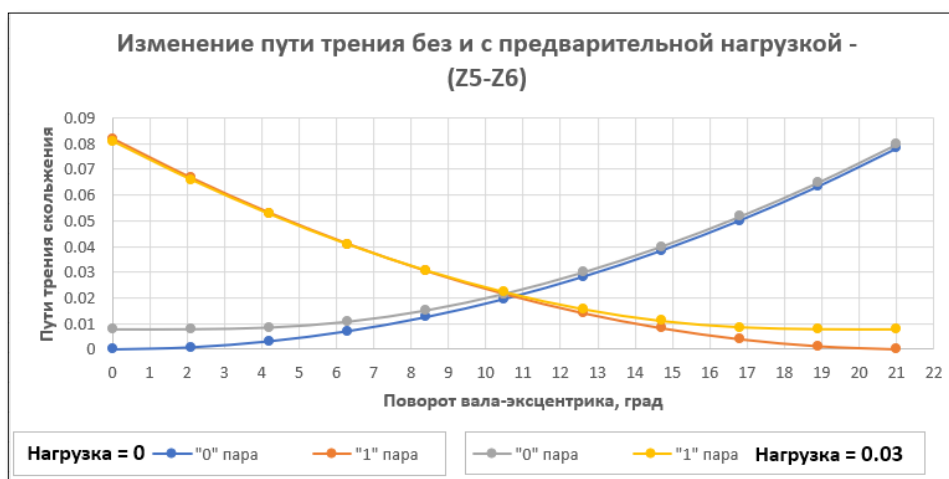


Рисунок 57 – Изменение пути трения за полный оборот вала-эксцентрика

На основе анализа данных таблиц 13,14 и 15 и их соответствующих графиков, мы можем видеть, что значения, полученные для трения пути небольшие значения и передаются плавно между сцепленной парой. Анализируя графики, мы видим, что все кривые практически идентичны, без возникновения каких-либо пика, это не поджать кривую без предварительной нагрузки, или кривую с предварительной нагрузкой, так что это говорит нам о том, что даже совместной работы в ситуациях с предварительной нагрузкой он работает стабильно, без чрезмерного увеличения потерь на трение скольжения.

Рассчитаем суммарный путь трения

Путь трения для зуба будет рассматриваться как среднее арифметическое между результатом, полученным для зуба «0» при десятом чтении, и первым результатом, полученным для зуба «1». Согласно результатам исследования, путь трения на одном зубе равен:

Для пары Z1-Z2 и Z3-Z4 имеем:

$$S_{cp(0)} = \frac{0.04260513+0.04262402}{2} = 0.042614575 \text{ мм} \quad (24)$$

$$S_{cp(0.03)} = \frac{0.04512709+0.04313191}{2} = 0.0441295 \text{ мм} \quad (25)$$

Для пары Z5-Z6 имеем:

$$S_{cp(0)} = \frac{0.07828758+0.08187002}{2} = 0.0800788 \text{ мм} \quad (26)$$

$$S_{cp(0.03)} = \frac{0.07980359+0.08108476}{2} = 0.080444175 \text{ мм} \quad (27)$$

Зуб входит и выходит из контакта, трение происходит по двум его сторонам, поэтому S_{cp} должно быть умножено на 2. Путь трения также должен быть умножен на количество зубьев шестерни в каждой зубчатой паре. В таблице 16 приведены результаты, полученные для каждой пары:

Таблица 16 – Путь трения на одном зубе для каждой пары.

Пара	$S_{cp} (0), \text{мм}$	$S_{cp} (0.03), \text{мм}$
Z1-Z2	1.78981215	1.853439
Z3-Z4	1.704583	1.76518
Z5-Z6	2.402364	2.41332525

Для того чтобы численно представить величину потерь на трение скольжения необходимо определить полный путь и путь трения скольжения. Согласно

теоретическим данным полный путь трения скольжения за один оборот составляет $\frac{1}{4}$ длины окружности зуба [15], в нашем случае радиус зуба 2 мм:

$$S_{\text{теор}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{4} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2}{4} = 3,1415 \text{ мм} \quad (28)$$

(Z1-Z2) на 21 зуб имеем: $S_{\text{теор}} = 21 \cdot 3,1415 = 65,9715 \text{ мм}$

(Z3-Z4) на 20 зуб имеем: $S_{\text{теор}} = 20 \cdot 3,1415 = 62,83 \text{ мм}$

(Z5-Z6) на 15 зуб имеем: $S_{\text{теор}} = 15 \cdot 3,1415 = 47,13 \text{ мм}$

Рассчитаем КПД зацепления через следующее уравнение:

$$\eta = 1 - \frac{S_{\text{ср}}}{S_{\text{теор}}} * 100\% \quad (29)$$

Таким образом, КПД зубчатого зацепления составляет:

Таблица 17 – Путь трения на одном зубе для каждой пары.

$\eta_{(z1-z2)-0}$	97,286%
$\eta_{(z1-z2)-0.03}$	97,190%
$\eta_{(z3-z4)-0}$	97,286%
$\eta_{(z3-z4)-0.03}$	97,190%
$\eta_{(z5-z6)-0}$	94,902%
$\eta_{(z5-z6)-0.03}$	94,879%

Анализируя результаты, мы заключаем, что пары Z1-Z2 и Z3-Z4 имеют одинаковый КПД. КПД пары Z5-Z6 примерно на 2% ниже, чем у других пар. Также отмечается, что независимо от того, подвергнут ли набор предварительной нагрузке для диапазона, оцененного от 0 до 0,03, изменение урожайности не показало значительных изменений, причем изменение происходило менее чем на 0,5% для всех этапов снижения. В условиях нагрузки редуктор может работать стабильно без увеличения значительная потеря трения скольжения.

2.11.2 Качение зубьев

Помимо проскальзывания, зубья основную часть своей работы обкатываются. Оценим качение зубьев. Для этого будем измерять изменение значения угла между осями зубьев колеса и шестерни, как показано на рисунке 58, при повороте вала эксцентрика на угол $\varphi 0.0/10$ и колеса на $\varphi/10$ (без предварительной нагрузки) и $\Delta\varphi + \varphi$ (с предварительной нагрузкой). Полученные данные представим в виде таблицы 18, 19, 20 и на рисунках 59, 60 и 61 [14].

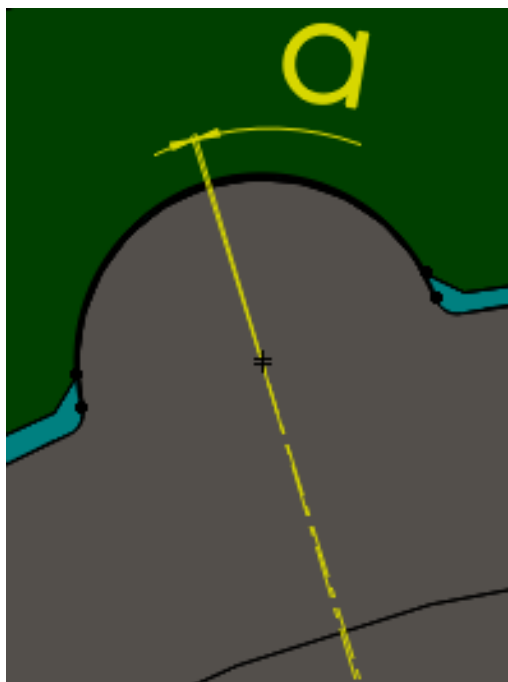


Рисунок 58 – Угол α между центрами зуба шестерни и колеса.

Таблица 18 – Данные для оценки качения зубьев

Z1-Z2		Нагрузка			
		0		0.03	
№	$\varphi(0.0)$	α_1 , град для «0» пары	α_2 , град для «1» пары	α_1 , град для «0» пары	α_2 , град для «1» пары
0	0	0	0.7792	0.03	0.7492
1	1.636364	0.0778	0.7015	0.1078	0.6715
2	3.272727	0.1557	0.6236	0.1857	0.5936
3	4.909091	0.2336	0.5456	0.2636	0.5156
4	6.545455	0.3115	0.4677	0.3415	0.4377
5	8.181818	0.3894	0.3898	0.4194	0.3598
6	9.818182	0.4673	0.3119	0.4973	0.2819
7	11.45455	0.5453	0.2339	0.5753	0.2039
8	13.09091	0.6232	0.156	0.6532	0.126
9	14.72727	0.701	0.0783	0.731	0.0483
10	16.36364	0.779	0.0002	0.809	-0.0298

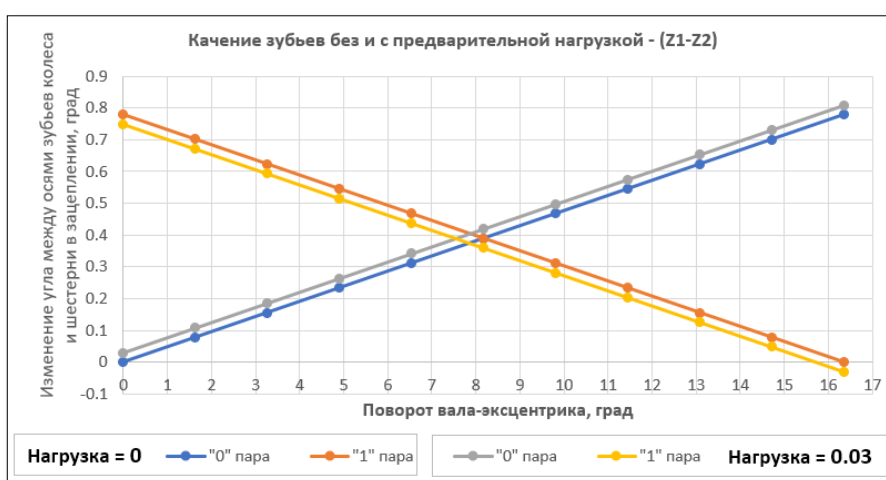


Рисунок 59 – График изменения углов между осями зуба колеса и шестерни (Z3-Z4) для «0» и «1» пары зубьев при повороте вала-эксцентрика на 1 оборот.

Результаты, полученные для пары Z3-Z4:

Таблица 19 – Данные для оценки качения зубьев.

Z3-Z4		Нагрузка			
		0		0.03	
№	$\varphi(0.0)$	α_1 , град для «0» пары	α_2 , град для «1» пары	α_1 , град для «0» пары	α_2 , град для «1» пары
0	0	0	0.8571	-0.03	0.8871
1	1.636364	0.0815	0.7757	0.0515	0.8057
2	3.272727	0.1631	0.6941	0.1331	0.7241
3	4.909091	0.2447	0.6124	0.2147	0.6424
4	6.545455	0.3264	0.5308	0.2964	0.5608
5	8.181818	0.408	0.4492	0.378	0.4792
6	9.818182	0.4896	0.3676	0.4596	0.3976
7	11.45455	0.5713	0.2859	0.5413	0.3159
8	13.09091	0.6529	0.2043	0.6229	0.2343
9	14.72727	0.7343	0.1228	0.7043	0.1528
10	16.36364	0.8161	0.041	0.7861	0.071

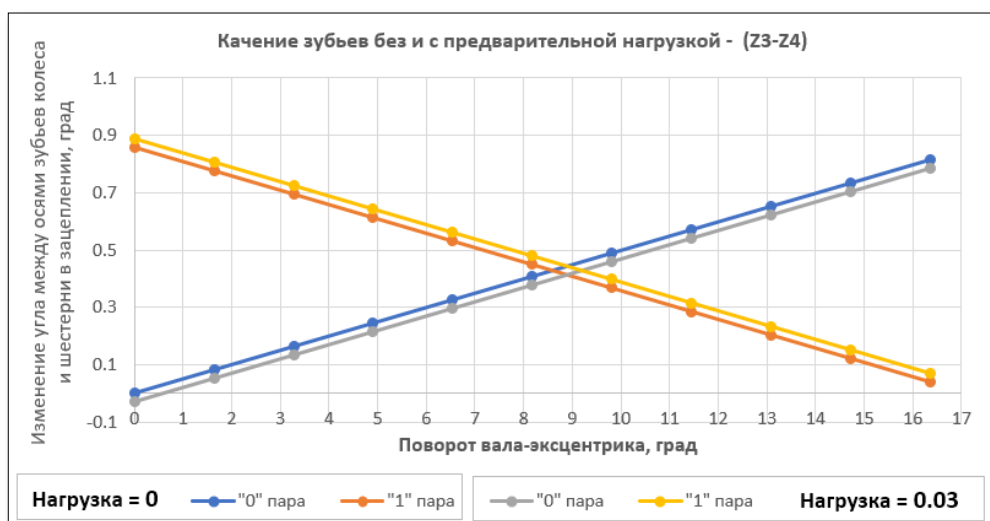


Рисунок 60 – График изменения углов между осями зуба колеса и шестерни (Z3-Z4) для «0» и «1» пары зубьев при повороте вала-эксцентрика на 1 оборот.

Результаты получены для пары Z5-Z6:

Таблица 20 – Данные для оценки качения зубьев.

Z5-Z6		Нагрузка			
		0		0.03	
№	$\varphi(0.0)$	α_1 , град для «0» пары	α_2 , град для «1» пары	α_1 , град для «0» пары	α_2 , град для «1» пары
0	0	0	1.5	0.03	1.47
1	2.1	0.1467	1.3533	0.1767	1.3233
2	4.2	0.2933	1.2067	0.3233	1.1767
3	6.3	0.44	1.06	0.47	1.03
4	8.4	0.5867	0.9133	0.6167	0.8833
5	10.5	0.7333	0.7667	0.7633	0.7367
6	12.6	0.88	0.62	0.91	0.59
7	14.7	1.0267	0.4733	1.0567	0.4433
8	16.8	1.1733	0.3267	1.2033	0.2967
9	18.9	1.32	0.18	1.35	0.15
10	21	1.4667	0.0333	1.4967	0.0033

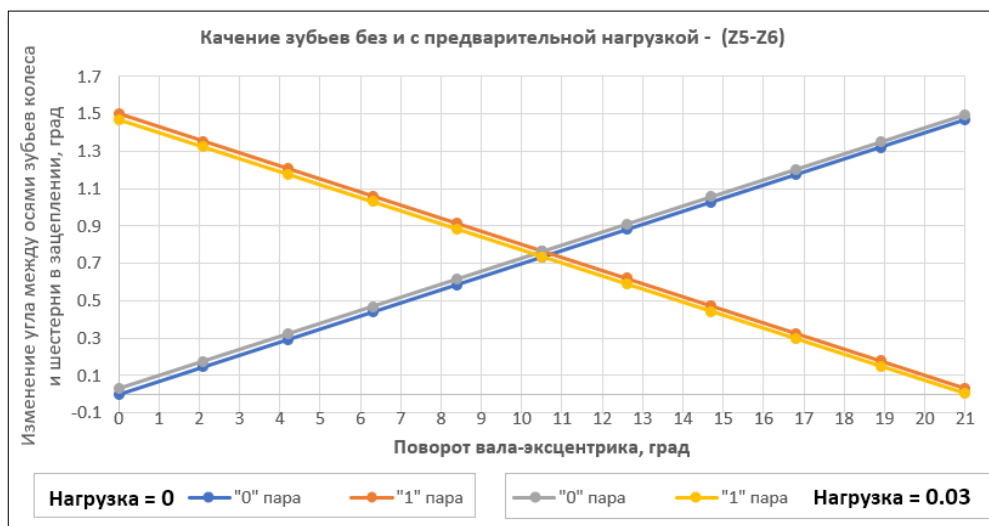


Рисунок 61 – График изменения углов между осями зуба колеса и шестерни (Z5-Z6) для «0» и «1» пары зубьев при повороте вала-эксцентрика на 1 оборот.

Из таблицы 18,19,20 и графиков на рисунке 59, 60 и 61 видно, что качение зубьев происходит плавно, на графиках не наблюдается скачков. Исследование, проведенное для состояния без предварительной нагрузки, по сравнению с состоянием с предварительной нагрузкой 0,03 градуса, показало аналогичные результаты, показывающие, что редуктор работает стабильно даже при нагрузке.

Рассчитаем КПД зацепления через следующее уравнение:

$$\eta = 1 - \frac{\alpha_{cp}}{\alpha_{конт.}} * 100\% \quad (30)$$

где $\alpha_{конт.}$ – угол контакта между зубцами, данные получены согласно табл.2 для Z1-Z2, табл.3 для Z3-Z4 и табл.4 для Z5-Z6;

α_{cp} – средний угол качания между задействованными парами.

Таким образом, КПД зубчатого зацепления составляет:

Таблица 21 – Качение на одном зубе для каждой пары.

$\eta_{(z1-z2)-0}$	99,01%
$\eta_{(z1-z2)-0.03}$	99,01%
$\eta_{(z3-z4)-0}$	98,94%
$\eta_{(z3-z4)-0.03}$	98,94%
$\eta_{(z5-z6)-0}$	98,1%
$\eta_{(z5-z6)-0.03}$	98,1%

Результаты, полученные для значений КПД для трения скольжения и качения, показывают, что планетарный редуктор с двумя коаксиальными выходами скорости

имеет небольшие потери на трение в своей передаче благодаря своей конструктивной форме, которая уменьшает пути трения в контакте каждый зуб шестерни. Кроме того, можно видеть, что в условиях, когда редуктор работает с предварительной нагрузкой 0,03 градусов, потери от трения качения не увеличиваются, таким образом сохраняя тот же КПД.

2.12 КПД планетарного редуктора с двумя скоростными выходами.

В любом типе трансмиссии неизбежна потеря мощности в зубчатых передачах, подшипниках, шкивах, цепях, фрикционных колесах, вызванная трением между поверхностями, перемешиванием смазочного масла, проскальзыванием между шкивом и ремнем и т. Д. В этой работе эти потери при передаче были оценены в предыдущих исследованиях, где потери на трение были проверены в планетарный редукторе с двумя скоростными выходами.

Следовательно, входная мощность редуктора будет частично рассеиваться в виде энергии, преобразованной в тепло, в результате чего другая часть будет полезна для механической работы.

Схема на рисунке 62 представляет планетарный редуктор с двумя скоростными выходами и их соответствующим КПД на каждой ступени, входной мощностью двигателя и мощностью и крутящими моментами на выходах, которые будут рассчитаны.

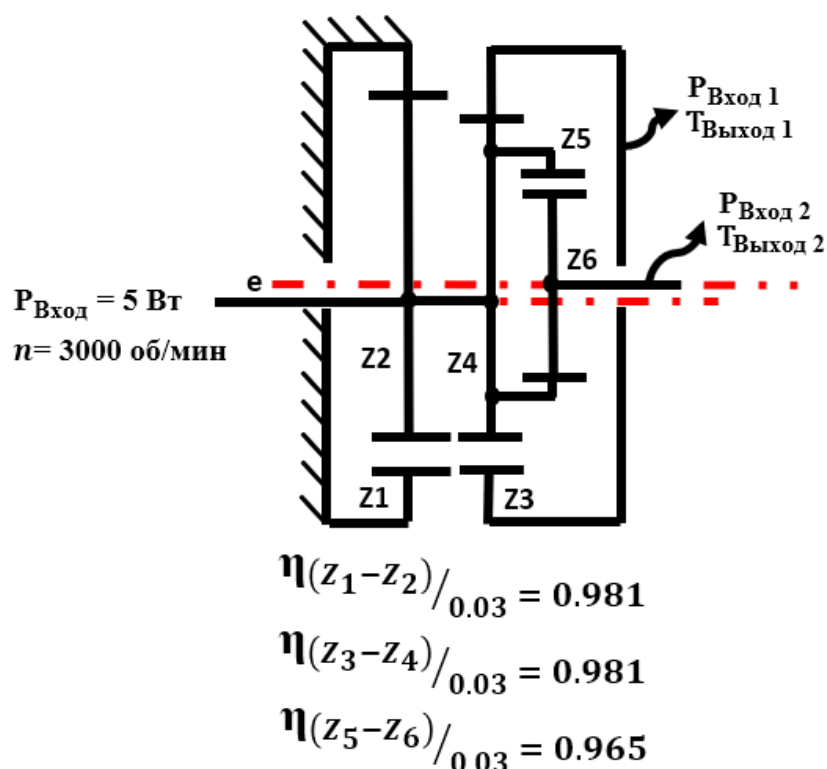


Рисунок 62 – Схема определения КПД редуктора.

Мощность на выходах 1 и 2 определяется следующим уравнением:

$$P_{\text{ВЫХОД}(1-2)} = P_{\text{ВХОД}} * \frac{\eta_{(z1-z2)}}{0,03} * \frac{\eta_{(z3-z4)}}{0,03} * \frac{\eta_{(z5-z6)}}{0,03} \quad (31)$$

Рассчитаем,

$$P_{\text{ВЫХОД}(1-2)} = 5 \text{ Вт} * 0,981 * 0,981 * 0,965 = 4,643 \text{ Вт}$$

Крутящий момент на выходах 1 и 2 определяется следующим уравнением:

$$T_{\text{ВЫХОД}} = \frac{P_{\text{ВХОД}} * 30}{\pi * n * i} \quad (32)$$

Рассчитаем,

$$T_{\text{ВЫХОД}}(1) = \frac{4,643 \text{ Вт} * 30}{\pi * 3000 * \frac{1}{441}} = 6,52 \text{ Н. м}$$

$$T_{\text{ВЫХОД}}(2) = \frac{4,643 \text{ Вт} * 30}{\pi * 3000 * \frac{1}{8.51}} = 0,126 \text{ Н. м}$$

Следовательно, КПД планетарной коробки передач с двумя коаксиальными выходами скорости будет:

$$\eta_{\text{редуктор}} = \frac{P_{\text{ВЫХОД}(1-2)}}{P_{\text{ВХОД}}} = \frac{4,643 \text{ Вт}}{5 \text{ Вт}} = 0,9286 = 92,86\% \quad (33)$$

Согласно [16], ориентировочные значения КПД при этих передаточных отношениях должны находиться в диапазоне 0,97 – 0,99, однако эти значения применяются к редукторам с только одной выходной скоростью. Следовательно, для коробки передач, разработанной с двумя скоростными выходами, большие потери из-за трения возникают из-за наличия большего числа зубчатых пар, таким образом, КПД в 92,86% для коробки передач, предлагаемой планетарной редуктор с двумя скоростными выходами, имеет адекватное значение.

Два скоростных выхода имеют разные характеристики, причем выход 1 имеет более высокий крутящий момент и меньшую скорость, поэтому его можно использовать в приложениях, где требуется более высокая точность движения.

С другой стороны, на выходе 2 был представлен выходной крутящий момент в 52 раза ниже, чем на выходе 1, однако с более высокой скоростью, поэтому выход 2 рекомендуется в приложениях, где требуется только более высокая скорость при низком крутящем моменте.

2.13 Математическое моделирование

Целью математического моделирования является выявление несбалансированной массы редуктора, системных сил и коэффициентов жесткости компонентов сборки. Разработать математическая модель для проверки характеристик вибрации, вызванных дисбалансом этих масс.

Важность этих коробок передач в промышленных процессах заключается в и надежности, которая ожидается от вращения высокой точности, высокого крутящего момента, низких вибраций и т.д., Требуется разработки правильных конструкций, чтобы уменьшить вероятность отказов, которые могут поставить под угрозу положительные характеристики, ожидаемые этот тип оборудования.

Наиболее распространенными отказами вращающегося оборудования являются [17]:

- дисбалансы;
- дефекты в подшипниках;
- несоосность муфт;
- изгиб вала;
- дефекты в передачах.

В данной работе изучим конструктивные характеристики редуктора, шестерни которого смонтированы на эксцентриковом валу (см. рис.19, 20).

Таким образом, проблемы дисбаланса массы возникают из-за эксцентриситета вала, этот дисбаланс массы, если он вызывает повреждающие уровни вибрации в работе редуктора, должен быть сбалансирован во время разработки проекта инженером-конструктором.

Неисправленная проблема дисбаланса может привести к чрезмерной вибрации редуктора, что может привести, например, к прерыванию использования машины, в которой он соединен, что приведет к большим финансовым потерям из-за остановки машины.

Еще одно последствие вибраций связано с охраной здоровья и безопасностью, поскольку вибрация в конструкциях, воспринимаемая человеком, может влиять на нее в различных аспектах, таких как, в частности, снижение качества жизни, комфорта и / или эффективности работы, более серьезные случаи могут даже иметь последствия для профессионального здоровья [18].

Если уровни вибрации, превышающие допустимые пределы для оборудования, подтверждаются, что ставит под угрозу его точность, а также ставит под угрозу здоровье и безопасность людей, соприкасающихся с оборудованием, в соответствии с ГОСТ 31192.1-2004, результат будет свидетельствовать инженеру-конструктору о необходимости определить массы, которые могут уравновесить оборудование, таким образом устраняя такие компрометирующие вибрации для оборудования и здоровья работника.

Из-за эксцентриситета вала в узле редуктора возникают несбалансированные массы, вызывающие вибрации. Одним из способов уменьшения воздействия вибрации является установка второй ступени восстановления, установленной под углом фазы 180° , или определение значений неуравновешенных масс и установка на эксцентриковых массах вала, которые могут компенсировать неуравновешенные массы, тем самым уменьшая вибрация.

2.13.1 Характеристики дисбаланса редуктора

Чтобы упростить динамический анализ коробки передач, будут исследованы только компоненты, которые установлены на эксцентриковом валу, следовательно, имеют несбалансированные массы, рисунок 63. Коробка передач будет той массой, уровень вибрации которой будет проверяться, вызванной несбалансированными массами, рисунок 64.

С помощью программного обеспечения SolidWorks мы можем проверить, где находится центр масс сборки компонентов, как показано на рисунке 63. Было обнаружено, что центр вращения не совпадает с центром инерции, подтверждая существование неуравновешенных масс в сборке.

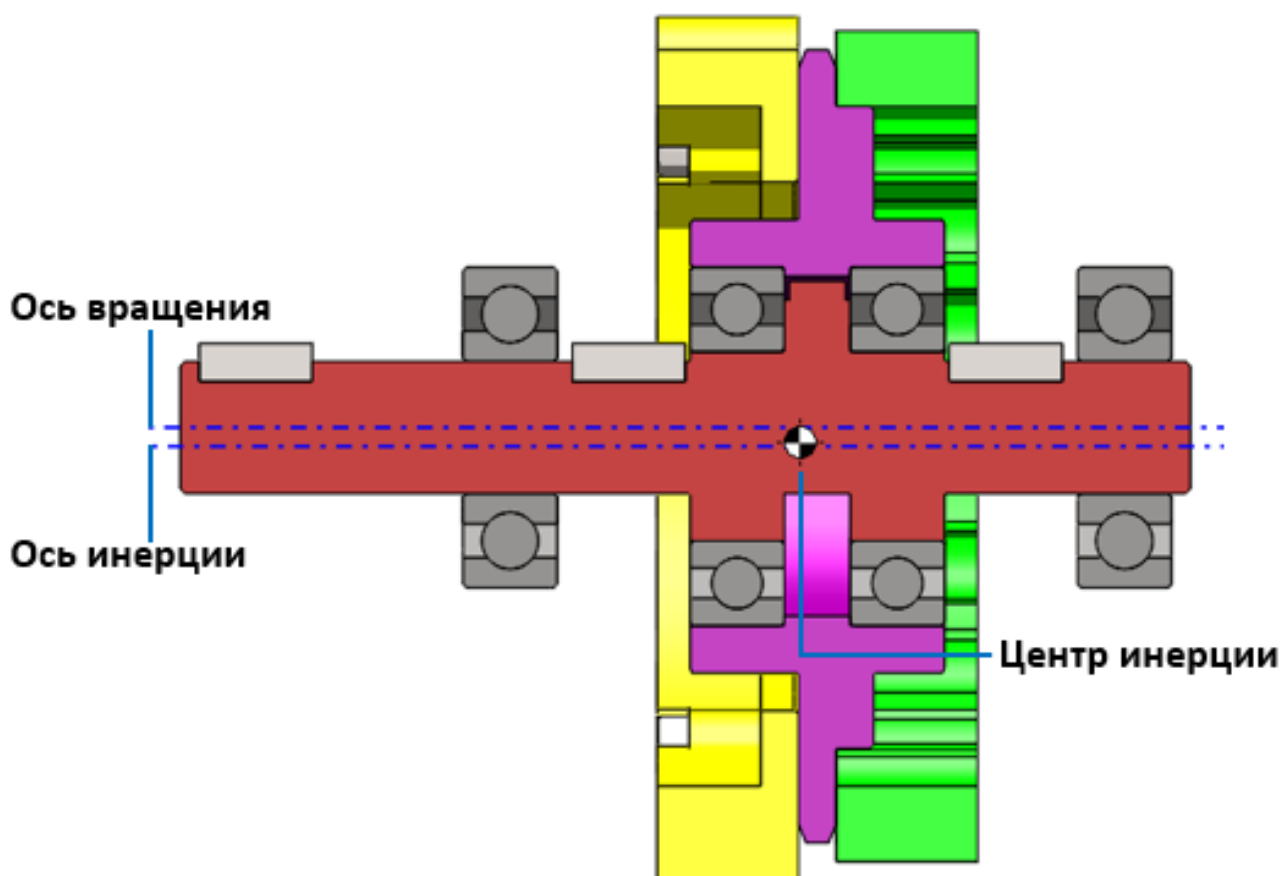


Рисунок 63 – Несбалансированные компоненты.

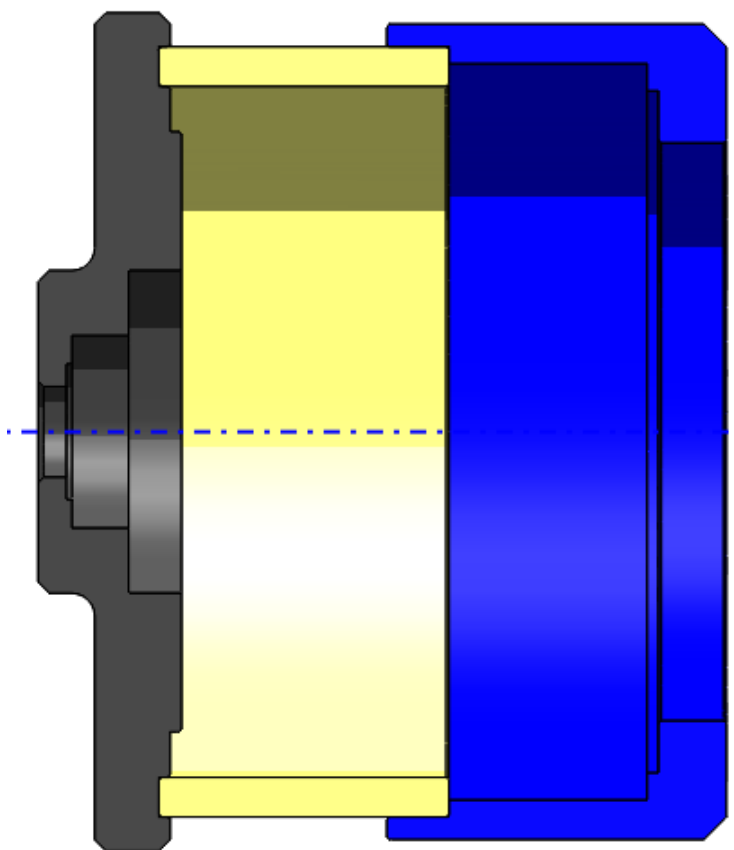


Рисунок 64 – Коробка редуктора

Во время работы редуктора несбалансированные массы компонентов на рисунок 63 приводят к тому, что механический узел становится неуравновешенным, что приводит к уровням вибрации в корпусе редуктора, рисунок 64. В зависимости от промышленного применения этого редуктора, если он находится в контакте с человеческим телом его безопасные уровни вибрации должны соответствовать стандарту (ГОСТ 31192.1-2004 - Измерение локальной вибрации и оценка ее воздействия на человека) [19], поэтому масса корпуса редуктора будет той, которая изучена с указанием уровней вибрации в человеке.

2.13.2 Определение количества неуравновешенной массы

Определение количества несбалансированной массы будет проверяться для каждого из компонентов, показанных на рисунке 63, за исключением нормализованных элементов. Массы были получены с помощью программного обеспечения Solidworks путем разрезания сбалансированного материала, оставляя только несбалансированные массы. Результаты можно увидеть в следующих рисунках:

Компонент	Несбалансированная масса
	 <p data-bbox="842 607 1150 667">Плотность = $7.85 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$</p> <p data-bbox="842 707 1059 741">Масса = 2.64 г</p> <p data-bbox="842 790 1102 824">Объем = 0.34 см^3</p>

Рисунок 65 – Несбалансированная масса на эксцентриковом валу.

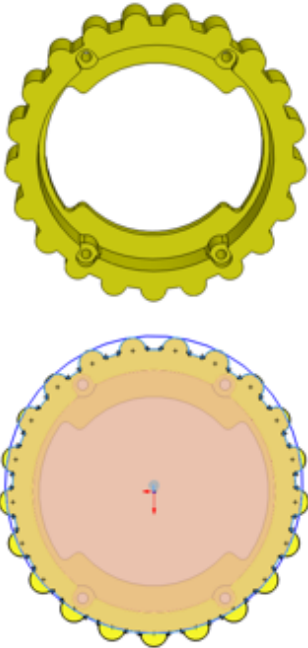

Компонент	Несбалансированная масса
	 <p data-bbox="836 1503 1144 1563">Плотность = $7.85 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$</p> <p data-bbox="836 1603 1059 1637">Масса = 3.53 г</p> <p data-bbox="836 1686 1096 1720">Объем = 0.45 см^3</p>

Рисунок 66 – Несбалансированная масса в шестерни Z2.

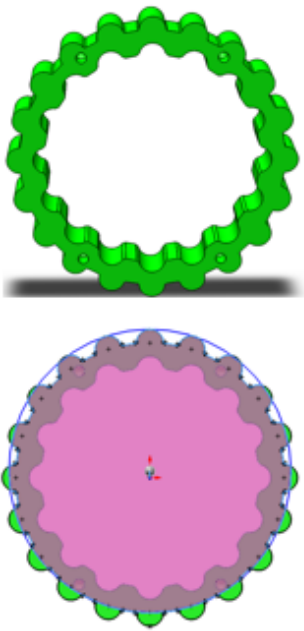
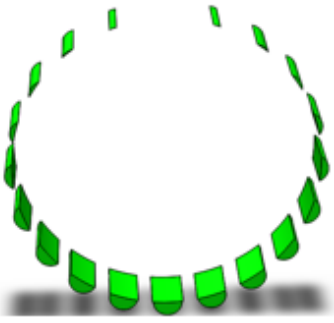
Компонент	Несбалансированная масса
	 <p data-bbox="837 604 1141 660">Плотность = $7.85 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$</p> <p data-bbox="837 705 1061 750">Масса = 3.41 г</p> <p data-bbox="837 784 1109 828">Объем = 0.43 см^3</p>

Рисунок 67 – Несбалансированная масса в шестерни Z4-Z5.

Компонент	Несбалансированная масса
	 <p data-bbox="837 1500 1141 1556">Плотность = $7.87 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$</p> <p data-bbox="837 1601 1061 1646">Масса = 1.71 г</p> <p data-bbox="837 1680 1109 1724">Объем = 0.22 см^3</p>

Рисунок 68 – Несбалансированная масса в роторе.

Следовательно, сумма неуравновешенных масс для сборки составляет 11,29 грамма.

Другим параметром, который нужно найти, является эксцентриситет (e) для неуравновешенной общей массы. Из-за разницы в значении несбалансированных масс для каждого компонента сборки, следовательно, также существуют разные значения размера (e). Таким образом, для определения общего расстояния (e) для всех масс использовалось понятие центра масс, учитывая, что вся масса 11,29 грамма будет сосредоточена в этой общей точке, и ее значение будет получено между расстоянием от самой точки до оси вращения редуктора.

Его определение было сделано путем разработки сборки неуравновешенных масс, а затем в SolidWorks проверено положение нового центра масс сборки, как показано на рисунке 69.

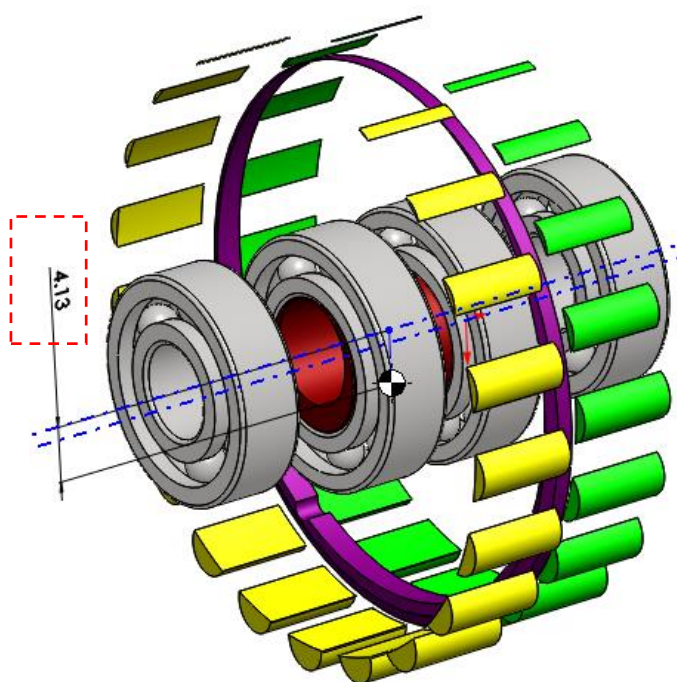


Рисунок 69 – Определение положения центра масс для неуравновешенных масс.

Таким образом, приходим к выводу, что масса 11,29 грамма, составляющая сумму масс несбалансированных компонентов, находится на значении $e = 4,13$ мм от центра вращения редуктора.

Параметры, характеризующие радиальную силу в сборке, практически определены. Оставляя только для определения частоты вращения сборки. Далее будут представлены данные двигателя, которые будут использоваться для привода редуктора.

Выбран шаговый двигатель от фирмы FASTECH, модель «EzM-42 series», его основные характеристики представлены в таблице ниже:

Таблица 22 – Характеристики двигателя.

	Модель двигателя	EzM-42 Series
	Входное напряжение	3.36 VDC +-10%
	Ток на фазу	1.2 A
	Виброустойчивость	0,5 g
	Скорость вращения	0-3000 [rpm]
	Удерживающий момент	0.32 N.m
	Инерция ротора	35 g.cm ²
	Вес	250 g

Максимальная скорость 3000 об/мин будет вращением эксцентрикового вала. Вращение неуравновешенных масс обусловлено уменьшением первой ступени редуктора. Ниже приведена информация, касающаяся работы редуктора и определения передаточного числа первой ступени.

Обороты несбалансированных масс определяются следующим уравнением:

$$\omega_d = \frac{3000 \text{ об/мин.}}{i_1} \quad (34)$$

где 3000 об/мин - максимальная частота вращения двигателя;

i_1 - передаточное отношение первой ступени.

Таким образом:

$$\omega_d = \frac{3000 \text{ об/мин.}}{21} = 142,85 \text{ об/мин}$$

После определения параметров, касающихся дисбаланса сборки, мы можем получить следующую схему:

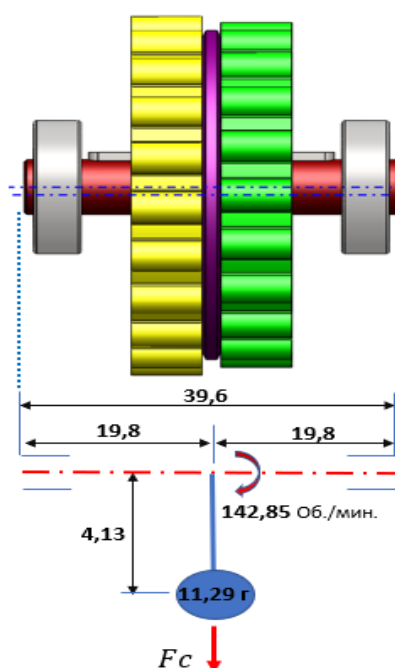


Рисунок 70 – Схема несбалансированной общей массы.

Сила F_C определяется следующим уравнением:

$$F_C = M_{\text{десб.}} * r * W^2 \quad (35)$$

где $M_{\text{десб.}}$ - несбалансированная масса;
 r - радиус неуравновешенной массы;
 W - частота вращения вал.

Таким образом,

$$F_C = 0,01129 \text{ Кг} * 4,13 * 10^{-3} \text{ м} * 14,95^2 \frac{\text{rad}}{\text{с}} = 0,010421 \text{ Н}$$

Для изучения вибраций, вызванных дисбалансом изображения 70, в схему были добавлены другие граничные условия, также учитывающие двигатель и его массу, прикрепленные к редуктору с помощью кронштейн, как показано на рисунке 71.

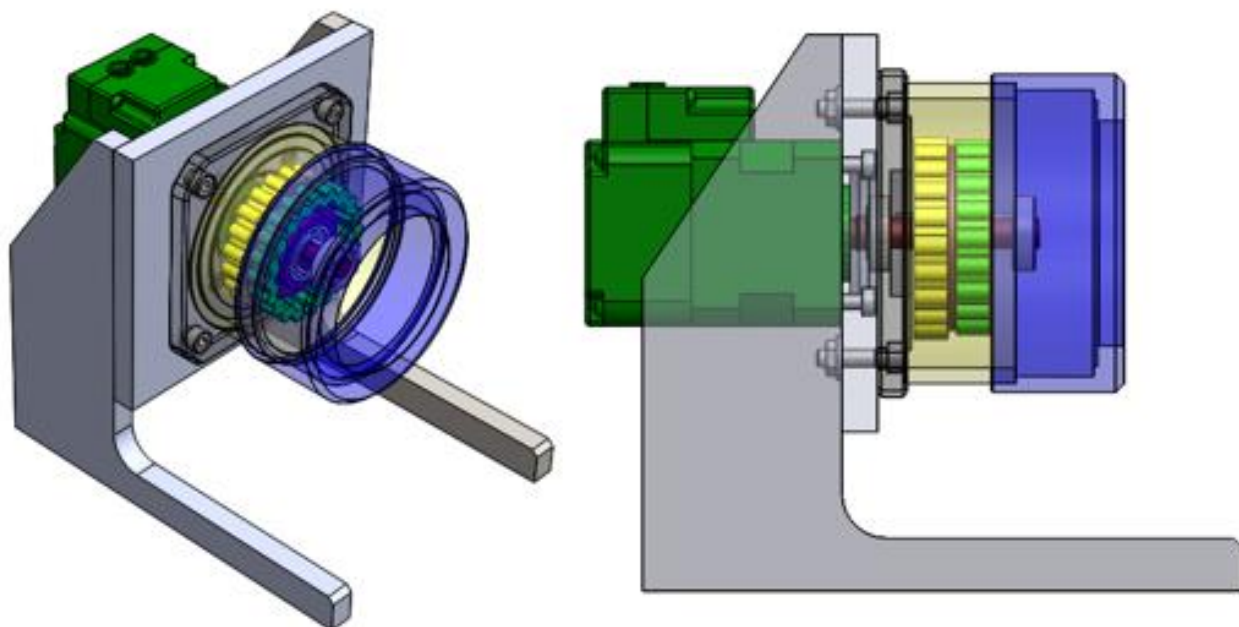


Рисунок 71 – Редуктор установлен на кронштейне и соединен с двигателем.

2.13.3 Определение коэффициентов жесткости и демпфирования

2.13.3.1 Определение коэффициентов жесткости C_1 и C_2

На рисунке 72 показана система, подлежащая анализу, с учетом свойств гибкости или структурной упругой деформации монтажных креплений коробки передач и двигателя, а также упругой муфты и подшипника вала коробки передач.

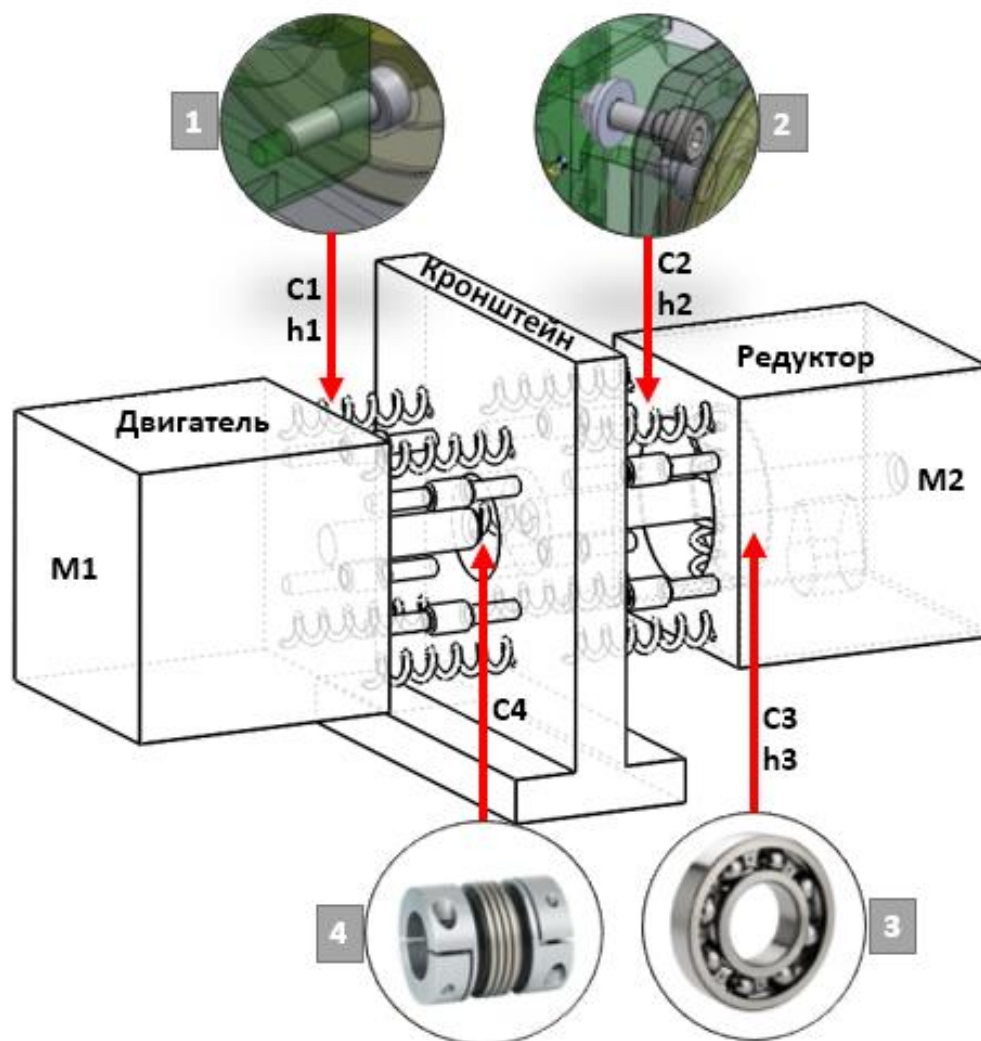


Рисунок 72 – Схема монтажа редуктора и его компонентов.

На рисунке 72 мы видим детали 1 и 2, которые представлены пружинами с коэффициентами $C1$ и $C2$, указывающими на эффект упругости или деформации материалов крепежных болтов, и $h1, h2$ коэффициент демпфирования. Деталь 1 показывает болты между двигателем и кронштейном и 2 болта между редуктором и кронштейном, поэтому каждый фланец имеет 4 крепежных элемента, представленных параллельно установленными пружинами.

Деталь 3 представляет собой подшипник эксцентрикового вала редуктора с коэффициентом жесткости $C3$ и демпфированием $h3$. Деталь 4 представляет упругую муфту между валом двигателя и входным валом редуктора с коэффициентом жесткости $C4$. Использование этого типа муфты делает сборку способной поглощать удары, вибрацию и возможное смещение узла без потери способности передачи крутящего момента.

Схемы ниже детализируют коэффициенты, которые должны быть определены:

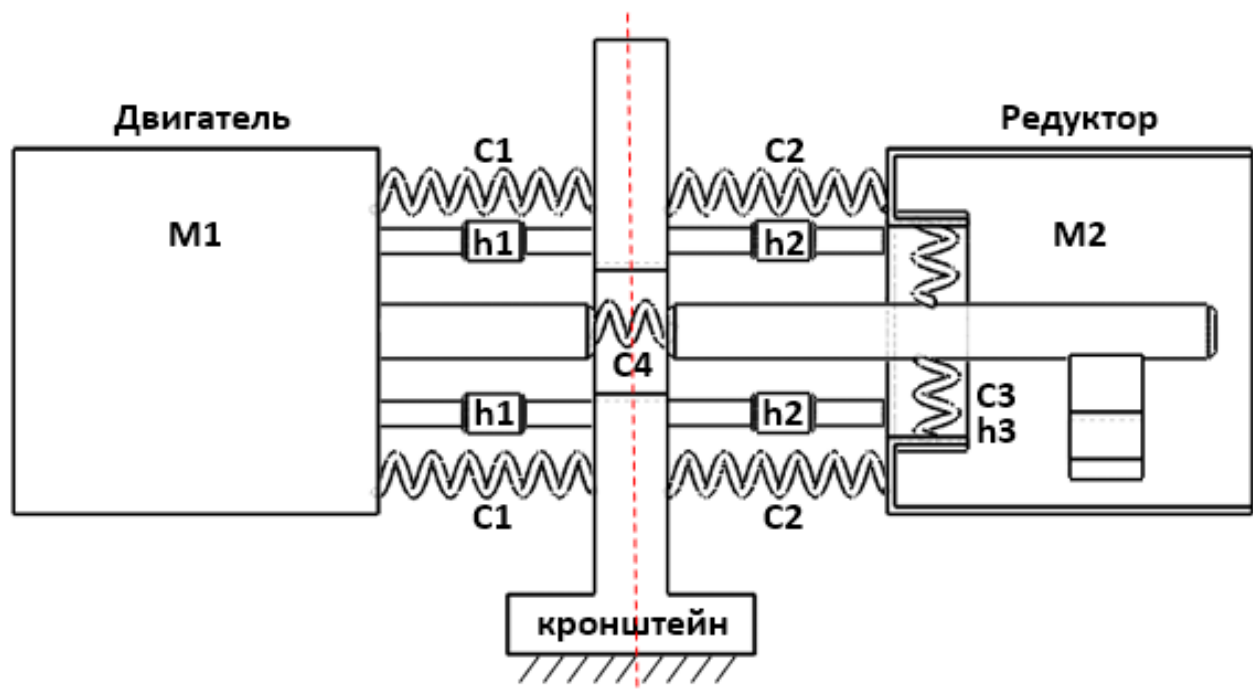


Рисунок 73 – Коэффициенты для определения.

- где
- $C1$ - Коэффициент жесткости винта (Двигатель и Кронштейн);
 - $h1$ - Коэффициент демпфирования винта (Двигатель и Кронштейн);
 - $C2$ - Коэффициент жесткости винта (Редуктор и Кронштейн);
 - $h2$ - Коэффициент демпфирования винта (Редуктор и Кронштейн);
 - $C3$ - Коэффициент жесткости подшипника;
 - $h3$ - Коэффициент демпфирования подшипника;
 - $C4$ - Коэффициент жесткости муфты.

Ниже приведены расчеты для определения коэффициента $C1$ [20]:

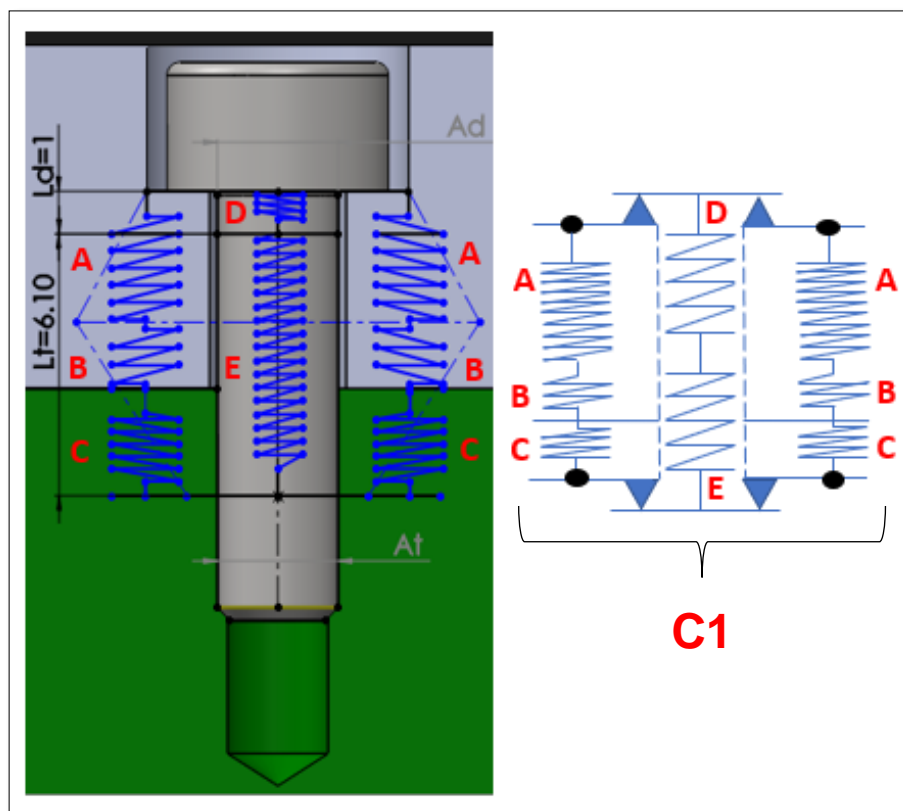


Рисунок 74 – Ассоциация упругих элементов - (Двигатель и Кронштейн).

Коэффициенты А, В и С представляют собой соединенные компоненты, то есть фланец двигателя и кронштейн, через винт размеров М3х0,5. Коэффициент системы С1 будет получен путем расчета ассоциации пружин, как показано на схеме на рисунке 74.

Коэффициент ассоциации пружин D и E определяется следующим уравнением:

$$C_{(D,E)} = \frac{C_D * C_E}{C_D + C_E} \quad (36)$$

C_D и C_E получены по следующим уравнениям:

$$C_D = \frac{A_d * E}{l_d} ; C_E = \frac{A_t * E}{l_t} \quad (37)$$

Площадь A_d получается по следующему уравнению:

$$A_d = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (38)$$

Вычислив A_d мы получим:

$$A_d = \frac{\pi * 3^2}{4} = 7,068 \text{ мм}^2$$

Площадь A_t соответствует зоне натяжения винтовой резьбовой области, полученной из таблицы 23, найденной в ASME B1.13M.

Таблица 23 – Размерность $de A_t$ – ASME B1.13M.

Nominal (Major) Diameter [mm]	Coarse Pitch		
	Pitch [mm]	Tensile Stress Area [mm ²]	Minor Area [mm ²]
1.6	0.35	1.270	1.076
2	0.4	2.073	1.789
2.5	0.45	3.391	2.980
3	0.5	5.031	4.473
3.5	0.6	6.775	6.000
4	0.7	8.779	7.750

Ссылаясь на стандартную таблицу ASME B1.13M, получаем значение $A_t = 5.031 \text{ мм}^2$, для винта M3x0,5.

Значением модуля упругости, рассмотренным для расчетов, будет сталь $E = 207 \text{ Гпа}$.

Расчет коэффициента жесткости $C_{(D,E)}$:

$$C_{(D,E)} = \frac{7,068 * 5,031 * 207}{7,068 * 6,10 + 5,031 * 1} = 152,884 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

Далее будут детализированы расчеты для определения коэффициентов жесткости для компонентов, закрепленных винтом.

Жесткость фланцевого соединения определяется расчетом на основе метода, известного как «метод конуса», где, согласно [20], прогнозируется распределение давления по всей толщине соединения компонентов. Конус давления, относящийся к соединению фланца редуктора и кронштейна, показан на рисунке 75.

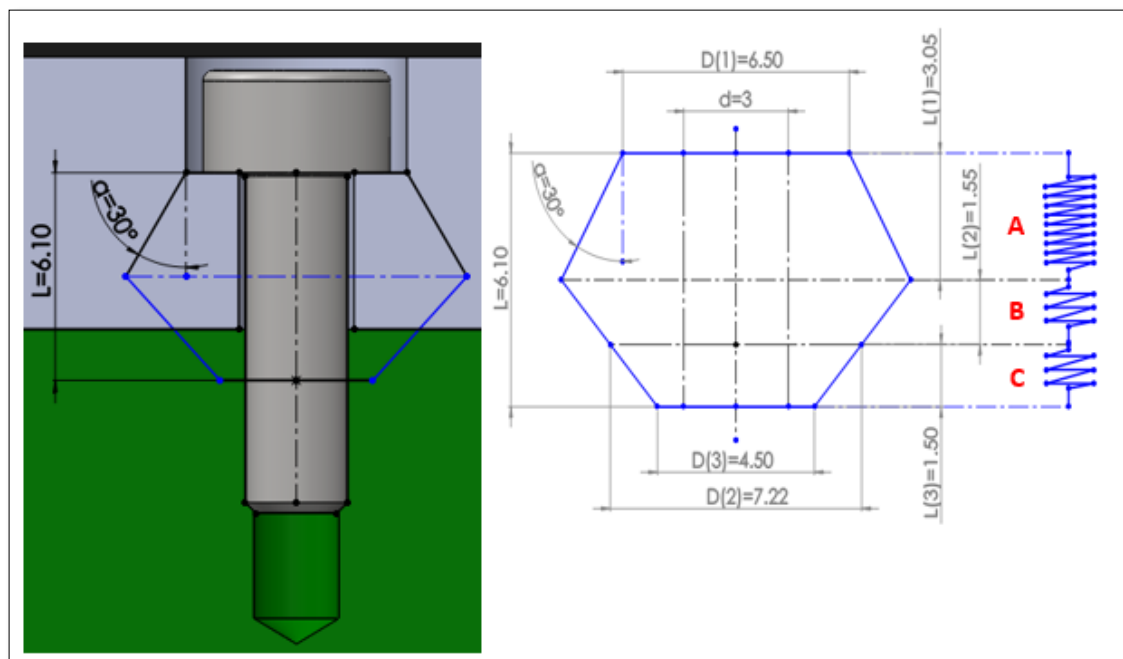


Рисунок 75 – Конусы давления - (Двигатель и Кронштейн).

Угол давления α устанавливался по результатам экспериментов, выполненных в [20], рекомендуя значение 30° для α .

На рисунке 75 имеется три конуса давления, [20] предоставляет уравнение, которое рассчитывает правильную жесткость соединения, в случае, если каждая часть соединения имеет одинаковый модуль упругости, как в случае с этой сборкой.

Следовательно, жесткость каждой пружины можно получить по следующему уравнению:

$$C_{(A,B,C)} = \frac{\pi * E * d * \tan \alpha}{\ln \left[\frac{(2L_{(1,2,3)} * \tan \alpha + D_{(1,2,3)} - d) * (D_{(1,2,3)} + d)}{(2L_{(1,2,3)} * \tan \alpha + D_{(1,2,3)} + d) * (D_{(1,2,3)} - d)} \right]} \quad (39)$$

где E - модуль упругости материала;

$L_{(1,2,3)}$ - частичная длина адгезии каждого конуса;

D - меньший диаметр конуса;

d - Номинальный диаметр винта (для приблизительного результата).

Расчет коэффициента жесткости каждой пружины дает:

$$C_{(A)} = \frac{\pi * 207 * 3 * \tan 30^\circ}{\ln \left[\frac{(2 * 3,05 * \tan 30^\circ + 6,5 - 3) * (6,5 + 3)}{(2 * 3,05 * \tan 30^\circ + 6,5 + 3) * (6,5 - 3)} \right]} = 2956,930 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

$$C_{(B)} = \frac{\pi * 207 * 3 * \tan 30^\circ}{\ln \left[\frac{(2 * 1,55 * \tan 30^\circ + 7,22 - 3) * (7,22 + 3)}{(2 * 1,55 * \tan 30^\circ + 7,22 + 3) * (7,22 - 3)} \right]} = 5861,055 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

$$C_{(C)} = \frac{\pi * 207 * 3 * \tan 30^\circ}{\ln \left[\frac{(2 * 1,5 * \tan 30^\circ + 4,5 - 3) * (4,5 + 3)}{(2 * 1,5 * \tan 30^\circ + 4,5 + 3) * (4,5 - 3)} \right]} = 2011,840 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

Вычисление ассоциации пружин А, В, С дает следующий результат:

$$C_{(A,B,C)} = \frac{1}{\frac{1}{2956,930} + \frac{1}{5861,055} + \frac{1}{2011,840}} = 994,170 \frac{\text{кН}}{\text{мм}} \quad (40)$$

Таким образом, на рисунке 76 показаны две полученные пружины, относящиеся к установочному винту и фланцам.

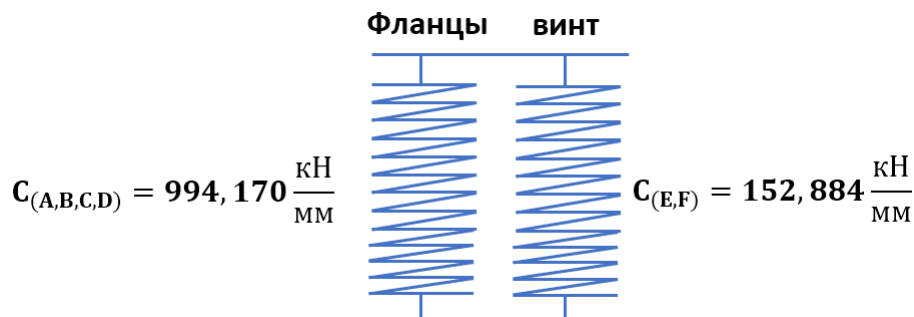


Рисунок 76 – Схема жесткости фланца и болта.

На рисунке 76 показано, что эквивалентные пружины для фланцев и болта имеют параллельную конфигурацию, поэтому расчет C_1 будет получен в соответствии со следующим уравнением:

$$C_{(2)} = C_{(A,B,C)} + C_{(D,E)} \quad (41)$$

Таким образом:

$$C_{(1)} = 994,170 + 152,884 = 1147,054 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

Ниже приведены расчеты для определения коэффициента C_2 , последовательность расчетов будет такой же, как для определения C_1 :

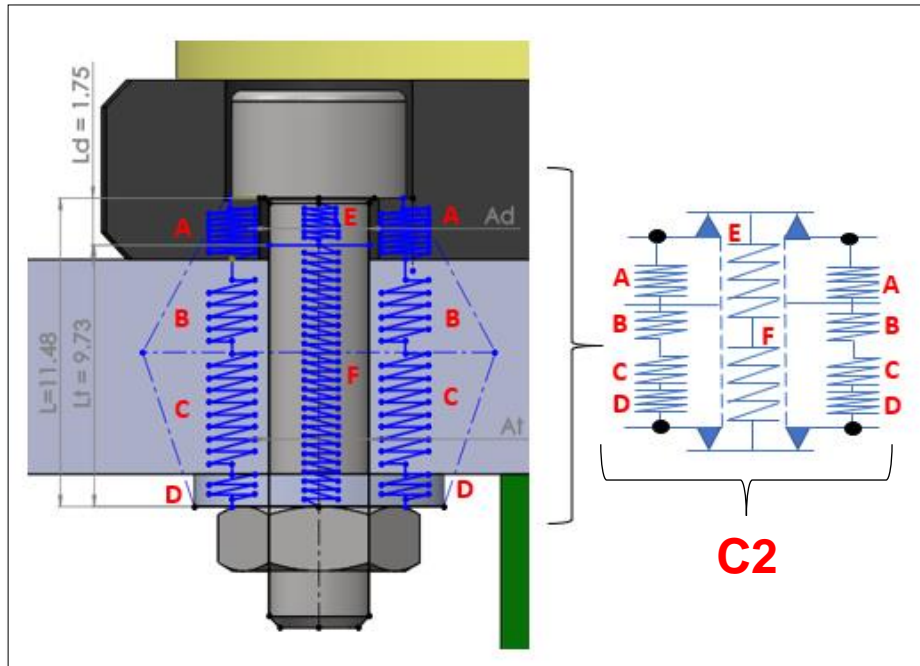


Рисунок 77 – Ассоциация упругих элементов - (Редуктор и Кронштейн).

Коэффициенты A, B, C, D представляют собой соединенные компоненты, то есть фланец редуктора и кронштейн, через винт размеров M4x0,7. Коэффициент системы C_2 будет получен путем расчета ассоциации пружин, как показано на схеме на рисунке 77.

Коэффициент ассоциации пружин E и F определяется следующим уравнением:

$$C_{(E,F)} = \frac{C_E \cdot C_F}{C_E + C_F} \quad (42)$$

C_E и C_F получены по следующим уравнениям:

$$C_E = \frac{A_d \cdot E}{l_d} ; C_F = \frac{A_t \cdot E}{l_t} \quad (43)$$

Вычислив A_d мы получим:

$$A_d = \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 12.56 \text{ мм}^2$$

Площадь A_t соответствует зоне натяжения винтовой резьбовой области, полученной из таблицы 23, найденной в ASME B1.13M.

Ссылаясь на стандартную Таб.23 ASME B1.13M - получаем значение $A_t = 8,779 \text{ мм}^2$, для винта M4x0,7.

Расчет коэффициента жесткости $C_{(E,F)}$:

$$C_{(E,F)} = \frac{12,56 * 8,779 * 207}{12,56 * 9,73 + 8,779 * 1,75} = 165,91 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

Далее будут детализированы расчеты для определения коэффициентов жесткости для компонентов, закрепленных винтом.

Конус давления, относящийся к соединению фланца редуктора и кронштейна, показан на рисунке 78.

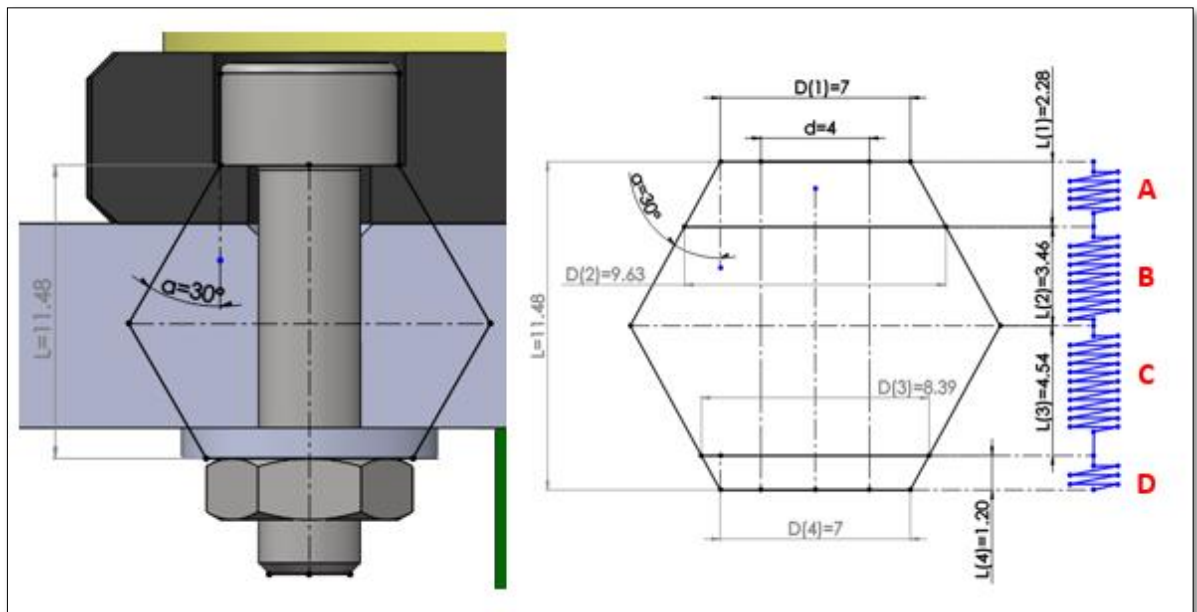


Рисунок 78 – Конусы давления - (Редуктор x кронштейн).

На рисунке 78 имеется четыре конуса давления.

Следовательно, жесткость каждой пружины можно получить по следующему уравнению:

$$C_{(A)} = \frac{\pi * 207 * 4 * \tan 30^\circ}{\ln \left[\frac{(2 * 2,28 * \tan 30^\circ + 7 - 4) * (7 + 4)}{(2 * 2,28 * \tan 30^\circ + 7 + 4) * (7 - 4)} \right]} = 3615,477 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

$$C_{(B)} = \frac{\pi * 207 * 4 * \tan 30^\circ}{\ln \left[\frac{(2 * 3,46 * \tan 30^\circ + 9,63 - 4) * (9,63 + 4)}{(2 * 3,46 * \tan 30^\circ + 9,63 + 4) * (9,63 - 4)} \right]} = 5378,612 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

$$C_{(C)} = \frac{\pi * 207 * 4 * \tan 30^\circ}{\ln \left[\frac{(2 * 4,54 * \tan 30^\circ + 8,39 - 4) * (8,39 + 4)}{(2 * 4,54 * \tan 30^\circ + 8,39 + 4) * (8,39 - 4)} \right]} = 3468,804 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

$$C_{(D)} = \frac{\pi * 207 * 4 * \tan 30^\circ}{\ln \left[\frac{(2 * 1,2 * \tan 30^\circ + 7 - 4) * (7 + 4)}{(2 * 1,2 * \tan 30^\circ + 7 + 4) * (7 - 4)} \right]} = 5752,338 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

Вычисление ассоциации пружин A, B, C, D дает следующий результат:

$$C_{(A,B,C,D)} = \frac{1}{\frac{1}{3615,477} + \frac{1}{5378,612} + \frac{1}{3468,804} + \frac{1}{5752,338}} = 1081,506 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

Таким образом, на рисунке 79 показаны две полученные пружины, относящиеся к установочному винту и фланцам.

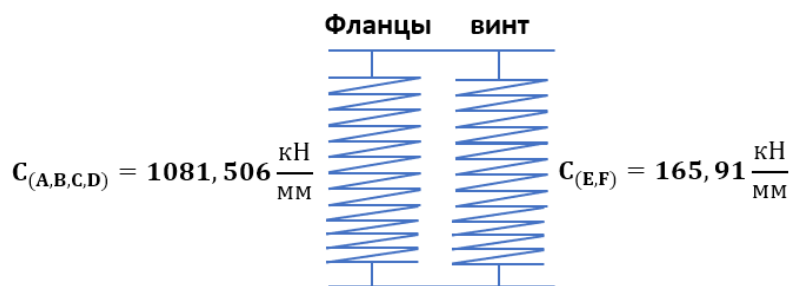


Рисунок 79 – Схема жесткости фланца и болта.

На рисунке 79 показано, что эквивалентные пружины для фланцев и болта имеют параллельную конфигурацию.

Таким образом:

$$C_{(2)} = 1081.506 + 165.91 = 1247.416 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

2.13.3.2 Расчеты для определения коэффициента C_3 и h_3 , ссылаясь на подшипник эксцентрикового вала

Определение жесткости подшипника будет производиться в зависимости от количества шариков подшипника, одновременно поддерживающих нагрузки на эксцентриковый вал. Поскольку шарики подшипника совершают вращательное движение, трудно точно определить точное количество шариков, которые одновременно выдерживают нагрузки эксцентричной вал, и, следовательно, существует возможность получения разных значений жесткости для каждого угла смещения шариков в интервал времени. Моделирование было выполнено в программном обеспечении SolidWorks, чтобы определить, как распределяются напряжения в подшипнике и, следовательно, сколько сфер, возможно, одновременно поддерживают эту нагрузку. На рисунке 80 показан результат анализа.

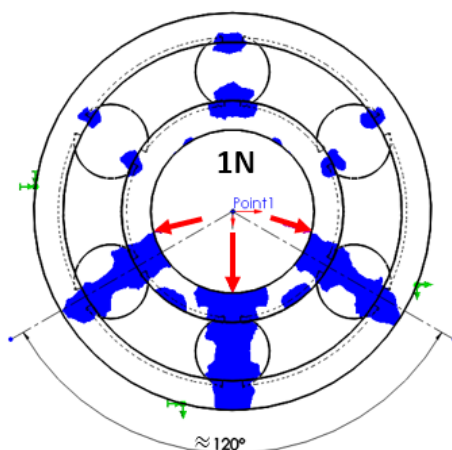


Рисунок 80 – Распределение напряжений между шариками подшипника.

Из результата моделирования, показанного на рисунке 80, можно сделать вывод, что при приложении к подшипнику минимальной силы, равной 1 Н, самые высокие значения напряжений распределяются по трем сферам подшипника, приблизительно под углом 120°. На основании результатов моделирования, будет рассмотрен для расчета жесткости подшипника, что три шарика находятся в одновременном контакте.

Для определения жесткости контактной сферы, в программном обеспечении ANSYS было разработано моделирование контакта. Для моделирования материал считался конструкционной сталью с модулем Юнга $= 2 \cdot 10^9$ Па, коэффициент Пуассона $= 0,3$.

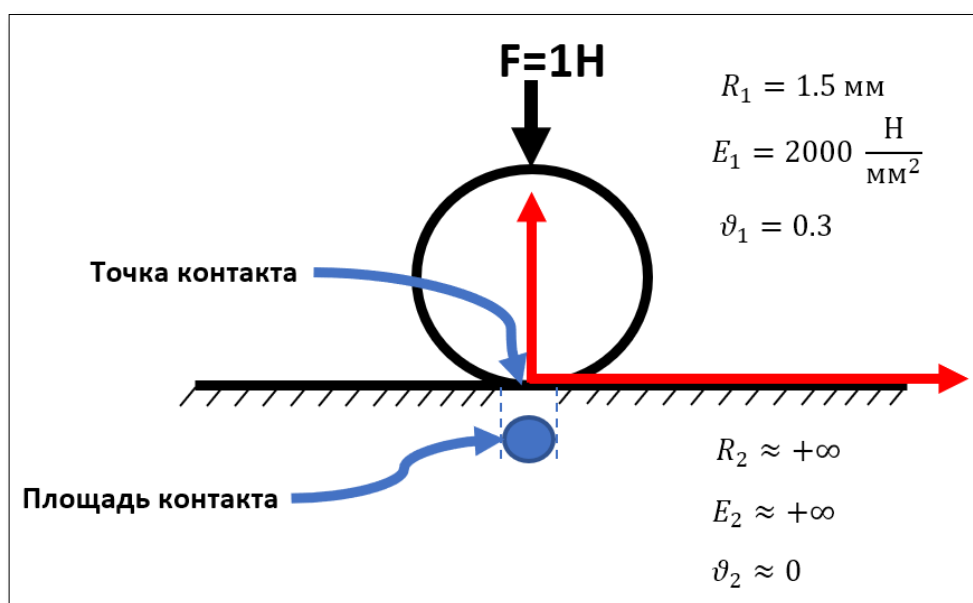


Рисунок 81 – Схема определения жесткости шар подшипника.

Как показано на приведенной выше схеме, была установлена сила 1Н, приложенная к сфере радиусом $R_1=1.5$ мм.

Изотропная сфера имеет модуль упругости E_1 , равный $2000 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$, и коэффициент Пуассона ν_1 , равный 0,3.

Кроме того, шар считался вертикально закрепленным в контакте с жестким основанием. Учитывая, что контактная база является твердым телом, мы предполагаем, что ее модуль упругости E_2 будет равен $+\infty$, а коэффициент Пуассона ν_2 равен 0. Радиус кривизны жесткого основания R_2 можно считать равным $+\infty$.

Чтобы упростить и сэкономить ресурсы для моделирования контактов в программном обеспечении ANSYS, была разработана только полусфера. Программное обеспечение через конфигурацию моделирования автоматически

рассматривает плоскость симметрии и выполняет моделирование, рассматривая полную сферу.

Полусфера с размерами, как показано на рисунке 82, была установлена на плоскости и спрессована с силой 1 Н, после чего было измерено ее перемещение.

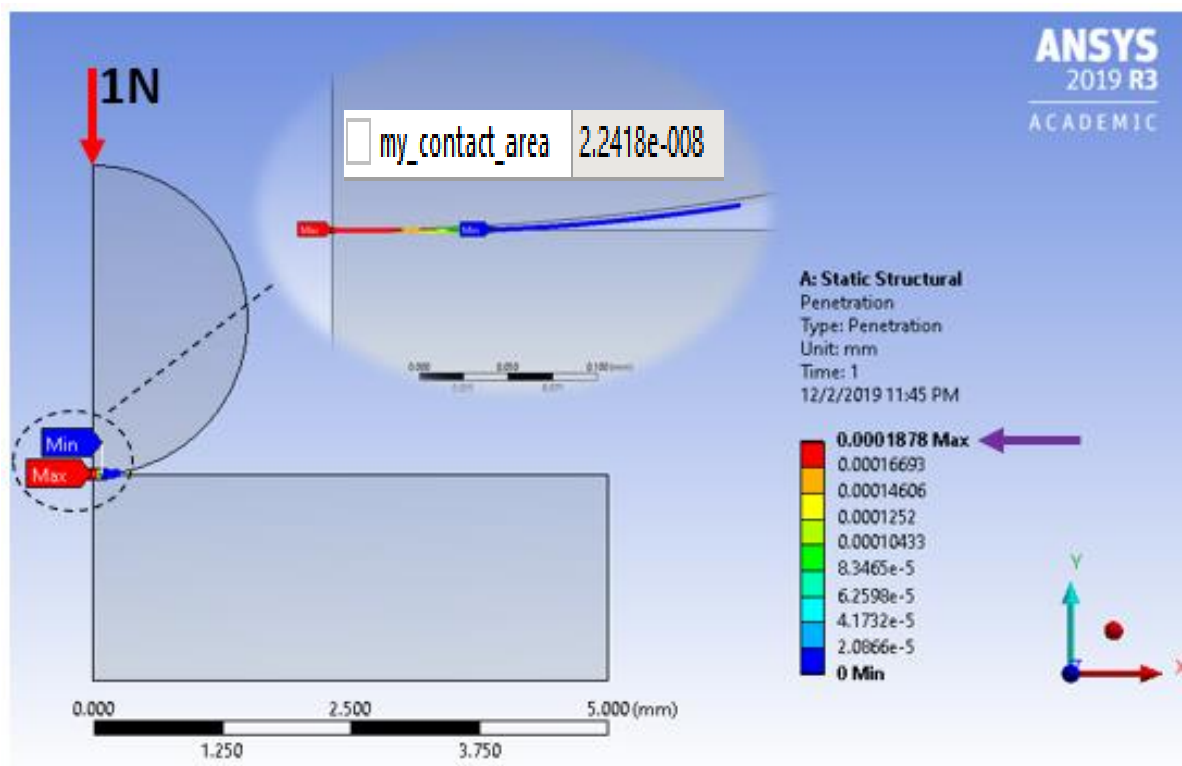


Рисунок 82 – Результаты симуляции процесса нагружения шарика подшипника.

Результаты ANSYS показывают, что при приложении силы 1Н к шарiku подшипника, максимальное смещение по оси Y составило 0,0001878 мм, а площадь контакта между шариком и плоскостью составила 0,022418 мм².

Для проверки и подтверждения результатов, полученных в ANSYS, расчет площади контакта был выполнен аналитически, а затем сопоставлен с численно полученным результатом. Следующее уравнение было использовано для определения площади контакта:

$$a = \frac{\pi \left(2 * \left(\frac{3F \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right] \right)^{\frac{1}{3}}}{4 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)} \right)^2}{4} \quad (44)$$

где F – нисходящая сила, Н;

ν_1 – коэффициент Пуассона – сфера;

ν_2 – коэффициент Пуассона – плоскость;

E_1 – модуль упругости – сфера, $\frac{Н}{мм^2}$;

E_2 – Модуль упругости – площадь контакта;

R_1 – радиус сферы, мм;

R_2 – Радиус площадь контакта, мм.

Таким образом:

$$a = \frac{\pi \left(2 * \left(\frac{3 * 1 \text{ Н} \left[\frac{1 - 0,3^2}{2000 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} + \frac{1 - 0,2^2}{E_2} \right]}{4 \left(\frac{1}{1,5 \text{ мм}} + \frac{1}{R_2} \right)} \right)^{\frac{1}{3}} \right)^2}{4} = 0,02010292 \text{ мм}^2$$

Сравнение результатов:

Таблица 24 – Относительная ошибка разбора.

Площадь контакта (мм ²)	Теоретический	Численный	Относительная ошибка (%)
		0,02010292	0,022418

Относительная ошибка в 11,5% показывает нам, что результат, полученный с помощью программного обеспечения ANSYS, по сравнению с теоретическим результатом имеет сходимость, что подтверждает результат.

Рассчитаем жесткость одного шарика подшипника:

$$C_{\text{ШАР}} = \frac{F}{Y} \quad (45)$$

где F – нисходящая сила, Н;

Y – сфера проникновения у основания, мм.

Таким образом:

$$C_{\text{ШАР}} = \frac{1 \text{ Н}}{0,0001878 \text{ мм}} = 5,3248 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

Коэффициент жесткости C_3 будет определен, как показано на схеме на рисунке 83:

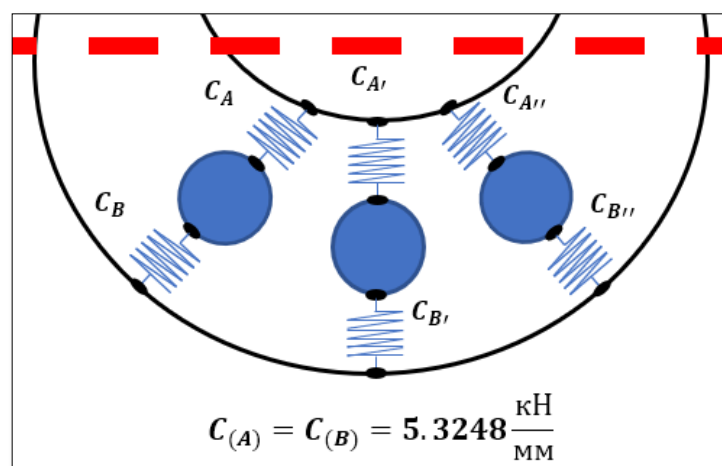


Рисунок 83 – Схема контактов шариков подшипника.

Коэффициент C_3 будет определяться следующим уравнением:

$$C_3 = \left(\frac{C_A * C_B}{C_A + C_B} \right) * 3 \quad (46)$$

Таким образом:

$$C_3 = \left(\frac{5,3248 * 5,3248}{5,3248 + 5,3248} \right) * 3 = 7,9872 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

Рассчитаем коэффициент вязкого трения h_3 , для подшипника:

$$\mu = \frac{h_3}{2 * \sqrt{C_{\text{ШАР}} * m}} = 0,08 \quad (47)$$

где μ – коэффициент безразмерного демпфирования, принимаем 0,08.

$$h_3 = \mu * 2 * \sqrt{C_{\text{ШАР}} * m} = 0,08 * 2 * \sqrt{5324800 \frac{\text{Н}}{\text{М}} * 0,000103 \text{ Кг}} = 3,7471 \frac{\text{Нс}}{\text{М}}$$

Таким образом:

$$h_3 = \left(\frac{3,7471 * 3,7471}{3,7471 + 3,7471} \right) * 3 = 5,6205 \frac{\text{Нс}}{\text{М}} \quad (48)$$

2.13.3.3 Определение коэффициентов жесткости C_4

Определение коэффициента C_4 , относящегося к гибкой муфте между валом двигателя и редуктором, было определено в соответствии с информацией, полученной из таблицы изготовителя.

Таблица 25 – Характеристики муфта.

	Модель муфты	МК-2
	Жесткость на кручение	210 Нм/рад
	Осевая 	0,5 мм
	Боковой 	0,2 мм
	Угловой 	1,5 (градусов)

Следовательно, коэффициент C_4 будет равен 210 Нм / рад.

2.13.3.4 Определение демпфирующей константы h_1 и h_2

Между контактными поверхностями двигателя и кронштейн следует нанести слой смазочного масла, так как прямой контакт между поверхностями может вызвать сильное трение и нежелательный износ. Поэтому важно держать поверхности разделенными смазочной пленкой.

В дополнение к функции контроля износа и защиты от коррозии, смазка, применяемая в сборке, имеет целью помочь ослабить вибрации, которые могут возникнуть в сборке, путем передачи механической энергии в энергию жидкости.

Ниже приведена последовательность уравнений для определения демпфирующей константы h_1 и h_2 :

Поскольку значения коэффициента жесткости сборки и массы двигателя известны, собственную частоту монтажа двигателя в кронштейне можно определить по следующему уравнению:

$$\omega_H = \sqrt{\frac{4 \cdot C_1}{m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1147054000 \frac{H}{M}}{0,250 \text{ Кг}}} = 135472,7426 \frac{\text{рад}}{c} \quad (49)$$

где C_1 – модуль жесткости винта между двигателем и кронштейном;
 m – масса двигателя.

Определение частоты возбуждения:

$$\omega = 3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}} * \frac{\text{мин}}{60 c} * \frac{2\pi \cdot \text{рад}}{\text{об}} = 314,159 \frac{\text{рад}}{c} \quad (50)$$

где 3000 об / мин, относится к максимальной частоте вращения двигателя.

Теперь мы можем определить соотношение частот:

$$r = \frac{\omega}{\omega_H} = \frac{314,159 \frac{\text{рад}}{c}}{135472,7426 \frac{\text{рад}}{c}} = 2,319 * 10^{-3} \quad (51)$$

Коэффициент частоты также может быть определен следующим уравнением:

$$r = \sqrt{1 - 2\delta^2} \quad (52)$$

Подставляя значение r , рассчитанное в уравнении 51, мы можем получить коэффициент демпфирования системы:

$$2,319 * 10^{-3} = \sqrt{1 - 2\delta^2} = \delta = 0,7071$$

где δ - коэффициент демпфирования.

Коэффициент демпфирования также можно получить по следующему уравнению:

$$\delta = \frac{h_{1,2}}{h_{\text{критический}}} = \frac{h_{1,2}}{2 * m * \omega_H} \quad (53)$$

Следовательно, постоянные (декремент) затухания $h_{1,2}$ будет:

$$h_{1,2} = \delta * 2 * m * \omega_H = 0,7071 * 2 * 0,250 \text{ Кг} * 135472,7426 \frac{\text{рад}}{c} =$$

$$47896,39 \frac{H \cdot c}{M} = h_1 = h_2$$

2.13.4 Определение двигательного дисбаланса

Определив все коэффициенты жесткости и демпфирования, мы можем приступить к исследованию, определив несбалансированную силу на роторе двигателя, которая может вызвать его вибрацию. Его определение производится путем анализа остаточного дисбаланса, допустимого в роторе двигателя. Некоторые производители двигателей могут предоставлять эту информацию в своих каталогах, однако двигатель, используемый в этом проекте, не может быть найден напрямую. Таким образом, определение остаточного дисбаланса было рассчитано в соответствии с руководящими принципами, установленными ISO 1940/1, с русской версией, соответствующей ГОСТ 22061-76, для класса точности балансировки ротора.

На рисунке 84 показаны данные, касающиеся ротора двигателя, его диаметра и массы.

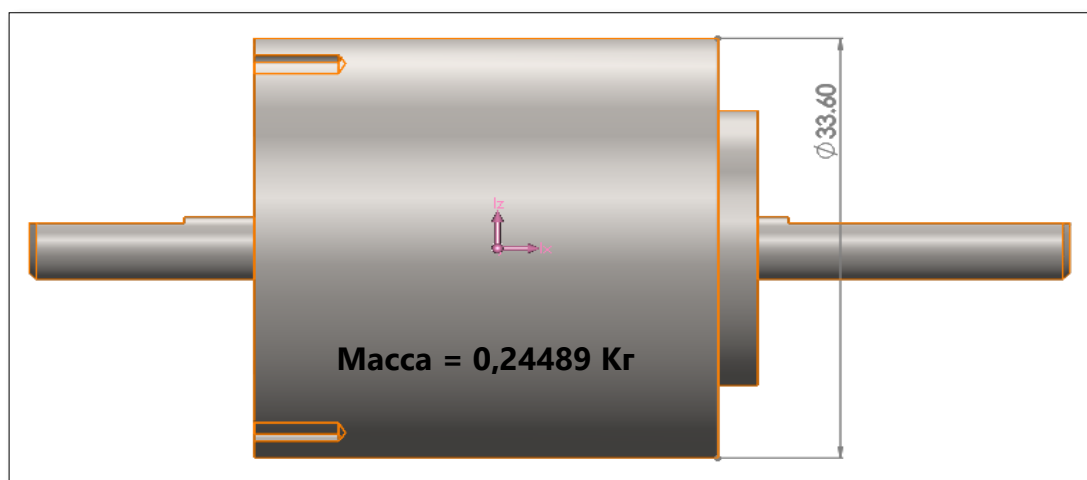


Рисунок 84 – Диаметр и масса ротора.

Сначала необходимо определить качество баланса редуктора (G), выбор качества связан с типом ротора машины. Таблица используемая для выбора, может быть найдена в разделе приложения В.

Определение допустимого остаточного дисбаланса может быть получено с использованием следующего уравнения:

$$U_{\text{per}} = 9549 * G * \frac{W}{N} \quad (54)$$

где G - качество балансировки;

W - масса ротора, Кг;

N - максимальная скорость ротора, об/мин.

Таким образом:

$$U_{per} = 9549 * 6,3 * \frac{0,24489}{3000} = 4,9107 \text{ г. мм}$$

Поэтому, допустимая остаточная несбалансированная масса будет:

$$M_{per} = \frac{U_{per}}{\text{Радиус ротора}} \quad (55)$$

Таким образом:

$$M_{per} = \frac{4,9107 \text{ г.мм}}{16,8 \text{ мм}} = 0,29230 \text{ г}$$

Следовательно, мы можем получить несбалансированную силу относительно остаточной массы ротора следующим образом:

$$F_{десб.(ротор)} = M_{per} * r * W^2 = 2,9230 * 10^{-4} \text{ Кг} * 0,0168 \text{ м} * 314,159 \frac{\text{рад.}^2}{\text{с}} = 0,48467 \text{ Н} \quad (56)$$

2.13.5 Математическое моделирование - Двигатель x Кронштейн

На рисунке 85 показана схема для математической модели между двигателем и кронштейном, эквивалентная система была предложена путем изменения положения крепежа.

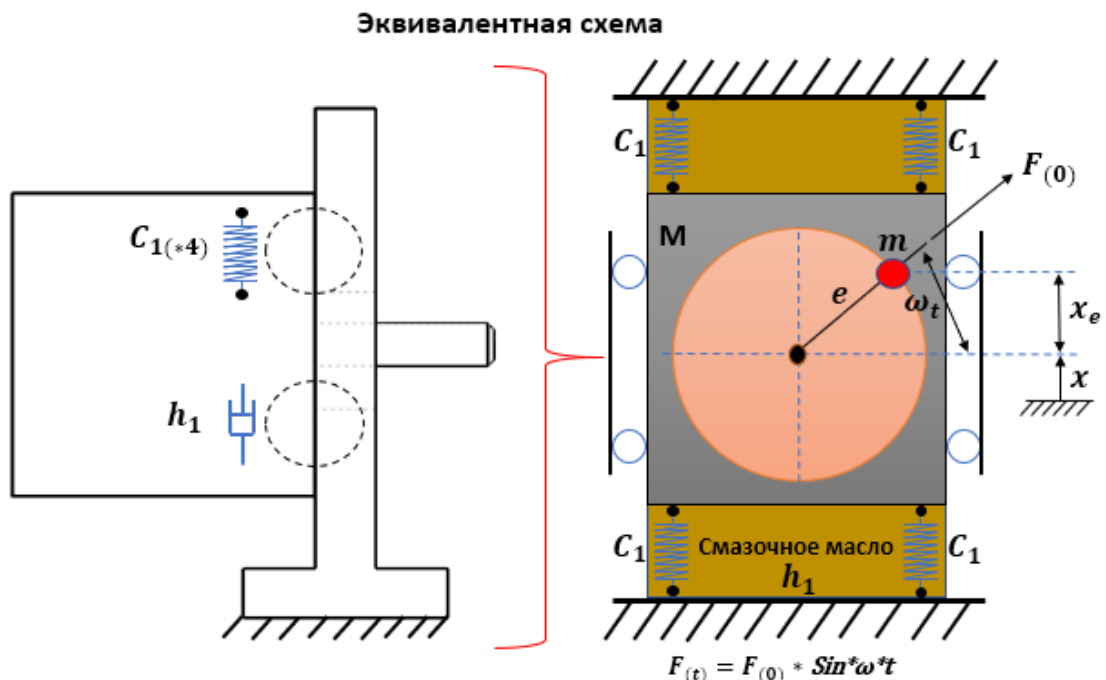


Рисунок 85 – Схема для изучения вибрации, вызванной несбалансированной массой в роторе двигателя.

Система была настроена на перемещение только в вертикальном направлении.

Диаграмма свободного тела - Силы в системе:

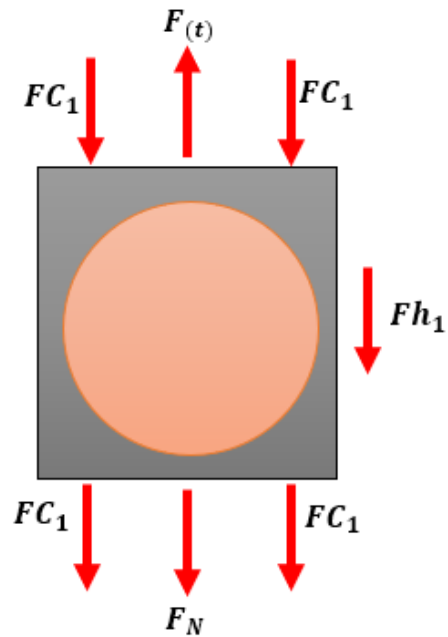


Рисунок 86 – Баланс сил - M_1 .

где $\vec{F}_{(t)}$ – вертикальная составляющая силы дисбаланса;

\vec{F}_{h_1} – демпферная сила;

\vec{F}_{c_1} – сила упругости винта;

\vec{F}_N – сила инерции тела – внутренние силы.

Баланс сил и все преобразования до системы дифференциальных уравнений для тела

Уравнение баланса сил (сумма внешних сил уравновешена сумме внутренних сил):

$$\vec{F}_{(t)} = (4 * \vec{F}_{c_1}) + \vec{F}_{h_1} + \vec{F}_N \quad (57)$$

Определим внутренние силы:

Сила инерции

$$F_N = M_1 * a_1 \quad (58)$$

где M_1 – масса двигателя;

a_1 – ускорение двигателя.

Демпферная сила

$$F_{h_1} = h_1 * v_1 \quad (59)$$

где h_1 – коэффициент демпфирования;

v_1 – скорость двигателя.

Сила упругости

$$F_{c_1} = c_1 * x_e \quad (60)$$

где c_1 – коэффициент упругости винта;

x_e – перемещение двигателя.

Подставим все получившиеся уравнения в уравнение баланса сил для первого тела:

$$F(t) = (4 * c_1 * x_e) + h_1 * v_1 + M_1 * a_1$$

Из получившегося уравнения, выражаем ускорение для тела:

$$a_1 = \frac{F(t) - (4 * c_1 * x_e) - h_1 * v_1}{M_1}$$

Зная, что скорость является первой производной от перемещения, а ускорение первой производной от скорости составим систему:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx_1}{dt} = v_1 \\ \frac{dv_1}{dt} = \frac{F(t) - (4 * c_1 * x_e) - h_1 * v_1}{M_1} \end{array} \right. \quad (61)$$

$$(62)$$

Составление структурной схемы

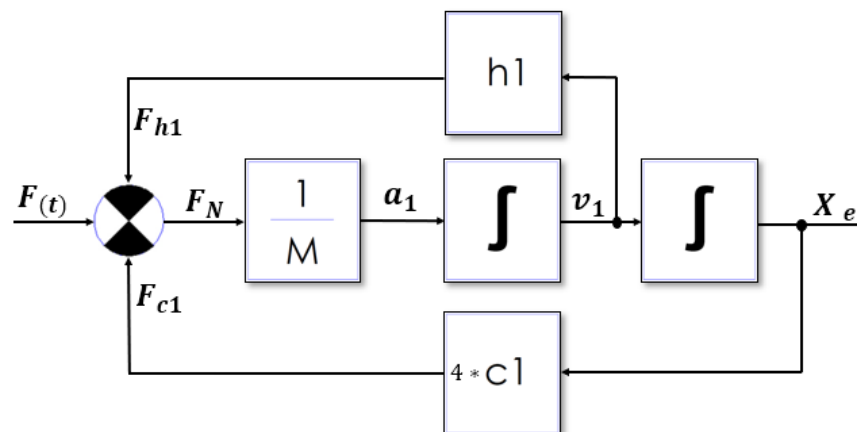


Рисунок 87 – Структурная схема вибрационной системы.

Для этой системы было определено, что входом в систему является внешняя сила $F(t)$ сила от остаточной несбалансированной массы на роторе двигателя. Масса m представляет массу двигателя.

Когда двигатель начинает вращаться, возникает дисбаланс, вызванный массой m , расположенной в роторе двигателя на расстоянии “ e ” от оси вращения двигателя. Масса m вращается с частотой ω . Движение двигателя описывается следующим уравнением:

$$M\ddot{x} + h_1\dot{x} + 4 * c_1x = F(t) \quad (63)$$

где M - масса двигателя, Кг;

c_1 - коэффициент жесткости пружины, кН/м;

h_1 - коэффициент демпфирования, Нс/м.

Сила $F_{(t)}$ определяется уравнением:

$$F_{(t)} = F_{(0)} * \sin(\omega t) = m * e * \omega^2 * \sin(\omega t) \quad (64)$$

При воздействии силы $F_{(t)}$ на массу M , тело начинает двигаться, результирующую силу F_N делим на массу M и получаем его ускорение a_1 , интегрируем получаем скорость v_1 , при повторном интегрировании получаем перемещение X_e , при этом возникают силы сопротивления: сила упругости F_{c1} и демпфирующая сила F_{h1} , которые показаны в виде обратных связей. Сила сопротивления F_{c1} учитывается коэффициентом жесткости винта C_1 и разницей перемещений X_e . Так же сила сопротивления F_{h1} , которая представляет собой произведение коэффициента h_1 на разность скоростей v_1 .

Передаточная функция системы

Уравнения для получения передаточной функции системы приведены ниже:

$$M * A_1 + F_{h1} + 4 * F_{c1} = F_{(t)}$$

$$M * \ddot{x} + (h_1 * \dot{x}) + 4 * (c_1 * x) = F_{(t)}$$

$$M * S^2 * X_s + (h_1 * S * X_s) + 4 * (c_1 * X_s) = F_{(s)}$$

$$X_s (M * S^2 * + h_1 * S + 4 * c_1) = F_{(s)}$$

$$W_{(s)} = \frac{\text{Выход}}{\text{Вход}} = \frac{X_s}{F_{(s)}} \Rightarrow \frac{X_s}{F_{(s)}} = \frac{1}{M * S^2 * + h_1 * S + 4 * c_1} \quad (65)$$

Получаем блок-схему системного уравнения:

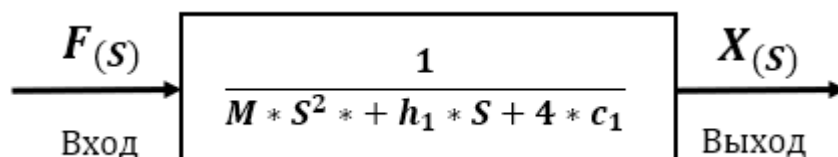


Рисунок 88 – Схема системы передаточной функции.

2.13.5.1 Результаты математического моделирования - Двигатель и Кронштейн в Simulink

Схему блоков, разработанную в Simulink, можно увидеть в разделе приложения – (Приложение Г).

Таблица 26 – Параметры, используемые для моделирования

$F_{(t)}$	$0,48467 * \sin(\omega t)$
ω	314,159 рад./с
M	0,250 Кг

$4 * C_1$	4,59 гН/м
h_1	47896,39 Нс/м

Стандарт ГОСТ ИСО 10816-1-97 «Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся част. Часть I [21]. Общие требования », устанавливает три основных параметра вибрации, а именно: виброперемещение, виброскорость и виброускорение. На основе этих результатов можно оценить вибрационное состояние оборудования, показывая, имеют ли они приемлемые значения для правильного функционирования оцениваемого оборудования.

На рисунке 89 показаны результаты вибрационных характеристик виброперемещение, виброскорость и виброускорение для механического узла, образованного двигателем и кронштейн.

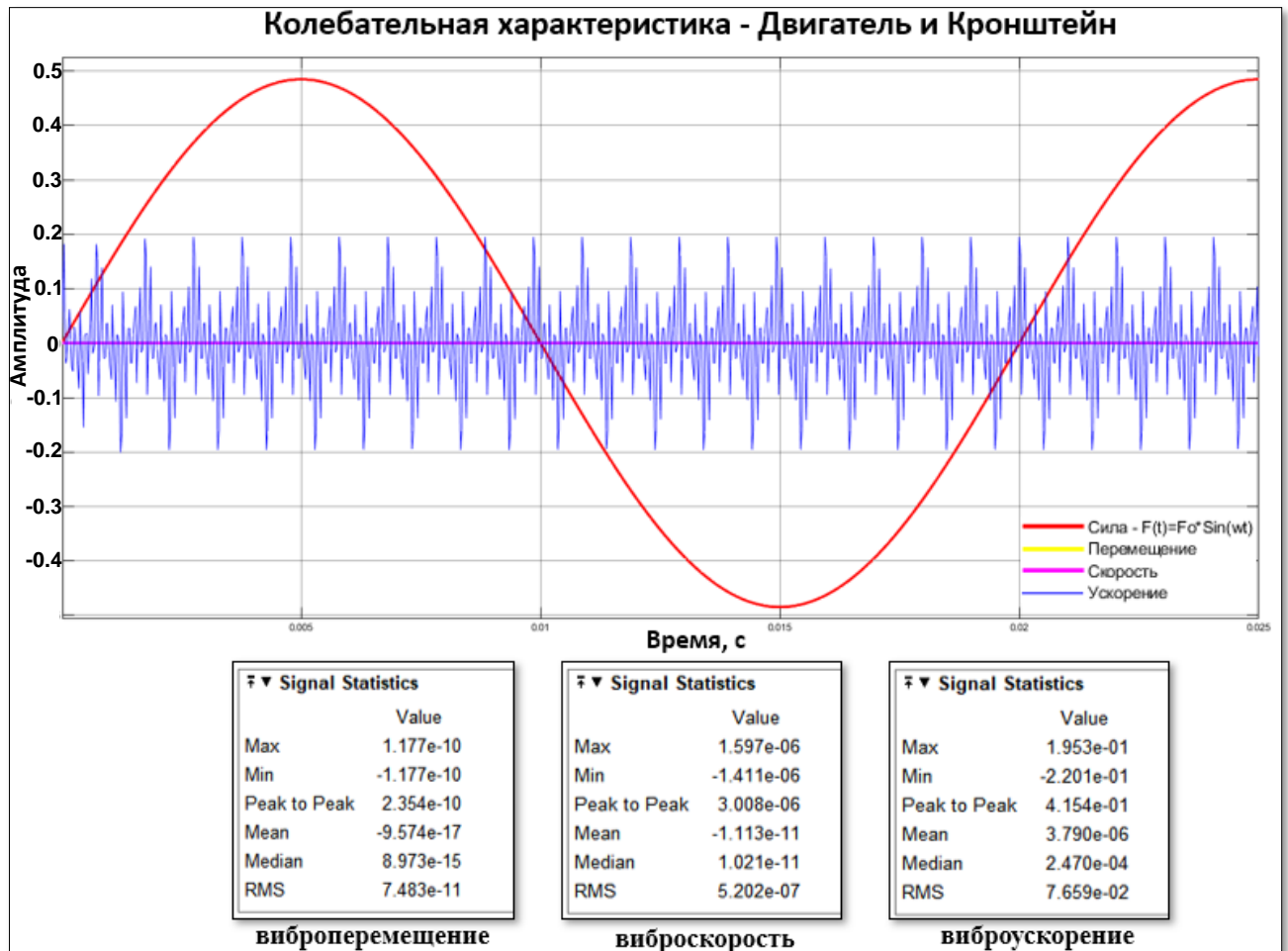


Рисунок 89 – Результат вибрационных характеристик массы двигателя в Simulink.

Для правильной интерпретации и диагностики результатов, представленных на рисунке 89, необходимо знать, какие рекомендуемые параметры необходимо

контролировать в зависимости от частоты возбуждения механизма, как показано на рисунке 90.

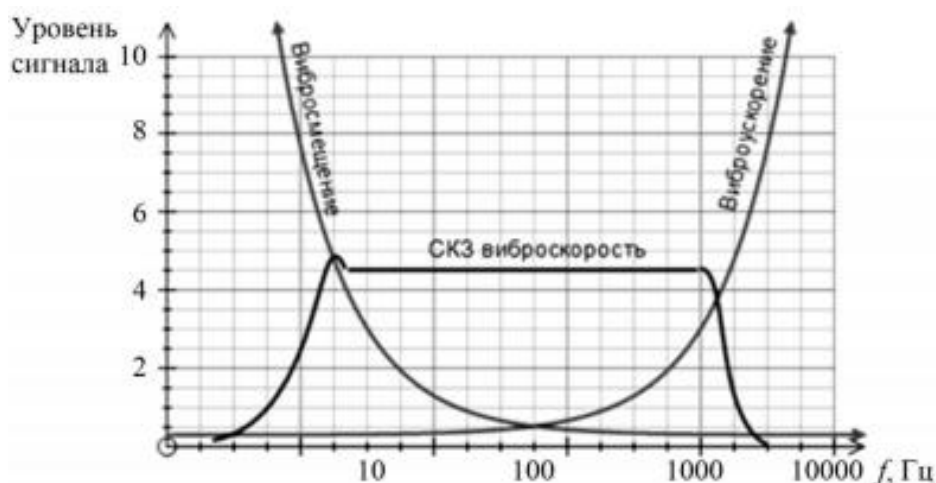


Рисунок 90 – Частотные характеристики виброскорости, виброперемещения и виброускорение [22].

Из рассмотрения приведенных частотных характеристик следует, что на низких частотах возбуждаются высокие уровни вибросмещения, а на высоких частотах возбуждаются низкие уровни вибросмещения. Поэтому контролировать вибрацию по параметру вибросмещение наиболее эффективно в низкочастотном диапазоне от 0 до 300–500Гц.

Частотная характеристика виброскорости имеет относительно плоский участок от 10 до 1000–2000Гц. Поэтому в частотном диапазоне от 10 до 1000Гц рекомендуется контролировать вибрацию по параметру виброскорости. С ростом частоты возбуждаются высокие уровни виброускорения. Поэтому контролировать вибрацию по параметру виброускорение наиболее эффективно в высокочастотном диапазоне частот свыше 1000– 2000 Гц. Использование виброускорения на частотах 100 Гц и ниже не эффективно [22].

Следовательно, зная, что несбалансированная масса на роторе вращается с частотой 50 Гц, при анализе рисунок 85 для этой частоты мы можем сделать вывод, что для оценки технических условий установки (двигатель и кронштейн) мы должны использовать виброскорость, а также контролировать виброперемещение. Виброускорение не будет анализироваться, так как у нас нет частот вибрации выше 1000 Гц в системе.

2.13.5.2 Вибродиагностика

Интерпретируя результаты, относящиеся к вибрационным характеристикам массы двигателя, мы видим, что максимальное перемещение массы составило $1,177 \cdot 10^{-10}$ м, в миллиметрах $1,177 \cdot 10^{-7}$ мм. Упругая муфта между двигателем и

редуктором может поглотить перемещение до 0,2 мм, поэтому можно сделать вывод, что перемещение, вызванное несбалансированной вибрацией остаточной массы в роторе двигателя, не вызовет какой-либо механической неисправности сборки, так как это перемещение будет поглощено с огромным запасом прочности.

Наблюдение также может быть сделано относительно среднеквадратичной скорости, система представила результат $5,202 * 10^{-7} \frac{M}{c}$, или $5,202 * 10^{-4} \frac{MM}{c}$, ссылаясь на ГОСТ ИСО 10816-1-97 согласно рисунку 91.

Уровень вибрации по ГОСТ ИСО 10816-1-97				
$V_{скз}$, мм/с	Класс 1 Маленькие станки	Класс 2 Средние станки	Класс 3 Большой жесткий фундамент	Класс 4 Большой мягкий фундамент
0.28				
0.45	A			
0.71		A		
1.12	B	Хорошо	A	
1.8		B		A
2.8	C	Удовлетворительно	B	
4.5		C		B
7.1	D	неудовлетворительный	C	
11.2		D		C
18			D	
28		Неприемлемо		D
45				

Рисунок 91 – Серьезность вибрации.

Машина, изучаемая в этой работе, характеризуется маленькими станками поэтому, согласно норме, относится к классу 1. Сделан вывод о том, что найденная среднеквадратичная скорость вибрации относится к числу скоростей, определенных как хорошие для правильной работы оборудования.

Другие характеристики, касающиеся математического моделирования между двигателем и кронштейн, могут быть выражены, например, его кривая демпфирования и реакция системы на различные факторы демпфирования, таким образом, можно охарактеризовать тип демпфирования, существующий в системе. Однако, прежде чем представлять эти результаты, будут определены характеристики смазочного масла между фланцем двигателя и кронштейн.

2.13.5.3 АЧХ системы

Когда частота возбуждения совпадает с одной из собственных частот системы, возникает явление резонанса. Самый важный аспект резонанса - большое перемещение. В большинстве механических и конструктивных систем большие смещения указывают на большие деформации и нежелательные напряжения.

На рисунке 92 показана характеристика демпфирования исследуемой системы, где был получен коэффициент демпфирования 0,707, что указывает на то, что мы имеем систему с критическим демпфированием. Точка, указанная на изображении, указывает режим возбуждения и собственные частоты системы, поэтому можно заметить, что система работает с большим запасом прочности относительно возникновения резонанса, кроме того, на более высоких частотах амплитуда колебательного движения имеет тенденцию к убыванию.

Разработанную программу можно увидеть в разделе приложения – (Приложение Д).

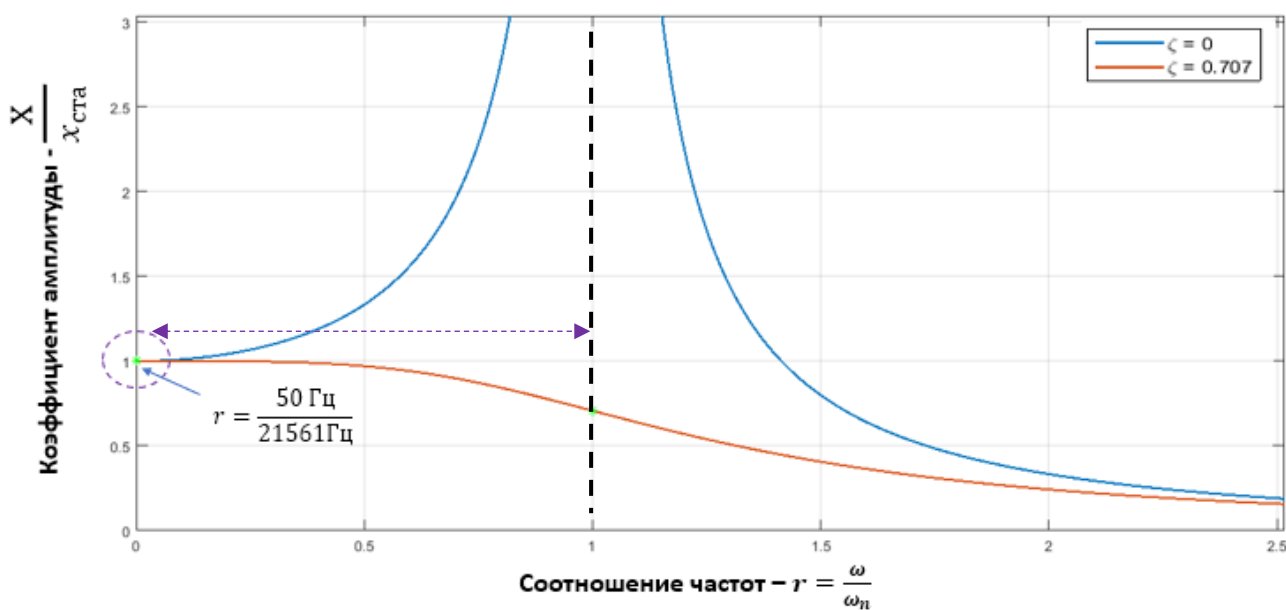


Рисунок 92 – Амплитудно-частотная характеристика.

2.13.6 Определение характеристик смазочного масла

Определение характеристик смазочного материала будет осуществляться через понятия закона вязкости Ньютона.

Сила, приложенная к области, может быть разложена на две другие силы, одну в нормальном направлении к поверхности, получая, таким образом, нормальный компонент, а другую, касательную к поверхности, получая тангенциальный компонент [23].

Через отношение тангенциальной составляющей силы над площадью, которая применяется, напряжение сдвига определяется по формуле:

$$\tau = \frac{F_t}{A} \quad (66)$$

Напряжение сдвига возникает из-за разницы скоростей между поверхностями, а его модуль пропорционален градиенту скорости, то есть изменению скорости по отношению к толщине смазочного слоя [24].

Закон вязкости Ньютона может быть получен из этого:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (67)$$

где μ - динамическая или абсолютная вязкость.

Каждая жидкость будет иметь различные значения для коэффициента μ , на которые также влияют условия давления и температуры, которым они подвергаются.

Установив связь между уравнениями 66 и 67, получим следующее уравнение:

$$\frac{F_t}{A} = \mu \frac{dv}{dy} \quad (68)$$

Теперь можно записать формулу для величины силы вязкого трения в жидкостях:

$$F_t = -\mu \cdot \frac{dv}{dy} \cdot A \quad (69)$$

Знак «минус» в формуле 69 связан с тем, что формула 69 описывает модуль силы вязкого трения, а величина градиента скорости имеет отрицательное значение.

Единицы динамической вязкости могут быть получены с помощью размерного анализа в системе единицы СИ:

$$[\tau] = \frac{\text{сила}}{\text{площадь}} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Нм}^{-2}; \left[\frac{dv}{dy} \right] = \frac{\frac{\text{м}}{\text{с}}}{\text{м}} = \text{с}^{-1}$$

где $\mu = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}}$

Следовательно:

$$[\mu] = \frac{\text{Нм}^{-2}}{\text{с}^{-1}} = \text{Нм}^{-2}\text{с}$$

Единицы в системе СИ и СГС будут:

$$\text{СИ} \rightarrow \mu = \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}; \text{СГС} \rightarrow \mu = \frac{\text{дин}\cdot\text{с}}{\text{см}^2} = \text{П} = \text{poise}$$

Сантипуаз единица также применяется, где: 1 сП = 0,01 П

Коэффициент вязкости в формуле 69 часто называют динамической вязкостью. Кроме динамической вязкости часто используется понятие кинематической вязкости ν .

Кинематической вязкостью называется величина, равная отношению динамической вязкости к плотности ρ жидкости или газа:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (70)$$

Определим единицу кинематической вязкости в системе единиц СИ:

$$[\mu] = \text{Нм}^{-2}\text{с}; [\rho] = \text{Нм}^{-4}\text{с}^2$$

Следовательно:

$$\nu = \frac{\text{НМ}^{-2}\text{с}}{\text{НМ}^{-4}\text{с}^2} = \text{М}^2\text{с}^{-1}$$

Единицы в системе СИ и СГС будут:

$$\text{SI} \rightarrow \nu = \frac{\text{М}^2}{\text{с}}; \text{CGS} \rightarrow \nu = \frac{\text{см}^2}{\text{с}} = \text{stoke (Ст)}$$

Сантистокс единица также применяется, где: 1 сСт = 0,01 Ст

Применение приведенных выше уравнений будет зависеть от свойств жидкости, существующей между двумя поверхностями, на рисунке 93 представлена схема, для которой мы определим характеристики смазочного материала между фланцем двигателя и кронштейн:

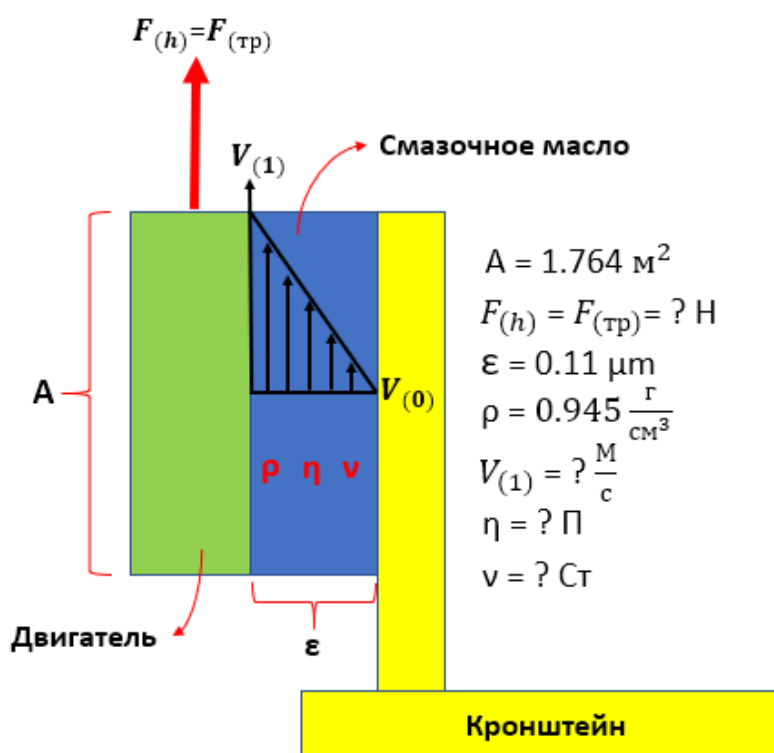


Рисунок 93 – Схема смазки между двигателем и кронштейном.

Следовательно, можно переписать формулу для значения вязкого трения следующим образом:

$$F_{(0)} = F_{(сдвига)} = \rho \cdot \nu \cdot \frac{dV}{\varepsilon} \cdot A = F_{(сдвига)} = -\eta \cdot \frac{dV}{\varepsilon} \cdot A \quad (71)$$

где ρ – плотность смазочного масла, которая будет считаться $0.960 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$, при температуре 25°C в соответствии с DIN 51757;

ν – кинематическая вязкость;

dV – градиент скорости;

ε – толщина смазочного слоя;

A – площадь смазываемой поверхности.

Первым определением будет градиент скорости dV , получается по следующему уравнению:

$$dV = V_{(1)} - V_{(0)} = 1,597 * 10^{-6} \frac{\text{М}}{\text{с}} - 0 = 1,597 * 10^{-6} \frac{\text{М}}{\text{с}} \quad (72)$$

где $V_{(1)}$ – максимальная скорость, полученная, как показано на рисунке 84;

$V_{(0)}$ – скорость на поверхности кронштейна.

Вязкая демпфирующая сила определяется следующим уравнением:

$$F_{(h_1)} = dV * h_1 = 1,597 * 10^{-6} \frac{\text{М}}{\text{с}} * 47896,39 \frac{\text{Н.с}}{\text{М}} = 0,076491 \text{ Н} \quad (73)$$

где h_1 - демпфирование константы.

Коэффициент вязкости η :

$$0,076491 \text{ Н} = \eta * \frac{1,597 * 10^{-6} \frac{\text{М}}{\text{с}}}{1,1 * 10^{-7} \text{ М}} * 1,764 \text{ М}^2 = 2,986755 * 10^{-3} \frac{\text{Н.с}}{\text{М}^2} =$$

Па.с $\eta = 0,002986755 \text{ П}$ (74)

Учитывая плотность смазочного масла, равную $\rho = 960 \frac{\text{Кг}}{\text{М}^3}$, таким образом, можно приблизительно определить его ν , кинематическую вязкость, используя следующее уравнение:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{2,986755 * 10^{-3} \frac{\text{Н.с}}{\text{М}^2}}{960 \frac{\text{Кг}}{\text{М}^3}} = 3,1112 * 10^{-6} \frac{\text{М}^2}{\text{с}} = 0,031112 \text{ Ст} = 3,1112 \text{ сСт} \quad (75)$$

На основании результатов, полученных для свойств смазочного масла, можно сделать вывод, что между кронштейном и двигателя должен быть нанесен минимальный слой смазки толщиной $0,11 \mu\text{м}$ с $\nu \approx 3,11 \text{ сСт} \leftrightarrow \infty$; $\rho \approx 0,960 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$.

2.13.6.1 Описание масла

На основании результатов, полученных для характеристик смазки, можно определить, что жидкости на основе силикона полностью соответствуют ожидаемой потребности в вязкости, а также свойствам, связанным с демпфирующей способностью.

Силиконовые жидкости широко используются в технологиях управления потоком, контроля температуры и управления движением. По сравнению с обычными маслами они дают явное преимущество для приборов, манометров и устройств, которые подвержены воздействию экстремальных температур и высоких давлений [25]. Из-за их высокого демпфирующего действия, низкого изменения вязкости при температуре, широкого диапазона рабочих температур и инертности, высоковязкие жидкости широко используются в качестве демпфирующих жидкостей для снижения вибрации и амплитуды движения [26].

В отличие от минерального масла, силиконовая жидкость обладает чрезвычайно высокой сжимаемостью и не коагулирует под давлением. Силиконовая жидкость обладает гораздо более высокой сжимаемостью, чем изолирующие масла на основе нефти или синтетические смазки, и, таким образом, хорошо подходит для использования в качестве демпфирующего масла.

Типичные показатели

Смазки WACKER® AK 5 имеют общие характеристики кинематической вязкости и плотности очень близок к расчетным значениям, рисунок 94. Поэтому представляется в качестве возможного варианта для использования в затухании колебаний подвески двигателя и кронштейн а также служит средством против износа и коррозии поверхностей. Области применения: демпфирование, подавление вибраций и смазочные материалы для приборов, которые используются в условиях низких температур [26].

Свойства	Метод контроля	Значение
Плотность при 25 °C	DIN 51757	~0.96 g/cm ³
Точка вспышки	ISO 2592	> 270 °C
Температура воспламенения (жидкости)	EN 14522	390 °C
Поверхностное натяжение при 25 °C		0,021 N/m
Вязкость, кинематическая при 25 °C	DIN 53019	~ 5 мм ² /с

Рисунок 94 – Основные типичные характеристики WACKER® AK 5 SILICONE FLUID.

Расчетная константа затухания 47896,39 Нс/м напрямую связана с вязкостью жидкости. Ранее проведенное исследование приблизительно определило кинематическую вязкость жидкости, которая могла позволить получить расчетную постоянную затухания, а также коэффициент демпфирования 0,707.

Результат динамического отклика со смазкой, как показано на рис.94, показал посредством диагностики виброперемешивания и виброскорости, что система (двигатель и кронштейн) с коэффициентом демпфирования 0,707 характеризуется как критическое демпфирование. Однако, оценивая результаты амплитуд колебаний, можно показать, что система практически статична, то есть составляющая силы, создаваемая дисбалансом, не способна вызывать большие амплитуды колебаний, причем амплитуды получают в порядке показателей степени -10 для перемещений и скоростей в порядке -6.

2.13.7 Исследование динамического отклика системы без смазки

Несбалансированное усилие на роторе, имеющее небольшую величину, было доказано в предыдущем исследовании, что его влияние на вибрацию системы мало.

Следовательно, вопрос, который можно задать, заключается в том, какова эффективность смазочного масла в его действии в качестве демпфера, так что полученные амплитуды вибрации являются микровибрацией? Таким образом, математическая модель была разработана, рисунок 95, однако, учитывая прямой контакт между поверхностями двигателя и кронштейн, показывая кулоновское демпфирование. Результаты колебаний в этом состоянии были впоследствии сопоставлены с результатами, полученными для вязкого демпфирования.

2.13.7.1 Математическое моделирование - Двигатель и кронштейн с демпфированием трения – Кулон

Кулоновское демпфирование - это тип демпфирования, который возникает, когда одна поверхность скользит по другой, выделяя энергию за счет трения между ними. Этот тип демпфирования присутствует, когда масса движется по сухой поверхности, например, сопротивление качению, трение валов ремнями и т. Д. [27].

На рисунке 95 показана схема для математической модели между двигателем и кронштейном, без смазки между поверхностями.

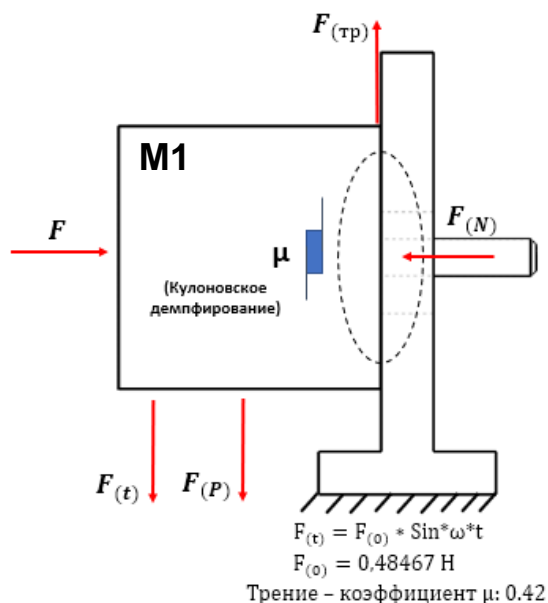


Рисунок 95 – Схема для изучения вибрации, вызванной несбалансированной массой в роторе двигателя - без смазки.

Если сила $F_{(тр)} > F_{(p)} + F_{(t)}$, масса двигателя будет оставаться в покое. Однако если $F_{(тр)} < F_{(p)} + F_{(t)}$, движение массы m начнется и не прекратится до тех пор, пока

результатирующая между силой возбуждения и силой веса не станет меньше силы трения, как показано ниже:

$$|F_{(P)} + F_{(t)}| < F_{(тр)} \rightarrow \dot{x} = 0 \quad (76)$$

Сила трения имеет свой сигнал, изменяющийся со скоростью, поэтому движение подчиняется следующему уравнению:

$$F(t) + m * g = F * \mu * \text{sgn}(\dot{x}) \quad (77)$$

где $\text{sgn}(\dot{x})$ – знак скорости

Диаграмма свободного тела - Силы в системе

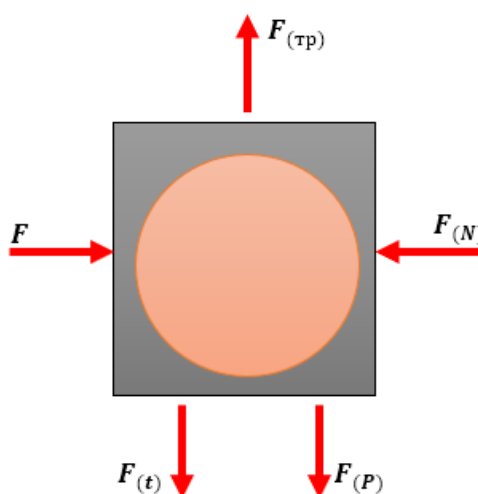


Рисунок 96 – Баланс сил - M_1 .

где $\vec{F}_{(тр)}$ – сила трения;

$\vec{F}_{(t)}$ – внешняя сила возбуждения;

$\vec{F}_{(P)}$ – сила инерции тела;

$\vec{F}_{(N)}$ – сила нормальной реакции опоры;

\vec{F} – упругая сила набора винтов.

Определим внутренние силы:

Сила инерции

$$F_{(P)} = M * g = 0,250 \text{ Кг} * 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} = 2,45 \text{ Н} \quad (78)$$

где M – масса двигателя;

g – ускорение силы тяжести.

В схеме на рисунке 97 сила F будет рассматриваться как сила упругости, создаваемая набором четырех крепежных винтов двигателя в кронштейне.

Таким образом, сила \vec{F} :

$$F = (4 * C_1) * X_{\max} = 4588216000 \frac{\text{H}}{\text{M}} * 1,177 * 10^{-10} \text{M} = 0,540 \text{ Н} \quad (79)$$

Сила нормальной реакции кронштейна:

$$\vec{F}_{(N)} = \vec{F} = (4 * C_1) * X_{\max}; \quad (80)$$

где X_{\max} – Максимальное значение перемещения по результатам виброперемещения, рисунок 89.

Определение модуля силы F также может быть выполнено путем расчета силы предварительной нагрузки, приложенной к винтам, однако эта методология не будет использоваться в данном исследовании.

Определение силы трения:

$$F_{(тр)} = \mu * F = F_{(тр)} = 0,42 * 0,540 \text{ Н} = 0,2268 \text{ Н} \quad (81)$$

где μ – коэффициент динамического трения без смазки, таблица в разделе приложения – (Приложение Е).

Внешняя сила возбуждения:

$$F_{(t)} = 0,48467 \text{ Н} * \text{Sin}(\omega t) \quad (82)$$

Составление структурной схемы

Чтобы иметь возможность сравнивать амплитуды колебаний смазанного узла с таковыми при кулоновском трении, была разработана схема:

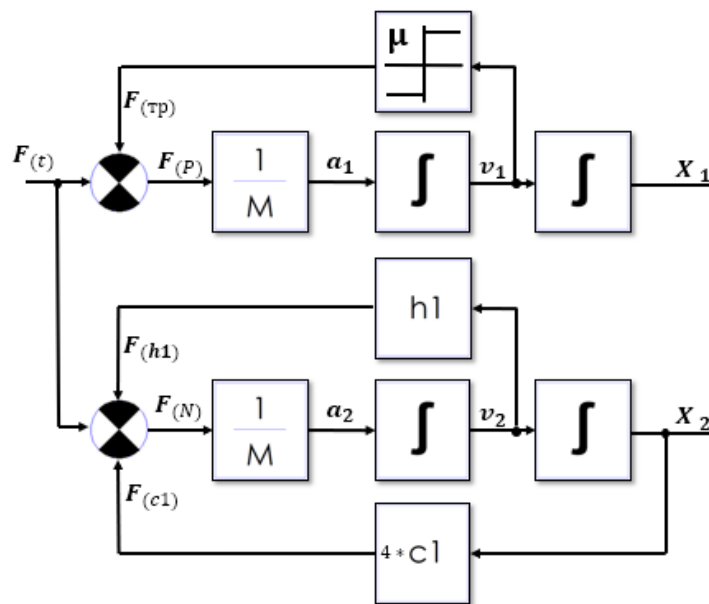


Рисунок 97 – Структурная схема вибрационной системы с кулоновским трением и вязкостью.

Схема на рисунке 97 мы видим, что внешняя сила возбуждения одинакова для обеих систем, различие между ними заключается в том, что единственной силой сопротивления для кулоновской модели является сама сила трения. Принимая во

внимание, что для смазанной системы мы имеем действие жесткости системы, а также вязкого демпфирования, вызванного смазкой.

2.13.7.2 Результаты математического моделирования для условия с кулоновским трением - Двигатель и Кронштейн в Simulink

Схему блоков, разработанную в Simulink, можно увидеть в разделе приложения – (Приложение Ж).

В таблице 27 приведены параметры, используемые для моделирования:

$F(t)$	$0,48467 * \sin(\omega t)$
ω	314,159 рад/с
$M1$	0,250 Кг
F	0,540 Н
μ	0,42
$F_{(тр)}$	0,2268 Н

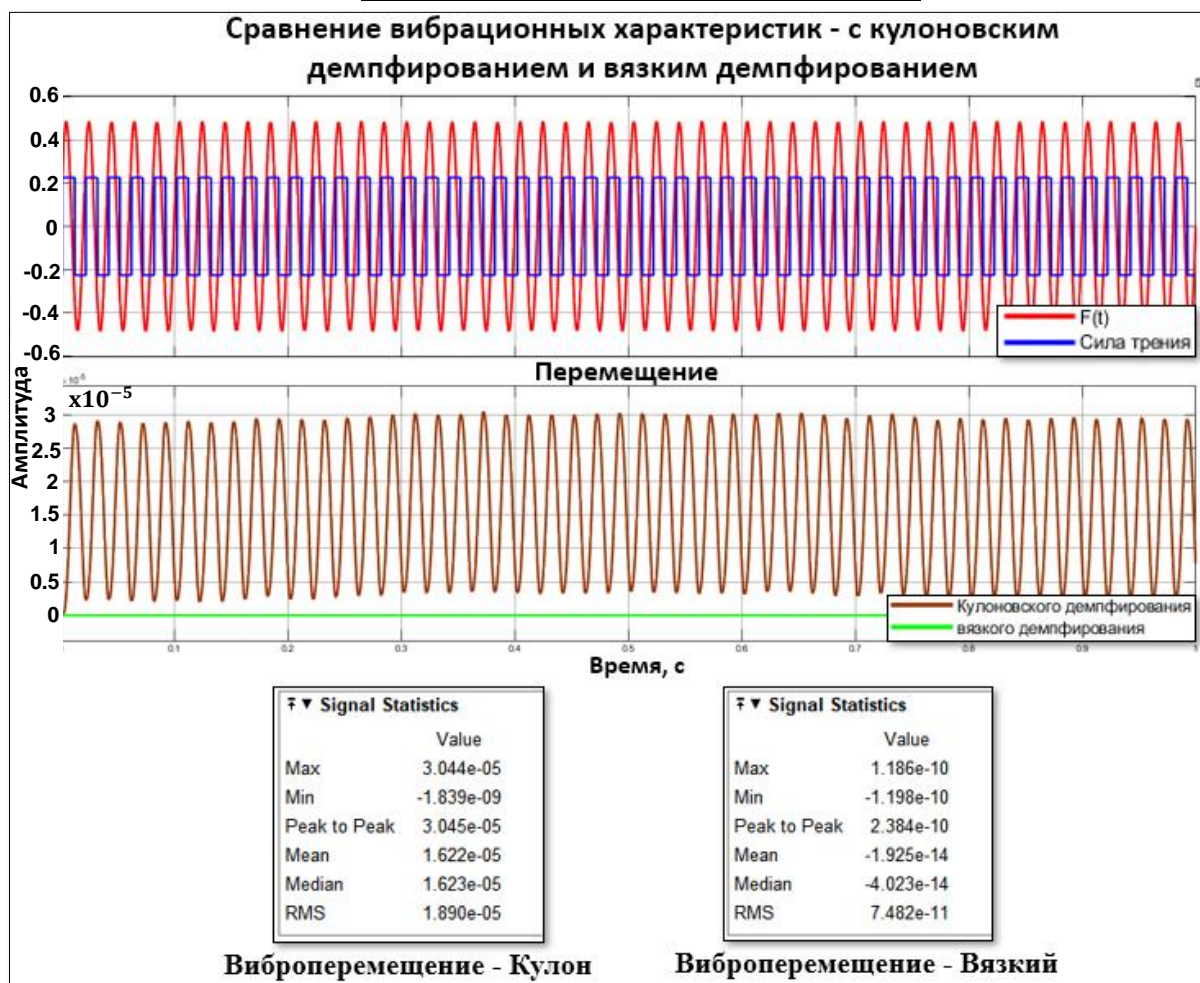


Рисунок 98 – Результат виброперемещений характеристик для кулоновского и вязкого трения.

Сравнивая результаты, представленные на рисунке 93, можно сделать вывод, что амплитуда смещения для системы с кулоновским демпфированием больше, чем амплитуда вязкого демпфирования, поэтому смазочный материал оказывает существенное влияние на уменьшение амплитуд колебаний, таким образом, рекомендуется использовать смазку со свойствами, установленными в сборке механизма.

Другой анализ, который можно сделать, касается поглощающей способности муфты, связанной с перекосом вала, вызванным вибрацией системы с кулоновским демпфированием. Согласно графику на рисунке 98, максимальное полученное смещение соответствует 0,03 мм, известно, что поглощающая способность смещения муфты составляет 0,2 мм, поэтому можно сделать вывод, что в условиях демпфирования трения, механизм не будет затронут смещением вала двигателя, которое будет поглощено упругой муфтой.

Влияние частоты вращения двигателя на амплитуды также было проверено. На рисунке 99, на частотах ниже 50 Гц было отмечено, что амплитуды смещения для кулоновского демпфирования увеличились до уровня, превышающего допустимый для поглощения упругой муфта. На частотах выше 50 Гц кулоновское демпфирование показало уменьшение амплитуды, работая в хорошем режиме.

Вязкое демпфирование не имело изменений в амплитудах, которые были вне допустимого диапазона поглощения связи, более того, в частотах между 40 и 90 Гц система представляла постоянную амплитуду, и ее максимальный пик был для частоты 600 Гц.

Можно сделать вывод, что вязкое демпфирование более эффективно для применения в исследуемой системе, поскольку динамическое поведение системы при применении этого предложения демпфирования представляет более низкие значения амплитуд колебаний и в широком диапазоне частот вращения двигателя, практически амплитуды остаются неизменными. Система кулоновского трения проблематична на частотах ниже 50 Гц, что может вызвать проблемы с высокой вибрацией при запуске двигателя.

В дополнение к динамике системы смазочный материал будет также выполнять функцию поддержания защиты поверхности от коррозии и износа, поэтому приблизительное определение смазочной жидкости между поверхностями чрезвычайно важно для динамических систем, таких как исследуемая.

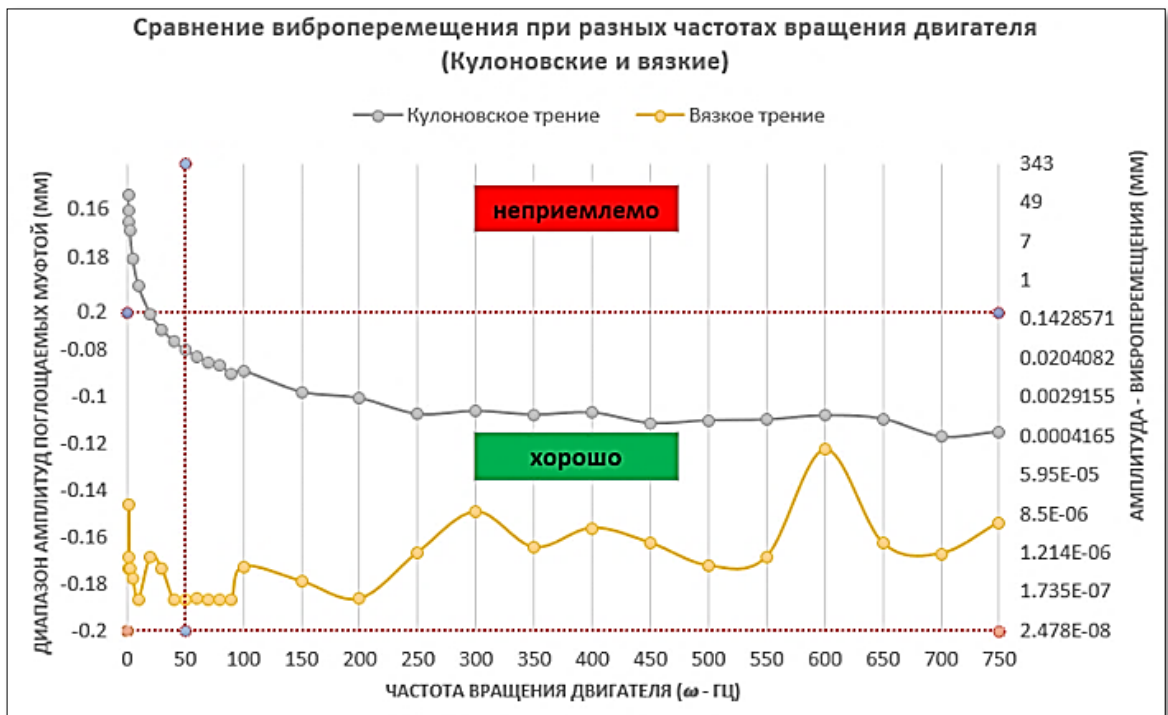


Рисунок 99 – Амплитуды, поглощаемые системой при разных частотах вращения двигателя.

2.13.8 Математическое моделирование - Редуктор и Кронштейн

На рисунке 100 показана схема для математической модели между редуктором и кронштейном. Цель математического моделирования состояла в том, чтобы проверить угол смещения корпуса редуктора, вызванного силой возбуждения, вызванной неуравновешенной массой на вал эксцентрика, и вычислить собственную частоту вибрации системы.

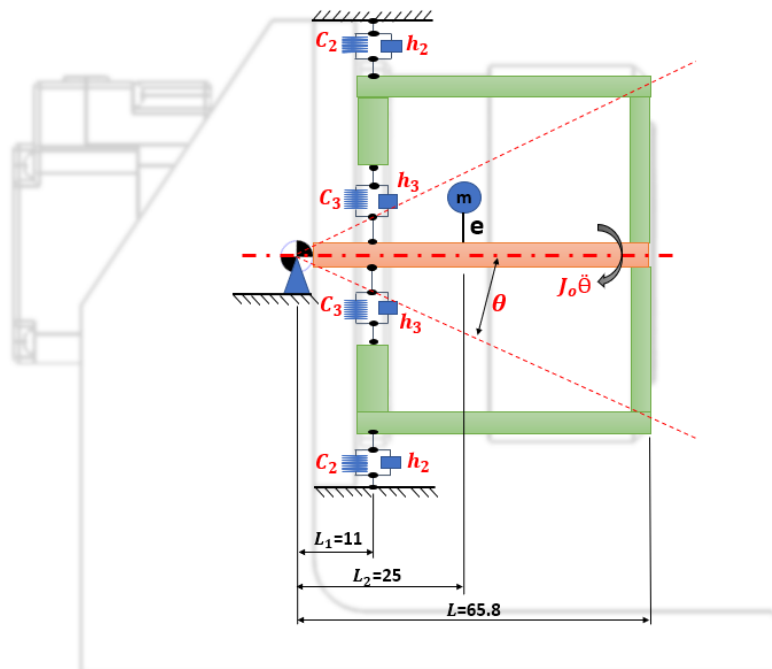


Рисунок 100 – Структурная схема вибрационной системы - Редуктор и Кронштейн.

Элементы на рисунке 100 с коэффициентом жесткости C_2 и C_3 и коэффициентом демпфирования h_2 и h_3 были связаны путем расчета эквивалентной жесткости и коэффициента демпфирования. Массы системы также были унифицированы, то есть были добавлены масса вала и корпус редуктора, а затем был определен момент инерции сборки.

Определение жесткости и демпфирования, эквивалент:

$$C_{\text{ЭКВ.}(2-3)} = \frac{1}{\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}} = \frac{1}{\frac{1}{1247416 \frac{\text{кН}}{\text{м}}} + \frac{1}{7987,2 \frac{\text{кН}}{\text{м}}}} = 7936,4 \frac{\text{кН}}{\text{м}} \quad (82)$$

$$h_{\text{ЭКВ.}(2-3)} = \frac{1}{\frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_3}} = \frac{1}{\frac{1}{47896,39 \frac{\text{Нс}}{\text{м}}} + \frac{1}{5,6205 \frac{\text{Нс}}{\text{м}}}} = 5,62 \frac{\text{Нс}}{\text{м}} \quad (83)$$

Определение момента инерции масс: вал и корпус редуктора.

Момент инерции будет определяться как сумма моментов инерции каждой массы сборки, следовательно, массы несбалансированного вала и массы корпуса редуктора. Следовательно, получаем следующее уравнение:

$$J_o = \frac{4*(M_B*L^2) + M_K*(3*\frac{R_2^4 - R_1^4}{R_2^2 - R_1^2} + L^2)}{12} \quad (84)$$

Таким образом,

$$J_o = \frac{4*(0,03278 \text{ Кг}*0,0658^2\text{ м}) + 0,64 \text{ Кг}*(3*\frac{0,068\text{ м}^4 - 0,061^4}{0,068\text{ м}^2 - 0,061^2} + 0,0658^2\text{ м})}{12} = 1,6134 * 10^{-3} \text{ Кг} * \text{ м}^2$$

Схема на рисунке 100 была упрощена до эквивалентной системы, как показано на рисунке 101:

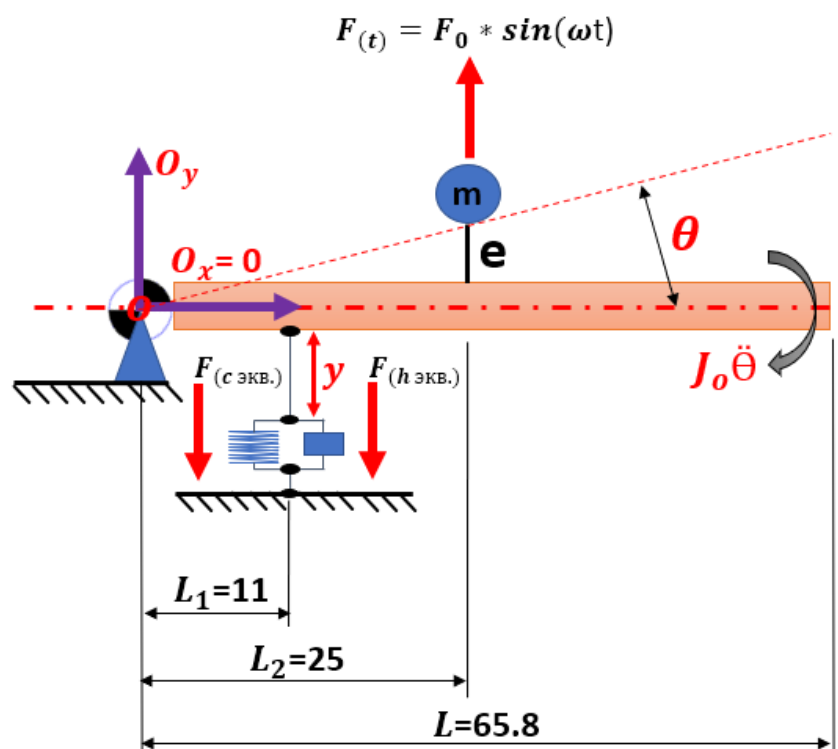


Рисунок 101 – Эквивалентная система.

Анализируя схему на рисунке 101, мы можем видеть, что при вращении вала генерируется составляющая силы $F(t)$, относящаяся к неуравновешенной массе на вала эксцентрика, эта сила вызывает угловое смещение θ , которое, следовательно, генерирует линейное смещение y в эквивалентная пружина и демпфер.

Таким образом, следующие соотношения могут быть определены:

$$\theta = \frac{y}{11}; y = 11 * \theta \quad (85)$$

$$\dot{y} = 11 * \theta' \quad (86)$$

Сила пружины определяется следующим уравнением:

$$F_{(C \text{ экв.})} = C_{\text{экв.}(2-3)} * y = C_{\text{экв.}(2-3)} * 11 * \theta \quad (87)$$

Сила демпфера определяется следующим уравнением:

$$F_{(h \text{ экв.})} = h_{\text{экв.}(2-3)} * \dot{y} = h_{\text{экв.}(2-3)} * 11 * \theta' \quad (88)$$

Используя уравнение вращательного движения $\sum M_o = J_o \ddot{\theta}$, получаем следующее уравнение:

$$(F_{(t)} * \cos \theta * 25) - (F_{(C \text{ экв.})} * \cos \theta * 11) - (F_{(h \text{ экв.})} * \cos \theta * 11) = J_o \ddot{\theta} \quad (89)$$

Для малых угловых отклонений может использоваться приближение $\cos \theta \cong 1$, следовательно:

$$(F_0 * \sin(\omega t) * 25) - ((C_{\text{экв.}(2-3)} * 11 * \theta) * 11) - ((h_{\text{экв.}(2-3)} * 11 * \theta') * 11) = J_o \ddot{\theta} \quad (90)$$

Разделив уравнение на момент инерции, получим следующее уравнение:

$$\left(\frac{F_0 * \sin(\omega t) * 0,025}{J_o} \right) - \left(\frac{C_{\text{экв.}(2-3)} * 1,21 * 10^{-4} * \theta}{J_o} \right) - \left(\frac{h_{\text{экв.}(2-3)} * 1,21 * 10^{-4} * \theta'}{J_o} \right) = \ddot{\theta} \quad (91)$$

Предполагая, что:

$$C_T = C_{\text{экв.}(2-3)} * 1,21 * 10^{-4} * \theta; \quad (92)$$

$$h_T = h_{\text{экв.}(2-3)} * 1,21 * 10^{-4} * \theta'; \quad (93)$$

$$T = F_0 * \sin(\omega t) * 0,025 \quad (94)$$

Будучи:

$$J_o = \frac{4 * (M_B * L^2) + M_K * \left(3 * \frac{R_2^4 - R_1^4}{R_2^2 - R_1^2} + L^2 \right)}{12} \quad (95)$$

Следовательно, уравнение движения можно записать в виде:

$$J_o \ddot{\theta} + h_T \theta' + C_T \theta = T \quad (96)$$

Через уравнение движения мы также определяем уравнение, которое определяет собственную частоту системы:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_T}{J_o}} = \sqrt{\frac{(C_{\text{экв.}(2-3)} * 1,21 * 10^{-4}) * 12}{4 * (M_B * L^2) + M_K * \left(3 * \frac{R_2^4 - R_1^4}{R_2^2 - R_1^2} + L^2 \right)}} \quad (97)$$

Определение передаточной функции получается через вход, крутящий момент вызывается силой несбалансированной массы, а выходной сигнал - угол θ .

$$F_0 * \sin(\omega t) * 0,025 = J_o \ddot{\theta} + h_{\text{экв.}(2-3)} * 1,21 * 10^{-4} * \theta' + C_{\text{экв.}(2-3)} * 1,21 * 10^{-4} * \theta \quad (98)$$

$$T = J_o S^2 \theta + h_T * S * \theta + C_T * \theta \quad (99)$$

Следовательно:

$$T = \theta * (J_o S^2 + h_T * S + C_T) \quad (100)$$

Передаточное уравнение:

$$W_{(s)} = \frac{\text{Выход}}{\text{Вход}} = \frac{\theta_s}{T_{(s)}} = \frac{1}{J_o S^2 + h_T * S + C_T} \quad (101)$$

Получаем блок-схему системного уравнения:

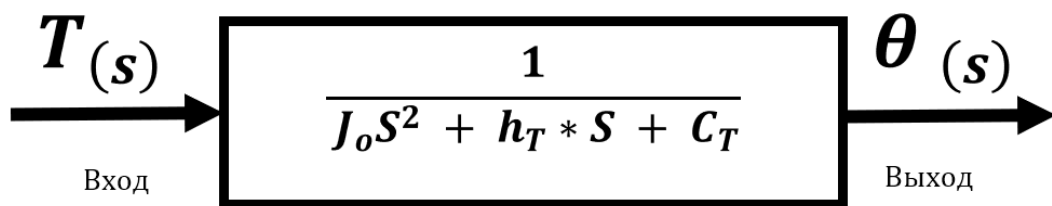


Рисунок 102 – Схема системы передаточной функции.

Составление структурной схемы

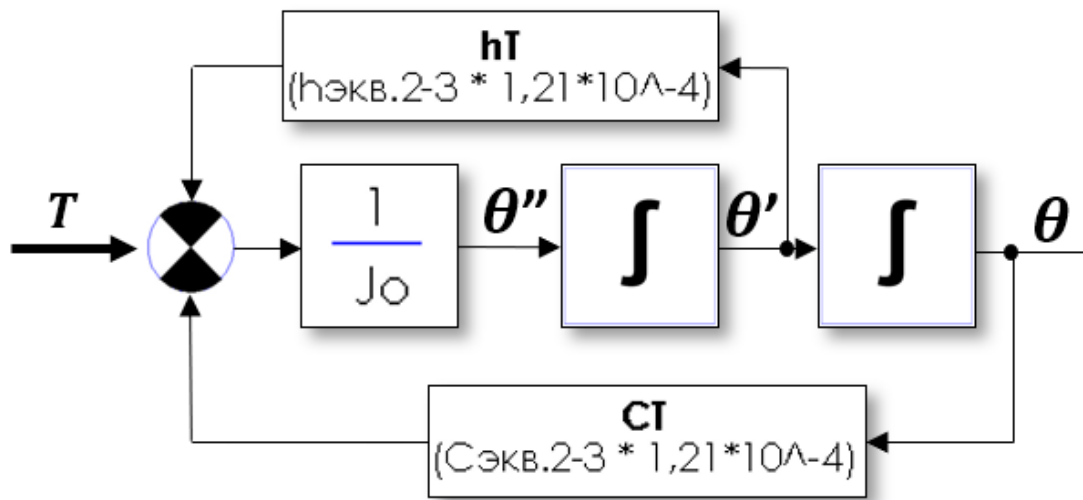


Рисунок 103 – Структурная схема вибрационной системы.

После того как сигнал попал на сумматор, мы этот сигнал интегрируем и получаем значение углового ускорения. Интегрируя полученное значение углового ускорения, вычисляем величину угловой скорости и формируем сигнал обратной связи, умножив угловую скорость на коэффициент вязкого трения $h_{\text{экв.}}$ между шестеренок. Интегрируя угловую скорость, получаем значение углового перемещения и формируем сигнал обратной связи, умножив угловое перемещение на коэффициент жесткости $C_{\text{экв.}}$, характеризующий угол поворота сборки относительно центра O.

2.13.8.1 Результаты математического моделирования - Редуктор и Кронштейн в Simulink

Схему блоков, разработанную в Simulink, можно увидеть в разделе приложения – (Приложение 3).

В таблице 28 приведены параметры, используемые для моделирования:

T	$(0,010421 * \sin(\omega t)) * 0,025$
J_o	$1,6134 * 10^{-3} \text{КГ} * \text{м}^2$
h_T	$6,80 * 10^{-4} * \theta'$
C_T	$960,30 * \theta$
ω	14,96 рад/с

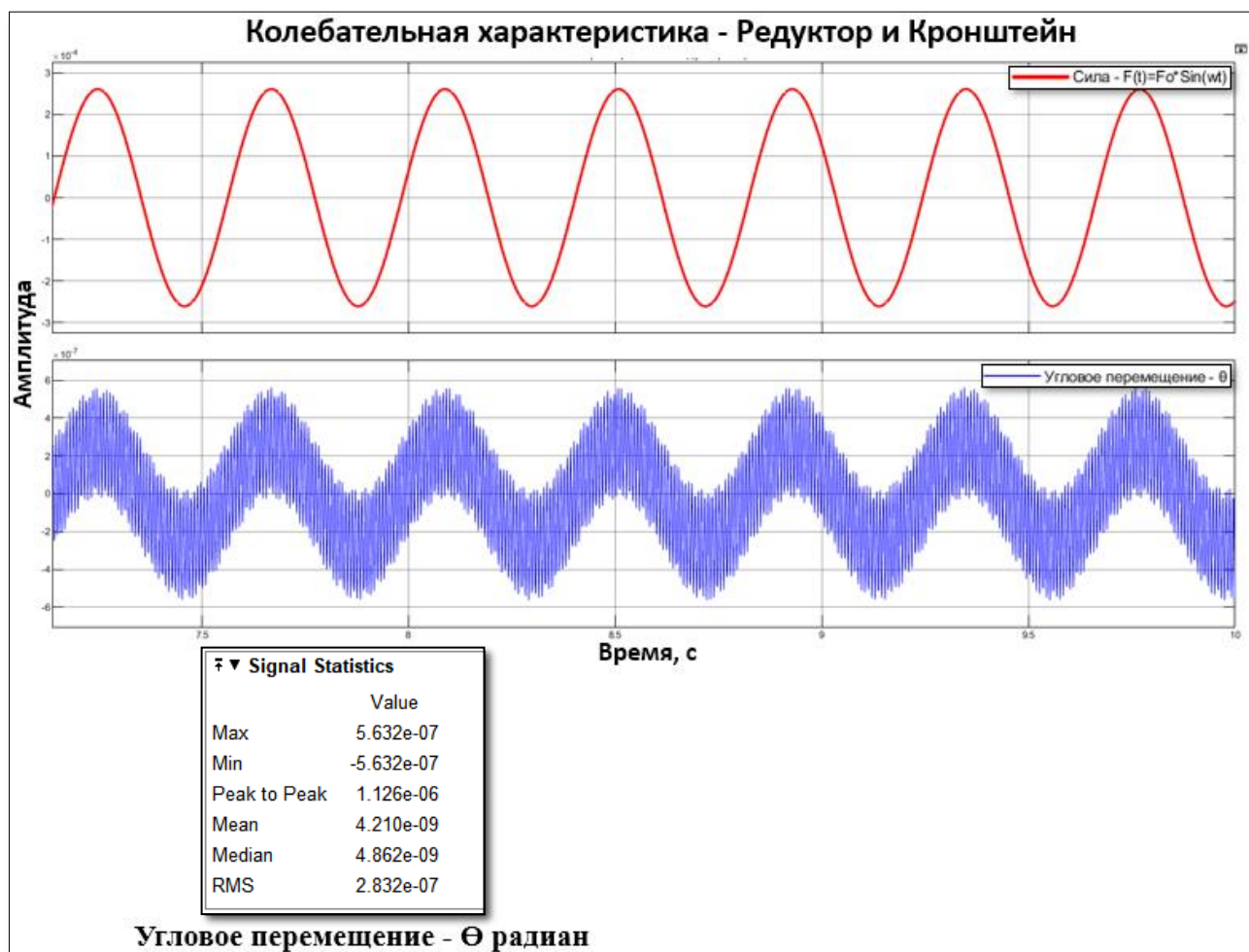


Рисунок 104 – Результат углового вращения корпуса редуктора.

Максимальное угловое перемещение $5,632 * 10^{-7}$ рад. соответствует углу $3,22 * 10^{-5}$ градусов и линейной деформации (y) пружины и демпфера, равной $6,19 * 10^{-6}$ мм, на расстоянии 11 мм от центра вращения O. На расстоянии 65,8 мм,

соответствующий концу корпуса редуктора, где расположены выходы скорости, произошло линейное смещение (y') $3,7 * 10^{-5}$ мм, рисунок 99.

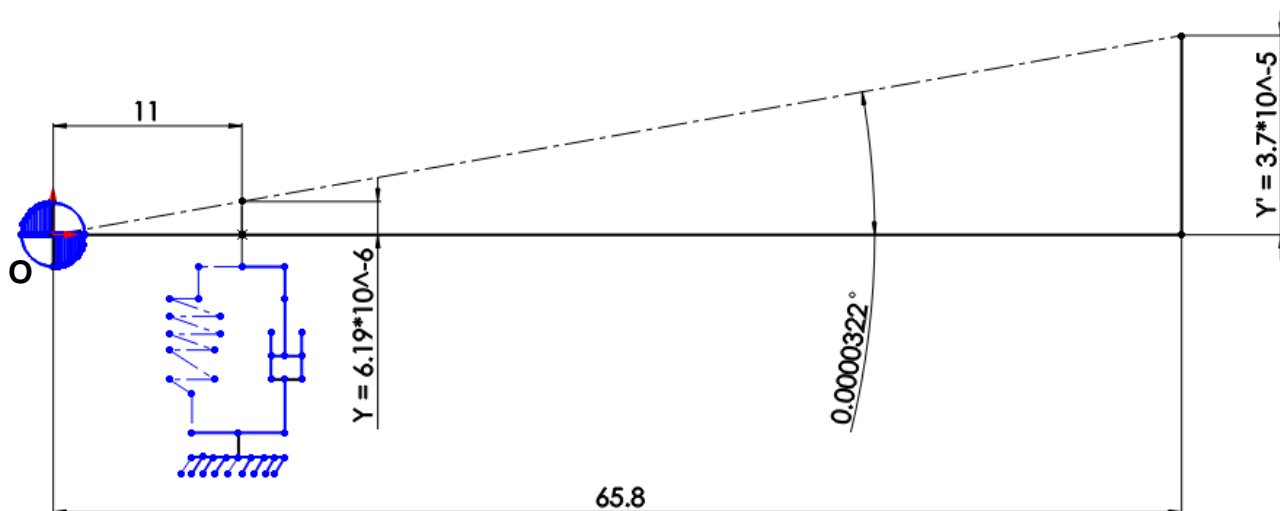


Рисунок 105 – Угловое и линейное перемещение корпуса редуктора.

Упругая муфта между валами двигателя и редуктора может поглощать угловое отклонение между валами до 1,5 градусов, поэтому можно сделать вывод, что крутящий момент, создаваемый массовой массой неуравновешенной массы, расположен в 25 мм от центра вращения (о), это не вызовет проблем в работе коробки передач, так как угол, на который сместился корпус коробки передач, легко поглощается муфтой.

2.13.8.2 Определение собственной частоты редуктора

Вычислив собственную частоту вибрации редуктора по уравнению 97, получим:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_T}{J_o}} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{(7936,38 * 10^3 \frac{H}{M} * 1,21 * 10^{-4} M)}{1,6134 * 10^{-3} Kг * M^2}} = 122,78 \text{ Гц}$$

Принудительная частота системы составляет 2,38 Гц, что соответствует скорости вращения 142,86 об/мин. Сравнивая собственную частоту редуктора с принудительной частотой, мы можем сделать вывод, что резонанс в сборке не будет.

2.14 Влияние вибрации редуктора на руки пользователя

Компактность планетарного редуктора с двумя скоростными выходами означает, что он может иметь различное промышленное применение, и в некоторых случаях может произойти прямой контакт рук пользователя с коробкой передач. Поэтому важно выяснить, может ли вибрация редуктора создавать проблемы для здоровья и безопасности пользователя. Вибрация рук определяется как механическая вибрация, которая, при передаче на руки человека, вызывает риски для

безопасности и здоровья работников, в частности, болезни сердечно-сосудистой системы, костного скелета и суставов, нервной и мышечной систем [28].

Подтверждение или отсутствие воздействия основано на ограничениях стандартов ISO 5349–1 (2001), вибрации рук. Эти нормы определяют вибрацию по трем переменным: частота (Гц), максимальное ускорение, испытываемое телом (m/s^2), и направление движения, которое дается по трем пространственным осям: x, от задней части к передней, y, от справа налево и с головы до ног.

Исследование вибробезопасности планетарного редуктора с двумя скоростными выходами будет проводиться в соответствии с Директивой 2002/44 / ЕС, основанной на ISO 5349-1 (2001). Данная директива адресована работодателям, сотрудники которых сталкиваются с воздействием вибрации.

Работодатель обязан оценивать ежедневный уровень воздействующей на сотрудников вибрации и ограничивать ее воздействие при превышении определенного уровня. На это влияет как непосредственно уровень вибрации, а также время работы. Директива устанавливает два показателя воздействия для 8-часового рабочего дня (A8).

Действие воздействия и предельные значения:

- Exposure Action Value (EAV) при $2,5 m/s^2$ (A8) – критический уровень;
- Exposure Limit Value (ELV) при $5 m/s^2$ (A8) – максимальный уровень.

Уровень вибрации в контакте с руками пользователя будет проанализирован вдоль оси Y, как показано на рисунке 106.



Рисунок 106 – Направления измерения вибрации

На рисунке 107 показан результат анализа вибрации в редукторе вдоль оси Y.

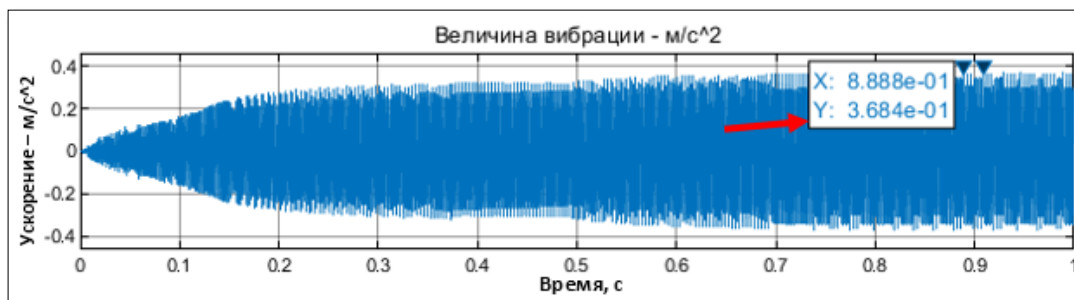


Рисунок 107 – Виброускорение редуктора по оси Y.

Результат максимальной вибрации вдоль оси y в установившемся режиме составил $0,3684 \text{ м/с}^2$. Схему блоков, разработанную в Simulink, можно увидеть в разделе приложения – (Приложение И).

Простым методом определения суточного воздействия вибрации является использование системы, основанной на баллах, изображенной в таблице 29. Значение воздействия $2,5 \text{ м/с}^2$ назначается на 100 точек воздействия, а предельному значению воздействия 5 м/с^2 присваивается значение 400 баллов.

В случае, если точка воздействия вибрации является:

- (yellow) action to control exposure should be carried out where practicable.
- (красный) контроль должен быть осуществлен, чтобы гарантировать, что рабочие не выставлены выше предела.

В зеленой зоне воздействие, вероятно, будет ниже критического уровня.

Таблице 29 - Оценка экспозиции [28].

40	267	800									
30	150	450	900								
25	105	315	625	1250							
20	67	200	400	800							
19	60	180	360	720	1450						
18	54	160	325	650	1300						
17	48	145	290	580	1150						
16	43	130	255	510	1000						
15	38	115	225	450	900	1350					
14	33	98	195	390	785	1200					
13	28	85	170	340	675	1000	1350				
12	24	72	145	290	575	865	1150	1450			
11	20	61	120	240	485	725	970	1200	1450		
10	17	50	100	200	400	600	800	1000	1200		
9	14	41	81	160	325	485	650	810	970	1300	
8	11	32	64	130	255	385	510	640	770	1000	1200
7	8	25	49	98	195	295	390	490	590	785	865
6	6	18	36	72	145	215	290	360	430	575	720
5.5	5	15	30	61	120	180	240	305	365	485	605
5	4	13	25	50	100	150	200	250	300	400	500
4.5	3	10	20	41	81	120	160	205	245	325	405
4	3	8	16	32	64	96	130	160	190	255	320
3.5	2	6	12	25	49	74	98	125	145	195	245
3	2	5	9	18	36	54	72	90	110	145	180
2.5	1	3	6	13	25	38	50	63	75	100	125
2	1	2	4	8	16	24	32	40	48	64	80
1.5	1	1	2	5	9	14	18	23	27	36	45
1	1	1	1	2	4	6	8	10	12	16	20
	5m	15m	30m	1h	2h	3h	4h	5h	6h	8h	10h

Значение величины вибрации, полученной для редуктора, невозможно найти в таблице 29, поэтому было выбрано самое близкое значение, равное 1 м / с^2 .

Для рабочего графика 8 часов в день мы получаем оценку, равную 16.

Следовательно,

$16 < 100$ - это означает, что вибрация, возникающая в планетарного редуктора с двумя скоростными выходами, не будет представлять опасности для здоровья и безопасности пользователя, если у него есть приложение, в котором он будет соприкасаться с руками пользователя.

2.15 Компактность коробки редуктора

Одним из технических требований на этапе разработки коробки передач была необходимость получить компактную коробку передач. Из-за использования эксцентрикового вала в его конструкции, несбалансированные массы получаются. Редуктор был сбалансирован путем добавления двух дисбалансов, как показано на рисунке 108.

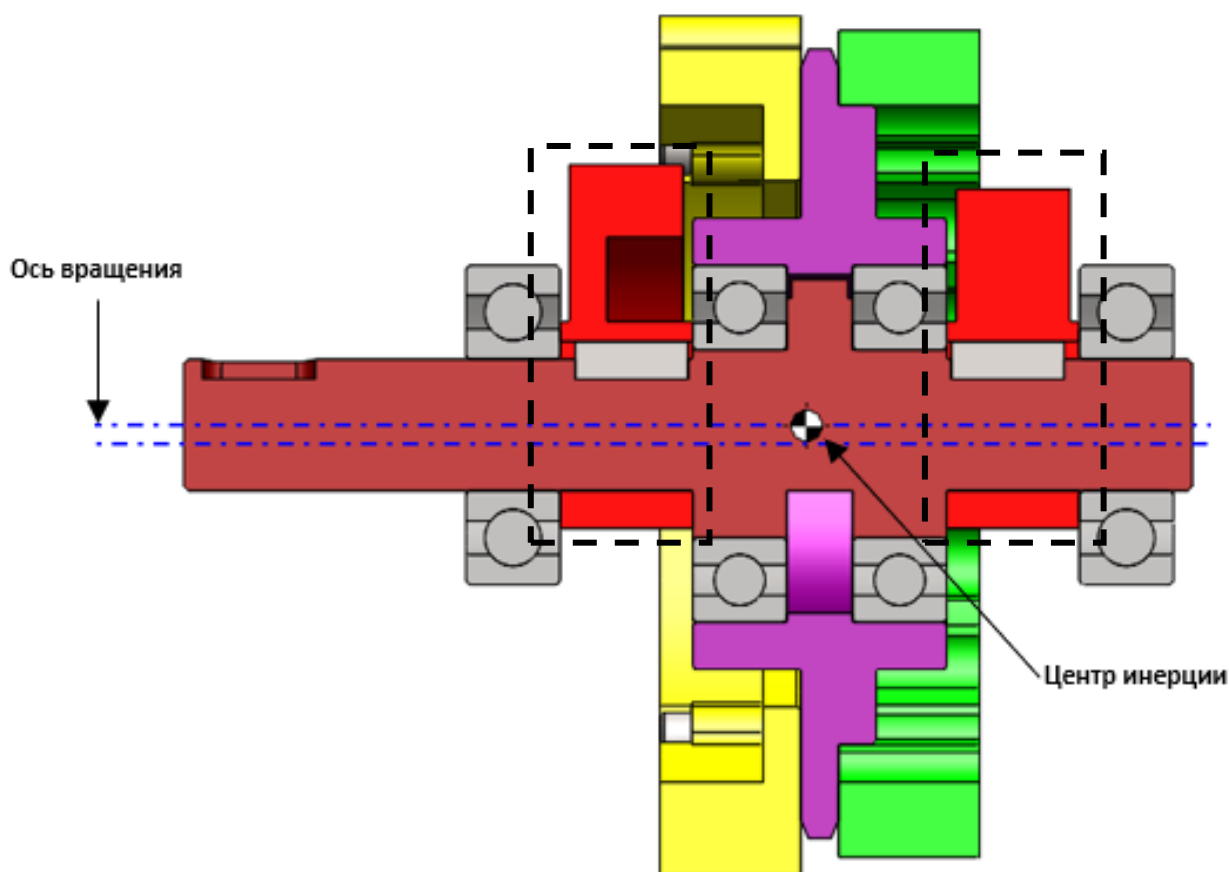


Рисунок 108 – Балансировка редуктора.

Сравнивая рисунок 108 с рисунок 63, мы можем заключить, что при сборке дисбалансов были устранены несбалансированные массы, это можно сделать из-за того, что центр инерции сборки совпал с центром вращения оси.

Необходимость размещения дисбалансов в конструкции редуктора повлекла за собой увеличение конечных размеров редуктора, поскольку, как видно из рисунка 109-а, было необходимо увеличить длину коробки, чтобы вместиться нарушается балансировка таким образом, что в сборке отсутствуют интерференции, а размеры выступающих шестерни и колесо не изменяются.

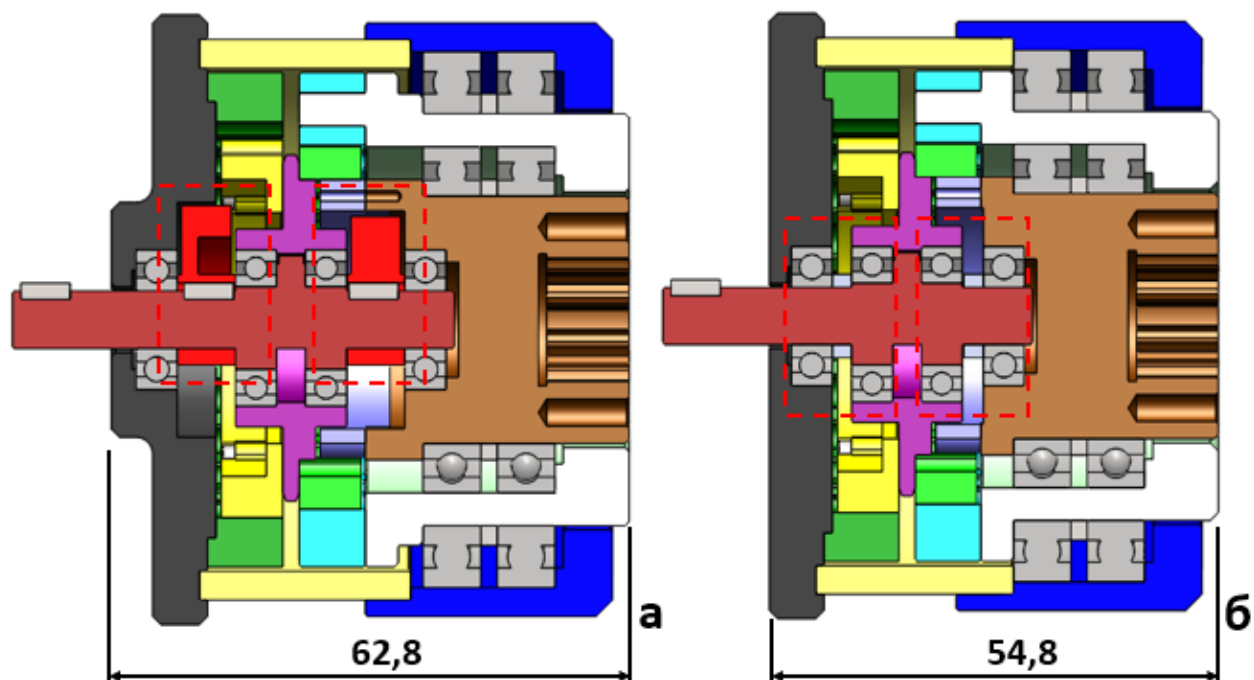


Рисунок 109 – Длина коробки редуктора.

Исследования динамического анализа двигателя и кронштейна, редуктора и кронштейна, а также анализа риска воздействия вибрации на руки пользователя показали, что несбалансированная масса не вызывает проблем в конструкции редуктора. Поэтому, если есть необходимость уплотнить коробку передач еще больше, можно устранить дисбалансы, которые были первоначально добавлены в проект, и, следовательно, мы могли бы получить более компактную коробку сокращения на 12,74%, как показано на рисунке 109-б.

3. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Введение

Потребность в планировании разработчиками при внедрении нового продукта на рынке возрастает. Предыдущий анализ технического и финансового поведения продукта является определяющим фактором успеха, который он может получить при выходе на потребительский рынок. Таким образом, неспособность провести экономический анализ может привести к неправильным решениям из-за неопределенности на рынке, породить убытки и трудности в структурировании компании.

Финансовое технико-экономическое обоснование является одним из наиболее важных шагов на пути к успеху в разработке проекта, и очень часто им пренебрегают или проводят ненадлежащим образом. На основании финансового исследования администратор будет основывать оценку рисков проекта, потенциальную стоимость и пригодность для инвестиций или финансовой поддержки [29].

Принятие решений не обходится без рисков и неопределенностей. Задача состоит в том, чтобы смягчить эти риски и неопределенности путем разработки последовательных и обоснованных исследований, в которых представлен их потенциал для получения прибыли, или минимизации потерь ввиду неотъемлемых рисков анализируемого бизнеса. Для этого можно использовать несколько математических метрик для анализа и сбора соответствующей информации о проекте и, таким образом, для оценки его осуществимости с учетом рентабельности и времени выполнения.

Необходимо понимать, что коммерческая привлекательность научного исследования определяется не только превышением технических параметров над предыдущими разработками, но и тем, насколько быстро разработчик сумеет найти ответы на такие вопросы – будет ли продукт востребован рынком, какова будет его цена, каков бюджет научного проекта, какой срок потребуется для выхода на рынок и т.д.

Таким образом, целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является проектирование и создание конкурентоспособных разработок, технологий, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения. Данный раздел, предусматривает рассмотрение следующих задач:

- Оценка коммерческого потенциала разработки;
- Планирование научно-исследовательской работы;
- Расчет бюджета научно-исследовательской работы;
- Определение ресурсной, финансовой, бюджетной эффективности исследования.

Объект финансового исследования - виртуальная модель планетарного редуктора с двумя скоростными выходами и с измененным профилем зубьев шестерни. Редуктор был спроектирован компактным и с двумя ступенями редуктора, в дополнение к тому, что он был разработан для получения максимально возможного передаточного числа в пределах его габаритных размеров редуктора.

Его конструктивные характеристики позволяют получить большую точность вращения, большую способность выдерживать нагрузки, удары и большой КПД по сравнению с редукторами, которые используют шестерни эвольвентным профилем зубьев.

3.1 Потенциальные потребители результатов исследования

Планетарные редукторы имеют промышленное применение в механизмах, где требуются характеристики малого веса, компактность, высокой несущей способности и точного вращения.

Целевой рынок: Его качества делают этот тип редуктора широко используемым в отраслях промышленности: авиакосмическая промышленность, станки, больничное оборудование, антенны, спутники и робототехника в целом. Основное внимание будет уделено станкостроению, Робототехника.

Таким образом, данный тип редукторов широко распространен. Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование.

Таблица 3.1 – Карта сегментирования рынка

		Вид прецизионных редукторов		
		Планетарный редуктор	Циклоидальный редуктор	Волновой редуктор
Размер компании	Крупные			
	Средние			
	Мелкие			

Фирма Nabtesco Motion Control	Фирма Sumitomo Heavy Industries	Фирма Nidec-shimpo corporation
--	--	---

Из таблица 3.1, мы видим, что в настоящее время три компании доминируют на рынке прецизионных коробок передач, обслуживая крупные компании.

Было установлено, что средним и малым компаниям в конечном итоге становится трудно покупать точные редукторы у трех компаний, которые в настоящее время доминируют на рынке, из-за таких проблем, как объем закупок, стоимость и техническая поддержка. Это связано с тем, что во многих случаях проекты этих компаний оказываются недостаточно прибыльными, чтобы эти три компании использовали свой технический персонал и производственную систему для производства этого небольшого спроса на редукторы для малых и средних компаний.

Поэтому, зная, что конкуренция низка для обслуживания малых и средних компаний, усилия и ресурсы будут направлены на удовлетворение рыночного спроса этих клиентов.

Редуктор, оцениваемая в этом исследовании, представляет собой планетарную коробку передач, поэтому можно было бы охватить малый и средний рынок, на котором сегодня Nabtesco не ориентируется на обслуживание. Также отмечается, что такое же явление наблюдается и для других типов прецизионных редукторов, поэтому часть ресурсов и усилий будет также использована для удовлетворения потребностей компаний, которые обычно используют другие редукторы для своего оборудования, предлагая планетарный редуктор в качестве альтернатива.

3.2 Анализ конкурентных технических решений

Детальный анализ конкурирующих разработок помогает вносить коррективы в научное исследование, чтобы успешнее противостоять своим соперникам.

Важно реалистично оценить сильные и слабые стороны разработок конкурентов.

В процессе были рассмотрены две конкурирующие фирмы с аналогичными планетарный редуктор: Nabtesco (Япония) и SPINEA (Словакия).

Nabtesco (Япония)

Nabtesco является крупнейшим производителем циклоидных прецизионных редукторов и осуществляет поставки $\approx 60\%$ всех крупных производителей роботов. Редукторы Nabtesco можно использовать в любой из отраслей народного хозяйства,

там, где от привода требуется высокая точность и безупречная работа при высоких нагрузках [30].

SPINEA (Словакия)

Компания является одним из ведущих поставщиков прецизионных коробок передач на европейский рынок. В результате интенсивного развития и коммерческой деятельности на протяжении нескольких лет SPINEA начала иметь завоёвывать успех среди производителей высокоточных редукторов [31].

Область применения продукции

Продукция Nabtesco и SPINEA широко применяется в робототехнике, станкостроении, упаковочных машинах, медицинской техники, транспорте грузов, механизмах точного позиционирования, приводах антенн, деревообрабатывающем оборудовании и др.

Проведем данный анализ с применением оценочной карты, приведенной в таблице 3.2. Экспертная оценка производится по техническим характеристикам и экономическим показателям по 5 бальной шкале, где 1 – наиболее низкая оценка, а 5 – наиболее сильная. Общий вес всех показателей в сумме должен составлять 1.

Где: Б1 (К1) – баллы (конкурентоспособность) планетарный редуктор двумя скоростными выходами, Б2 (К2) и Б3 (К3) – баллы (конкурентоспособность) редукторов компании Nabtesco и SPINEA.

Таблица 3.2 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений.

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б1	Б2	Б3	К1	К2	К3
1	2	3	4	5	6	7	8
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Повышение производительности труда пользователя	0,1	5	4	4	0,5	0,4	0,4
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,1	4	4	3	0,4	0,4	0,3
3. Энергоэкономичность	0,1	4	5	5	0,4	0,5	0,5
4. Надежность	0,1	5	5	5	0,5	0,5	0,5
5. Бесшумность	0,1	4	3	3	0,4	0,3	0,3
6. Компактность	0,1	5	4	4	0,5	0,4	0,4
7. Простота эксплуатации	0,1	5	4	3	0,5	0,4	0,3
Экономические критерии оценки эффективности							
1. Конкурентоспособность продукта	0,04	3	4	4	0,12	0,16	0,16
2. Уровень проникновения на рынок	0,04	3	5	5	0,12	0,2	0,2
3. Цена	0,1	5	2	2	0,5	0,2	0,2

4. Предполагаемый срок эксплуатации	0,04	5	5	5	0,2	0,2	0,2
5. Послепродажное обслуживание	0,04	3	5	5	0,12	0,2	0,2
6. Срок выхода на рынок	0,04	3	5	5	0,12	0,2	0,2
Итого	1	54	55	53	4,38	4,06	3,86

По оценочной карте видно, что новое устройство является конкурентоспособным, так как по многим показателям превосходит своего конкурента.

Основными техническими преимуществами новый редуктор являются: повышение производительности труда пользователя, надежность, компактность и простота эксплуатации. Экономическое преимущество заключается в стоимости устройства, что является большой разницей по сравнению с конкурентами.

Мы видим, что самой большой уязвимостью конкурентов является стоимость, именно там, где наше устройство выделяется, в основном, стремясь удовлетворить потребности малых и средних компаний.

3.3 SWOT – анализ

SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) – представляет собой комплексный анализ научно-исследовательского проекта. SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта.

Таблица 3.3 – Матрица SWOT.

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта:	Слабые стороны научно-исследовательского проекта:
	С1. Заявленная экономичность и энергоэффективность технологии. С2. Компактность. С3. Бесшумность. С4. Надежность, способность долгое время работать без ремонта.	Сл1. Более высокая себестоимость. Сл2. Продукт не продавался.

<p>Возможности: В1. Быстрое продвижение на рынок. В2. Появление дополнительного спроса на новый продукт. В3. Усовершенствование устройства.</p>	<p>В1С1С2С3С4 – быстрое продвижение на рынок в связи с преимуществами данного редуктора. В2С1С2С3С4 – дополнительный спрос может появиться за счет усовершенствования редуктора.</p>	<p>В1Сл2 – может не быть быстрого продвижения на рынок, так как редуктор ранее не продавался и потребители не знают этот продукт. В2Сл1Сл2 – отсутствие дополнительного спроса из-за несовершенства устройства.</p>
<p>Угрозы: У1. Отсутствие спроса на новые технологии производства. У2. Кризис. У3. Введение дополнительных государственных требований к сертификации продукции со стороны государства.</p>	<p>У2С1С2С3С4 – возможность конкурировать в связи с хорошими показателями основных характеристик.</p>	<p>У1Сл1 – высокая себестоимость может существенно снизить продажи данного продукта.</p>

Таблица 3.4 – Интерактивная матрица проекта.

Сильные стороны проекта					
Возможности проекта		С1	С2	С3	С4
	В1	+	+	+	+
	В2	+	+	+	+
	В3	0	0	0	0
Слабые стороны проекта					
Возможности проекта		Сл1		Сл2	
	В1	0		+	
	В2	+		+	
	В3	0		0	
Сильные стороны проекта					
Угрозы		С1	С2	С3	С4
	У1	0	0	0	0

	У2	+	+	+	+
	У3	0	0	0	0
Слабые стороны					
Угрозы		Сл1		Сл2	
	У1	+		0	
	У2	0		0	
	У3	0		0	

На основании SWOT-анализа составляем интерактивную матрицу проекта, дающую общее представление о возможных вариантах стечения благоприятных и негативных факторов.

3.4 Планирование научно-исследовательских работ

3.4.1 Структура работ в рамках научного исследования

При организации процесса реализации конкретного проекта необходимо оптимально планировать занятость каждого из его участников и сроки проведения отдельных работ. Разбиваем проект на основные этапы работы и назначаем исполнителей. Все это необходимо для дальнейшего расчета заработной платы.

Разработанный список задач и производимых работ, в рамках проектирования, а также распределение исполнителей по этим работам, представлен в виде таблицы 3.5.

Таблица 3.5 – Перечень этапов и распределение исполнителей.

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления исследований	2	Изучение материалов по теме	Инженер
	3	Проведение патентного обзора	Инженер
	4	Календарное планирование работ по проекту	Руководитель, Инженер
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Составление принципиальной схемы	Руководитель, Инженер
	6	Построение 3D модели планетарный редуктор с двумя выходами.	Инженер
	7	Выполнение расчетов	Инженер

	8	Проведение исследований для оптимизации профиля колес и шестерня	Инженер
	9	Определение КПД редуктора	Инженер
	10	Балансировка редуктора	Инженер
	11	Разработка математических моделей для динамического анализа	Инженер
Обобщение и оценка результатов	12	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель, Инженер
Проведение ОКР			
Разработка технологической документации	13	Разработка сборочных чертежей	Инженер
	14	Исследование математической модели	Инженер
	15	Технико-экономические расчеты	Инженер
	16	Составление пояснительной записки (эксплуатационно-технической документации)	Инженер
Оформление отчета	17	Заполнение пояснительной записки	Инженер

3.4.2 Определение трудоемкости выполнения работ

Для выполнения перечисленных в таблице 3.5 работ требуются специалисты: студент в качестве инженера (И) и научный руководитель (НР).

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{\min i} + 2t_{\max i}}{5} \quad (102)$$

Где: $t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы чел.-дн.;

t_{\min} – минимальная трудоемкость работ, чел/дн.;

t_{\max} – максимальная трудоемкость работ, чел/дн.;

Для построения линейного графика необходимо рассчитать длительность этапов в рабочих днях, а затем перевести в календарные дни.

Расчет продолжительности выполнения каждого этапа в рабочих днях ведется по формуле:

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i} \quad (103)$$

Где: $Ч_i$ – количество исполнителей, одновременно выполняющих поставленную задачу, чел.

Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{кал} \quad (104)$$

Где: $k_{кал}$ – календарный коэффициент.

Календарный коэффициент определяется по формуле:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}} \quad (105)$$

Где: $T_{кал}$ – общее количество календарных дней в году = 365;

$T_{вых}$ – общее количество выходных дней в году = 104;

$T_{пр}$ – общее количество праздничных дней в году = 14.

Расчет календарного коэффициента для пятидневной рабочей недели:

$$k_{кал.инж} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}} = \frac{365}{365 - 104 - 14} = 1,48.$$

По всем работам результаты расчета продолжительности в рабочих днях представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Временные показатели проведения научного исследования.

Название работы	Трудоемкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях T_{pi}	Длительность работ в календарных днях T_{ki}
	t_{min} , чел-дни	t_{max} , чел-дни	$t_{ожі}$, чел-дни			

Составление и утверждение технического задания	3	3	3	Руководитель	3	4
Изучение материалов по теме	15	17	15,8	Инженер	15,8	23
Проведение патентного обзора	3	5	3,8	Инженер	3,8	6
Календарное планирование работ по проекту	3	4	3,4	Руководитель Инженер	1,7	3
Составление принципиальной схемы	8	10	8,8	Руководитель Инженер	4,4	7
Построение 3D модели планетарный редуктор с двумя выходами.	10	14	11,6	Инженер	11,6	17
Выполнение расчетов	3	6	4,2	Инженер	4,2	6
Проведение исследований для оптимизации профиля колес и шестерня	2	3	2,4	Инженер	2,4	4
Определение КПД редуктора	1	2	1,4	Инженер	1,4	2
Балансировка редуктора	2	4	2,8	Инженер	2,8	4
Разработка математических моделей для динамического анализа	7	10	8,2	Инженер	8,2	12
Оценка эффективности полученных результатов	1	1	1	Руководитель Инженер	0,5	1
Разработка сборочных	3	3	3	Инженер	3	4

чертежей						
Исследование математической модели	2	2	2	Инженер	2	3
Технико-экономические расчеты	3	4	3,4	Инженер	3,4	5
Составление пояснительной записки (эксплуатационно-технической документации)	15	20	17	Инженер	17	25
Заполнение пояснительной записки	2	4	2,8	Инженер	2,8	4
Итого:	83	112	94,6		88	130

Из таблицы 3.6 видно, что наибольшее количество задач будет направлено на выполнение инженеру. Работа научного руководителя ограничивается разработкой и определением технических спецификаций проекта, определением графика выполнения проекта вместе с инженером. Другая фундаментальная роль заключается в разработке концептуальных схем проектирования для лучшего руководства инженером, и в конце концов надзорный орган также выполняет функцию оценки эффективности результатов, представленных в проектном предложении, разработанном инженером.

После расчета и сведения в таблицу временных показателей проектирования, на основе полученной таблицы строится диаграмма Ганта, в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Календарный план-график проведения НИОКР по теме

№ работ	Вид работ	Исполнители	T_{ki} кал. дн.	Продолжительность выполнения работ													
				Февраль			март			апрель			май			июнь	
				10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	4	█													
2	Изучение материалов по теме	Инженер	23	█	█	█											
3	Проведение патентного обзора	Инженер	6			█											
4	Календарное планирование работ по проекту	Руководитель	3				█										
		Инженер					█										
5	Составление принципиальной схемы	Руководитель	7				█										
		Инженер					█										
6	Построение 3D модели планетарный редуктор с двумя выходами.	Инженер	17					█	█	█							
7	Выполнение расчетов	Инженер	6								█						
8	Проведение исследований для оптимизации профиля колес и шестерня	Инженер	4									█					
9	Определение КПД редуктора	Инженер	2										█				
10	Балансировка редуктора	Инженер	4											█			
11	Разработка математических моделей для динамического анализа	Инженер	12												█		
12	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель	1														█
		Инженер															
13	Разработка сборочных чертежей	Инженер	4														█
14	Исследование математической модели	Инженер	3														█
15	Технико-экономические расчеты	Инженер	5														█
16	Составление пояснительной записки (эксплуатационно-технической документации)	Инженер	25														█
17	Заполнение пояснительной записки	Инженер	4														█

Руководитель
Инженер

Таблица 3.8 – Сводная таблица по календарным дням

	Количество дней
Общее количество календарных дней для выполнения работы	125
Общее количество календарных дней, в течение которых работал инженер	121
Общее количество календарных дней, в течение которых работал руководитель	15

В результате выполнения подраздела был разработан план-график выполнения этапов работ для руководителя и инженера, позволяющий оценить и спланировать рабочее время исполнителей, а также рассчитано количество дней, в течение которых работал каждый из исполнителей.

3.4.3 Бюджет научного исследования

При планировании бюджета НТИ должно быть обеспечено полное и достоверное отражение всех видов расходов, связанных с его выполнением. В процессе формирования бюджета НТИ используется следующая группировка затрат по статьям:

- материальные затраты НТИ;
- затраты на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ;
- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- затраты научные и производственные командировки;
- контрагентные расходы;
- накладные расходы.

3.4.4 Расчет материальных затрат НТИ

К данной статье расходов относится стоимость материалов, покупных изделий, полуфабрикатов и других материальных ценностей, расходуемых непосредственно в процессе выполнения работ. Цена материальных ресурсов определяется по соответствующим ценникам и приведена в таблице 3.9.

Таблица 3.9 - Расходные материалы.

Наименование	Цена за ед., руб.	Кол-во	Сумма
--------------	-------------------	--------	-------

Бумага для принтера формата А4	250	1 уп.	250
Ручка шариковая	50	2 шт.	100
Карандаш	11	2 шт.	22
Ластик	22,95	1 шт.	22,95
Линейка	35	1 шт.	35
ИТОГО			429,95

Расходы на материалы составили **Змат = 429,95 рублей.**

3.4.5 Расчёт затрат на специальное оборудование для научных работ

В данный пункт включаются все затраты, которые связаны с приобретением специального оборудования (например, приборов, контрольно - измерительной аппаратуры, стендов, устройств и механизмов), необходимого для выполнения НИИ и проектирования сети. Затраты на специальное оборудование, используемое для данной работы, сведены в таблицу 3.10.

Таблица 3.10 – Специальное оборудование.

№	Наименование оборудования	Кол-во ед. оборуд.	Цена единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования, тыс.руб
1	Компьютер	1	30	30
2	Струйный принтер	1	8	8
ИТОГО				38

Поскольку планетарный редуктор с двумя скоростными выходами не имеет физического прототипа, все его исследования будут проводиться практически в инженерном программном обеспечении.

Указанное в таблице оборудование необходимо для расчетов, трехмерного моделирования, подготовки технической документации, а также для создания различных чертежей.

Программное обеспечение считалось нулевой стоимостью, потому что лицензия, предоставленная университетом студентам, использовалась бесплатно.

3.4.6 Расчет амортизации специального оборудования

Амортизация – это постепенное перенесение затрат, понесенных на покупку или строительство основных средств на стоимость готового продукта. С ее помощью компенсируются денежные средства, которые были потрачены на строительство или

покупку имущества. Амортизационные отчисления выплачиваются в течении всего периода эксплуатации имущества.

Стоимость компьютера составляет 30000 рублей, принтер 8000 рублей, был введен в эксплуатацию в 2017 году.

Амортизационные отчисления рассчитываются на время использования ЭВМ по формуле:

$$C_{ам} = \frac{H_A \cdot C_{об} \cdot t_{рф} \cdot n}{F_D} \quad (106)$$

Где: H_A – годовая норма амортизации единицы оборудования, $H_A = \frac{1}{n}$;

n – срок полезного использования в количестве лет;

$C_{об}$ – цена оборудования, Цена ПК = 30т.р. и принтер = 8т.р.;

F_D – действительный годовой фонд времени работы соответствующего оборудования, берется из специальных справочников или фактического режима его использования в текущем календарном году. При этом второй вариант позволяет получить более объективную оценку $C_{ам}$. Например, для ПК в 2019 г. (298 рабочих дней при шестидневной рабочей неделе) можно принять $C_{ам} = 298 = 298 \cdot 8 = 2384$ часа;

$t_{рф}$ – фактическое время работы оборудования в ходе выполнения проекта, учитывается исполнителем проекта;

n – число задействованных однотипных единиц оборудования.

Таблица 3.11 – Затраты на оборудование.

Наименование оборудования	Стоимость $C_{об}$, руб.	Время работы оборудования $t_{рф}$, час	H_A	F_D	Амортизационные расходы $C_{ам}$, руб.
Персональный компьютер	30 000	968	0,4	2384	4872,48
Струйный принтер	8000	60	0,5	500	480
$\Sigma_{ам}$ Суммарные затраты амортизационных отчислений:					5352,48

3.4.7 Основная заработная плата исполнителей

В таблице 3.12 приведены основные этапы работы, их исполнители и затраты на оплату их труда.

Таблица 3.12 – Расчет основной заработной платы.

№ п/п	Наименование этапа	Исполнители	Трудоемкость, чел.-дн	Заработная плата на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу, тыс. руб.
1	Составление и утверждение ТЗ	НР	3	2693,3	8080
2	Изучение материалов по теме	И	15,8	1783,4	28178
3	Проведение патентного обзора	И	3,8	1783,4	6777
4	Календарное планирование работ по проекту	НР И	3,4	2693,3	9157
				1783,4	6064
5	Составление принципиальной схемы	НР И	8,8	2693,3	23701
				1783,4	15694
6	Построение 3D модели планетарный редуктор с двумя выходами.	И	11,6	1783,4	20687
7	Выполнение расчетов	И	4,2	1783,4	7490
8	Проведение исследований для оптимизации профиля колес и шестерня	И	2,4	1783,4	4280
9	Разработка сборочных чертежей	И	1,4	1783,4	2497
10	Исследование математической модели	И	2,8	1783,4	4994
11	Заполнение пояснительной записки	И	8,2	1783,4	14624
12	Оценка эффективности полученных результатов	НР И	0,5	2693,3	1347
				1783,4	892
13	Разработка сборочных чертежей	И	3	1783,4	5350

14	Исследование математической модели	И	2	1783,4	3567
15	Технико-экономические расчеты	И	3,4	1783,4	6064
16	Составление пояснительной записки (эксплуатационно-технической документации)	И	17	1783,4	30318
17	Заполнение пояснительной записки	И	2,8	1783,4	4994
Всего заработная плата по тарифу, тыс. руб				НР	42.285
				И	162.470

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НИТ, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$Z_{\text{зп}} = Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}} \quad (107)$$

Где: $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата;

$Z_{\text{доп}}$ – дополнительная заработная плата (12-20 % от $Z_{\text{осн}}$).

Основная заработная плата ($Z_{\text{осн}}$) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_p, \quad (108)$$

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

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. (табл. 3.6);

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

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d}, \quad (109)$$

Где: Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

М – количество месяцев работы без отпуска в течение года:
 при отпуске в 24 раб. дня М =11,2 месяца, 5-дневная неделя;
 при отпуске в 48 раб. дней М=10,4 месяца, 6-дневная неделя;

F_д – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн. (табл. 13).

$Z_{mc} = 27500$ руб. – месячный оклад руководителя.

$Z_{mc} = 17500$ руб. – месячный оклад инженер

Таблица 3.13 – Баланс рабочего времени.

Показатели рабочего времени	Руководитель	Студент
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней		
- выходные дни	104	104
- праздничные дни	14	14
Потери рабочего времени		
- отпуск	24	48
- невыходы по болезням	-	-
Действительный годовой фонд рабочего времени	223	199

Для шестидневной рабочей недели (рабочая неделя руководителя):

$$Z_{дн1.рук.} = \frac{Z_{м*М}}{F_{д}} = \frac{53625 * 11,2}{223} = 2693,27 \text{ руб.}$$

Для пятидневной рабочей недели (рабочая неделя инженера):

$$Z_{дн1.инже.} = \frac{Z_{м*М}}{F_{д}} = \frac{34125 * 10,4}{199} = 1783,41 \text{ руб.}$$

Должностной оклад работника за месяц:

Для руководителя:

$$Z_{м} = Z_{мс} * (1 + K_{пр} + K_{д}) * K_{р} = 27500 * (1 + 0,3 + 0,2) * 1,3 = 53625 \text{ руб.}$$

Для инженера:

$$Z_{м} = Z_{мс} * (1 + K_{пр} + K_{д}) * K_{р} = 17500 * (1 + 0,3 + 0,2) * 1,3 = 34125 \text{ руб.}$$

Где: Z_{mc} – заработная плата, согласно тарифной ставке, руб.; $k_{пр}$ – премиальный коэффициент, равен 0,3; $k_{д}$ – коэффициент доплат и надбавок, равен 0,2; $k_{р}$ – районный коэффициент, равен 1,3 (для г. Томска).

Таблица 3.14 – Расчет основной заработной платы исполнителей.

Исполнители НИ	$Z_{мс}, руб$	$k_{пр}$	k_{δ}	k_p	$Z_m, руб$	$Z_{он}, руб$	$T_p, раб.дн.$	$Z_{осн}, руб$
Руководитель	27500	0,3	0,2	1,3	53625	2693,3	15	40399,1
Инженер	17500	0,3	0,2	1,3	34125	1783,4	121	215791,4
$Z_{зп}$ Итого:								256190,5

3.4.8 Дополнительная заработная плата

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{доп} = k_{доп} \cdot Z_{осн} \quad (110)$$

Где: $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 – 0,15).

Для руководителя:

$$Z_{доп} = 0,12 * 40399,1 = 4847,89 \text{ руб.}$$

Для инженера:

$$Z_{доп} = 0,12 * 215791,4 = 25894,96 \text{ руб.}$$

Сумма $Z_{дз}$: 30742,85 руб.

3.4.9 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{внеб} = k_{внеб} \cdot (Z_{осн} + Z_{доп}) \quad (111)$$

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

Ставка 30% будет действовать по 2020 год включительно (ст. 425, 426 НК РФ).

Таблица 3.15 – Отчисления во внебюджетные фонды.

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель проекта	40399,1	4847,89
Инженер	215791,4	25894,96

Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	30%	30%
Итого:	13574,01 + 72505,91 = 86080,00	
	$Z_{\text{соц}}$	

$Z_{\text{внеб}} = K_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{ОСН1}} + Z_{\text{ДОП1}}) = 45246,99 \cdot 0,3 = 13574,01$ руб. Руководитель;

$Z_{\text{внеб}} = K_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{ОСН2}} + Z_{\text{ДОП2}}) = 241686,36 \cdot 0,3 = 72505,91$ руб. – Инженер.

3.4.10 Накладные расходы

В статье «Прочие расходы» отражены расходы на выполнение проекта, которые не учтены в предыдущих статьях. Их величина определяется по следующей формуле:

$$Z_{\text{накл}} = ((Z_{\text{мат}} + Z_{\text{зп}} + Z_{\text{дз}} + Z_{\text{соц}} + Z_{\text{эл.об}} + Z_{\text{ам}})) \cdot k_{\text{нр}}$$

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

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

Рассчитаем накладные расходы на выполнение НИ:

$$\begin{aligned} Z_{\text{накл}} &= (429,95 + 256190,5 + 30742,85 + 86080 + 1664,4 + 5352,48) \cdot 0,16 \\ &= 60873,63 \text{ руб.} \end{aligned}$$

3.4.11 Расчет общей бюджета разработки

Проведя расчет по всем статьям сметы затрат на разработку, можно определить общую себестоимость проекта.

Таблица 3.17 - Группировка затрат по статьям.

Статья затрат	Условное обозначение	Сумма, руб.	Сумма, %	Примечание
Расходные материалы	$Z_{\text{мат}}$	429,95	0,0974	Пункт 3.5.4
Основная заработная плата	$Z_{\text{зп}}$	256190,5	58,05	Пункт 3.5.7
Дополнительная заработная плата	$Z_{\text{дз}}$	30742,85	6,97	Пункт 3.5.8
Отчисления в социальные фонды	$Z_{\text{соц}}$	86080	19,50	Пункт 3.5.9
Расходы на электроэнергию	$Z_{\text{эл.об}}$	1664,4	0,38	Пункт 3.5.10
Амортизационные отчисления	$Z_{\text{ам}}$	5352,48	1,21	Пункт 3.5.6

Прочие расходы	З _{проч}	60873,63	13,79	Пункт 3.5.11
Бюджет затрат НИИ		441333,80	100	

В таблице 3.17 мы видим, что три самых крупных расхода по проекту связаны с выплатой заработной платы, социальных фондов и общих расходов.

Таким образом, затраты на исследование составили $C = 441333,80$ руб.

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

Определение сравнительной эффективности исследования проводят для текущего проекта и для аналогов.

Сравнительная эффективность связана с двумя величинами: интегральный финансовый показатель I_{ϕ}^p и интегральный показатель ресурсоэффективности I_m .

$$I_{\phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} = \frac{441333,80}{800000} = 0,55 \quad (112)$$

Где: Φ_{pi} – стоимость проекта,

Φ_{max} – максимальная стоимость (в т.ч. аналог).

Полученная величина интегрального финансового показателя разработки отражает соответствующее численное увеличение бюджета затрат разработки в размах (значение больше единицы) , либо численное удешевление бюджета затрат на разработку (значение меньше единицы, но больше нуля).

$$I_{\phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} = \frac{441333,80}{800000} = 0,55$$

$$I_{\phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} = \frac{800000}{800000} = 1$$

$$I_{\phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} = \frac{624551}{800000} = 0,78$$

Интегральный показатель ресурсоэффективности можно вычислить по формуле:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i \quad (113)$$

Где: I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности для i-го варианта исполнения разработки;

a_i – весовой коэффициент i-го варианта исполнения разработки;

b_i^a, b_i^p – бальная оценка i-го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

n – число параметров сравнения.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности рекомендуется проводить в форме таблицы (табл. 3.18).

Таблица 3.18 – Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта.

ПО Критерии	Весовой коэффициент параметров	Текущий проект	Аналог 1	Аналог 2
1.Безопасность	0,2	5	4	3
2.Удобство эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,2	4	5	3
3.Экономичность производства	0,2	4	4	3
4.Надежность	0,2	5	4	4
5.Материалоемкость	0,2	5	4	3
ИТОГО:	1	4,6	4,2	3,2

Интегрального показателя для разрабатываемого проекта:

$$I_{p-исп1} = 5*0,2+4*0,2+4*0,2+5*0,2+5*0,2 = 4,6;$$

$$I_{p-исп2} = 4*0,2+5*0,2+4*0,2+4*0,2+4*0,2 = 4,2;$$

$$I_{p-исп3} = 3*0,2+3*0,2+3*0,2+4*0,2+3*0,2 = 3,2.$$

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

$$I_{исп.1} = \frac{I_{p-исп.1}}{I_{финр}^{исп.1}} = \frac{4,6}{0,55} = 8,36 \quad (114)$$

$$I_{исп.2} = \frac{I_{p-исп.2}}{I_{финр}^{исп.2}} = \frac{4,2}{1} = 4,2$$

$$I_{исп.3} = \frac{I_{p-исп.3}}{I_{финр}^{исп.3}} = \frac{3,2}{0,78} = 4,10$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных (табл. 3.19). Сравнительная эффективность проекта ($\mathcal{E}_{\text{ср}}$):

$$\mathcal{E}_{\text{ср1}} = \frac{I_{\text{р-исп.1}}}{I_{\text{р-исп.2}}} = \frac{8,36}{8,36} = 1 \quad (115)$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср2}} = \frac{I_{\text{р-исп.1}}}{I_{\text{р-исп.2}}} = \frac{4,2}{8,36} = 0,5$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср3}} = \frac{I_{\text{р-исп.1}}}{I_{\text{р-исп.2}}} = \frac{4,10}{8,36} = 0,49$$

Таблица 3.19 – Сводная таблица показателей оценки ресурсоэффективности.

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,55	1	0,78
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,6	4,2	3,2
3	Интегральный показатель эффективности	8,36	4,2	4,10
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1	0,5	0,49

3.6 Ориентировочная стоимость планетарный редуктор с двумя скоростными выходами путем сравнения сходства с аналогом

Приблизительная оценка цены планетарный редуктор с двумя скоростными выходами была сделана следующим образом:

1. Найден редуктор с характеристиками, аналогичными разработанным в данной работе;
2. Должны быть известны его вес и рыночная цена;
3. И тогда цена аналогичного редуктора делится на его вес, чтобы получить соотношение граммов к рублям;
4. Следовательно, отношение граммов к рублям умножается на вес планетарного редуктора с двумя выходами скорости, и, таким образом, мы получаем первую оценку возможной стоимости коробки передач.

Очевидно, что этот тип оценки является ресурсом для приблизительного определения стоимости продукта, который все еще находится на стадии проектирования, так как мы ищем продукт, который является конкурентоспособным с рынком, затем мы сравниваем его стоимость с аналогичным восстановителем. Более тщательный анализ должен быть сделан с учетом механической обработки, стоимости сырья, электроэнергии и т. Д. Однако в данной работе детальное исследование не проводилось. Таблица 3.20 показывает результат оценки.

Таблица 3.20 – Ориентировочная цена планетарного редуктора с двумя скоростными выходами с использованием информации из аналогового проекта.

Аналоговый редуктор	Планетарный редуктор с двумя скоростными выходами
	
<p>Масса: 3000 грамм</p> <p>Цена: 5327,17 руб.</p> $P_r = \frac{\text{Цена}}{\text{масса}} = \frac{5327,17 \text{ руб.}}{3000 \text{ грамм}} = 1,7757 \frac{\text{руб.}}{\text{грамм}}$ <p style="text-align: center;">(116)</p>	<p>Масса: 1493.06 грамм</p> <p>Цена = $P_r * \text{масса} = 1,7757 \frac{\text{руб.}}{\text{грамм}} * 1493.06 \text{ грамм}$</p> <p style="text-align: center;"><u>Цена: 2651,26 руб.</u></p>

Таким образом, мы видим, что при грубой оценке у нас будет цена на планетарный редуктор с двумя скоростными выходами, по крайней мере, на 50% ниже, чем у ее аналога.

3.7 Заключение

В результате выполнения изначально сформулированных целей раздела, можно сделать следующие выводы:

Рынок для отраслей, которые производят прецизионные редукторы, в настоящее время довольно велик, и с несколькими компаниями в разных странах, которые уже хорошо зарекомендовали себя на рынке, однако, при исследовании потенциальных потребителей редукторов, разработанных в этой работе, мы могли видеть, когда делали сегментацию на этом рынке компании, которые в настоящее время являются лидерами рынка, не ориентированы на обслуживание малых и средних компаний, поэтому в этом первом исследовании мы можем заключить, что усилия и инвестиции будут направлены на обслуживание небольших компаний.

Результат анализа конкурентных технических решений оказался многообещающим, поскольку факторы, связанные с себестоимостью продукта, компактностью и простотой изготовления планетарного редуктора с двумя скоростными выходами по сравнению с конкурентами, имеют лучшую оценку, а также сумму Из всех коэффициентов разработанное оборудование получило лучшую общую оценку по сравнению с двумя другими конкурентами.

После этого проведен SWOT-анализ, моделирующий возможные варианты стечения благоприятных и негативных факторов. Его основным недостатком, который можно упомянуть, является тот факт, что нет немедленного принятия продукта на рынке, так как потребители еще не будут иметь больших знаний о компании, которая его производит, и о новом редукторе. Что касается сильных сторон, они напрямую связаны с качествами проекта, которые: Компактность, Бесшумность Надежность, Надежность, способность долгое время работать без ремонта и т. д.

Далее, разбили проект на основные этапы работы и назначили исполнителей. Были определены: общее количество календарных дней для выполнения работы – 125 дней, общее количество календарных дней, в течение которых работал инженер – 121 и общее количество календарных дней, в течение которых работал руководитель - 15;

Также подсчитан необходимый бюджет для выполнения проекта, которые составляют 441333,80 руб;

По факту оценки эффективности ИР, можно сделать выводы:

Значение интегрального финансового показателя ИР составляет 0,55, что является показателем того, что ИР является финансово выгодной, по сравнению с аналогами;

Значение интегрального показателя ресурсоэффективности ИР составляет 4,6, по сравнению с 4,2 и 3,2;

Значение интегрального показателя эффективности ИР составляет 8,36, по сравнению с 4,2 и 4,10, и является наиболее высоким, что означает, что техническое решение, рассматриваемое в ИР, является наиболее эффективным вариантом исполнения.

По результатам оценки сравнительной эффективности исследования можно сказать что планетарный редуктор с двумя скоростными выходами конкурентоспособно.

4. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

4.1 Введение

Объектом исследования является двухступенчатый планетарный редуктор с измененным профилем зуба и двумя скоростными выходами.

Его общее применение в отраслях, которые производят высокотехнологичное оборудование, где требуется точное вращение, например, в аэрокосмической промышленности, робототехнике, станках, больничном оборудовании и т. Д.

Конструкция редуктора была разработана с использованием программного обеспечения SolidWorks, где была изготовлена 3D модель оборудования, которая впоследствии использовалась для проведения кинематических и динамических экспериментов в виртуальной среде.

Все работы выполнялись на персональном компьютере, а рабочая среда использовалась в читальном зале общежития 21/2 Национально Исследовательского Томского Политехнического Университета.

В разделе «Социальной ответственности» магистерской диссертации рассмотрены вопросы, связанные с организацией рабочего места конструктора в соответствии с нормами производственной санитарии, безопасности и охраны окружающей среды. Организация рабочего места должна соответствовать общепринятым и специальным требованиям техники безопасности, нормам санитарии, экологической и пожарной безопасности.

Цель раздела: выявление возможных вредных и опасных факторов процесса разработки проекта, а также разработка мероприятий по предотвращению негативного воздействия на здоровье конструктора, создание условий труда, перечисление организационных и технических мер, предусмотренных для ЧС, а также изучение вопроса охраны окружающей среды.

4.2 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Согласно статье 91 Трудового кодекса Российской Федерации от 30 декабря 2001г. N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019), политическое направление, опубликованное в этом документе и применяемое к этой работе, выглядит следующим образом [32]:

- Рабочее место должно быть организовано в соответствии с требованиями стандартов, технических условий и (или) методических указаний по безопасности труда.

Главными элементами рабочего места конструктора являются стол и кресло. Основным рабочим положением является положение сидя. Рабочая поза сидя вызывает минимальное утомление человека. Рациональная планировка рабочего

места предусматривает четкий порядок и постоянство размещения предметов, средств труда и документации. То, что требуется для выполнения работ чаще, расположено в зоне легкой досягаемости рабочего пространства.

Для комфортной работы стол должен удовлетворять следующим условиям:

- Высота стола должна быть выбрана с учетом возможности сидеть свободно, в удобной позе, при необходимости опираясь на подлокотники;
- Нижняя часть стола должна быть сконструирована так, чтобы конструктор мог удобно сидеть, не был вынужден поджимать ноги;
- Поверхность стола должна обладать свойствами, исключающими появление бликов в поле зрения конструктора;
- Конструкция стола должна предусматривать наличие выдвижных ящиков (не менее 3 для хранения документации, листингов, канцерных принадлежностей);
- Высота рабочей поверхности рекомендуется в пределах 680 – 760 мм;
- Высота поверхности, на которую устанавливается клавиатура, должна быть около 650 мм.

Большое значение придается характеристикам рабочего кресла. Рекомендуемая высота сиденья над уровнем пола находится в пределах 420 – 550 мм. Поверхность сидения мягкая, передний край закругленный, а угол наклона спинки регулируемый. Необходимо предусматривать при конструировании возможность различного размещения документов сбоку от видеотерминала, между монитором и клавиатурой и т. п. кроме того, в случаях, когда видеоматериал имеет низкое качество изображения, например, заметны мелькания, расстояние от глаз до экрана делают больше (около 700 мм), чем расстояние от глаза до документа (300 – 450 мм).

Положение экрана определяется расстоянием считывания (0,6...0,7м); углом считывания, направлением взгляда на 20° ниже горизонтали к центру экрана, причем экран перпендикулярен этому направлению.

Должна также предусматриваться возможность регулирования экрана:

- по высоте +3 см;
- по наклону от -10° до +20° относительно вертикали;
- влево и право направлениях.

Большое значение также придается правильной рабочей позе пользователя.

При неудобной рабочей позе могут появиться боли в мышцах, суставах и сухожилиях. Требования к рабочей позе пользователя видеотерминала следующие:

- Голова не должна быть наклонена более чем на 20°;
- Плечи должны быть расслаблены;
- Локти - под углом 80°...100°;
- Предплечья и кисти рук - в горизонтальном положении.

Если расстояние от глаз оператора до экрана дисплея составляет 60...80 см, то высота знака должна быть не менее 3мм, оптимальное соотношение ширины и высоты знака составляет 3:4, а расстояние между знаками – 15...20% их высоты, также считают, что верхняя часть видеодисплея должна быть на уровне глаз или чуть ниже.

4.3 Производственная безопасность

Производственные условия на рабочем месте характеризуются наличием некоторых опасных и вредных факторов (ГОСТ 12.0.002-14 «ССБТ. Основные понятия. Термины и определения»), которые классифицируются по группам элементов: физические, химические, биологические и психофизиологические (ГОСТ 12.0.003-2015 «ССБТ. Опасные и вредные факторы. Классификация»).

На работающего за ЭВМ инженера-конструктора могут негативно действовать опасные и вредные производственные факторы, которые приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Возможные опасные и вредные факторы.

Факторы (ГОСТ 12.0.003 2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1.Отклонение показателей микроклимата	+	+	+	- Требования к микроклимату по ГОСТ 12.1.005-88 [6]; - Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений СанПиН 2.2.4.548-96 [7]; - Требования к уровню шума на рабочих местах СН 2.2.4/2.1.8.562–96 [8]; - Требования к освещению СП 52.13330.2016 [9]; Естественное и искусственное освещение СНиП 23-05-95*[9]; - Электростатические
2.Превышение уровня шума		+	+	
3.Отсутствие или недостаток естественного света	+	+	+	
4.Недостаточная освещенность рабочей зоны		+	+	
5.Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека	+	+	+	
6.Психофизические факторы: умственное напряжение и перенапряжение, эмоциональные перегрузки, утомление	+	+	+	
7. Электромагнитное	+	+	+	

излучение				поля. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля по ГОСТ 12.1.045-84 [10].
-----------	--	--	--	--

4.3.1 Анализ выявленных вредных и опасных факторов

Микроклимат

Под микроклиматом помещений понимаются метрологические условия внутренней среды помещений, которые определяются действующими на организм человека сочетаниями температуры, влажности, скорости движения воздуха и теплового излучения. Температура кабинета в общежитии должна соответствовать температуре, установленной в стандарте СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений» (п. 5, 6, 7 и Приложение 1). Следовательно, температура на рабочем месте в офисе в теплое время года должна быть 23-25 градуса по Цельсию при относительной влажности воздуха 60-40%. При этом температура поверхностей – от 22 до 26С, а скорость движения воздуха – до 0,1 м/с. В холодное время года в кабинете должно быть от 22 до 24 С (влажность и скорость движения воздуха аналогичны). Оптимальная температура поверхностей 21-25С [34].

Уровень шума на рабочем месте

В основном вся работа конструктора происходит в окружающей среде внутри кабинета общежития, следовательно должна соответствовать 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.

Освещенность на рабочем месте

Освещенность рабочего стола должна быть не менее 300÷500 лк, что может достигаться установкой местного освещения. Местное освещение не должно создавать бликов на экране. Следует ограничивать отраженную блескость на рабочих поверхностях (экран, стол, клавиатура) за счет правильного выбора и расположения светильников, яркость бликов на экране не должна превышать 40 кд/м2. Светильники местного освещения должны иметь не просвечивающий отражатель. Размещение светильников в помещении определяется следующими размерами:

Длина $B=7$ м; ширина $A=3$ м; высота $H=2,5$ м; 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 – $h=H-d-m=1$ м.

$$\text{Рассчитаем площадь помещения: } S=A \cdot B= 3 \cdot 7 = 21 \text{ м}^2 \quad (117)$$

$$\text{Индекс помещения рассчитаем по формуле: } i = \frac{S}{(A+B) \cdot h} = \frac{21}{(3+7) \cdot 1} = 2,1 \quad (118)$$

По таблице определяем коэффициент использования светового потока: $\eta = 0,5$

$$\text{Вычислим световой поток для создания требуемого освещения: } \phi = \frac{E_H \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{n \cdot \eta} \quad (119)$$

Где: E_H -нормируемая минимальная освещённость по СНиП 23-05-95*; S - площадь освещаемого помещения, м²; K_z -коэффициент запаса, учитывающий загрязнение светильника (источника света, светотехнической арматуры, стен и пр., т.е. отражающих поверхностей), (наличие в атмосфере цеха дыма, пыли); Z -коэффициент неравномерности освещения, отношение $E_{\text{ср.}}/E_{\text{мин}}$. Для люминесцентных ламп при расчётах берётся равным 1,1; n - число светильников; η - коэффициент использования светового потока.

План помещения и размещения в нем светильников изображен в масштабе на рисунке 1. Учитывая, что в каждом светильнике установлено две лампы, общее число ламп в помещении $n = 6 \cdot 2 = 12$ лампы.

Определим потребный световой поток ламп в каждом из рядов:

$$\phi = \frac{300 \cdot 21 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{6 \cdot 0,5} = 3465 \text{ Лм}$$

Рассчитав световой поток Φ , зная тип лампы, по таблице выбирается стандартная ближайшая лампа и определяется электрическая мощность всей осветительной системы. Если необходимый поток светильника выходит за пределы диапазона (-10 ÷ +20%), то корректируется число светильников n либо высота подвеса светильников. Выбираем стандартную ближайшую лампу – ЛДЦ 80 Вт с потоком 3800 Лм.

$$\text{Делаем проверку выполнения условия: } -10\% \leq \frac{\phi_{\text{л.станд}} - \phi_{\text{л.расч}}}{\phi_{\text{л.станд}}} \cdot 100\% \leq +20\% \quad (120)$$

$$-10\% \leq \frac{3800 - 3465}{3800} \cdot 100\% \leq +20\% \rightarrow -10\% \leq 8,15\% \leq +20\%$$

Необходимый поток светильника не выходит за пределы диапазона (-10 ÷ +20%), то корректировать число светильников n либо высоту подвеса светильников нет необходимости. Определим электрическую мощность осветительной установки:

$$P = \omega \cdot S = 80 \cdot 21 = 1680 \text{ Вт} \quad (121)$$

$$\text{Тогда мощность каждой лампы: } P_{\text{л}} = \frac{P}{n} = \frac{1680}{12} = 140 \text{ Вт} \quad (122)$$

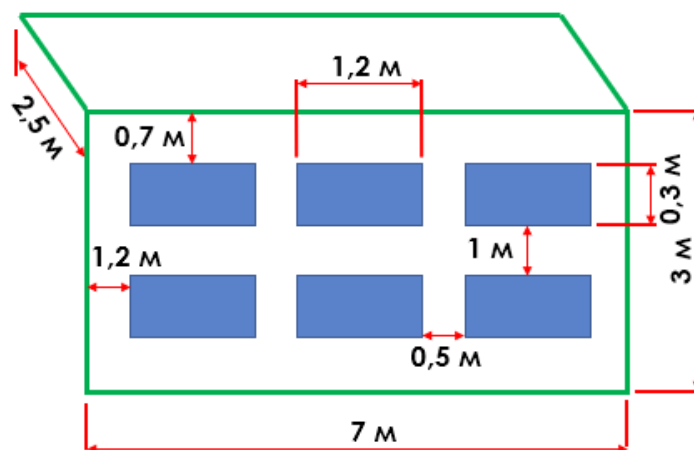


Рисунок 110 - План помещения и размещения светильников.

Требования к уровням электромагнитных полей на рабочих местах, оборудованных ПЭВМ

Воздействие электромагнитных полей на человека зависит от напряжения электрического и магнитного полей, потока энергии, частоты колебаний, размера облучаемого тела. В диапазоне низких частот интенсивность излучения не должна превышать 50 В/м по электрической составляющей и 5 А/м по магнитной составляющей напряженности поля.

Напряженность магнитного поля на расстоянии 10 см от экрана варьируется в диапазоне 0,4 – 1,8 А/м, с расстоянием эти показатели уменьшаются. Следовательно, сила магнитного поля кабинета, падающего на конструктор, соответствует норме.

Психофизические факторы

Нервно-психические перегрузки являются следствием информационного взаимодействия в системе «пользователь – ПЭВМ». К основным нервно-психическим перегрузкам относятся повышенные зрительные напряжения; умственные и нервно-эмоциональные перегрузки; длительная концентрация внимания; монотонность труда (однообразие трудового процесса, повторяемость операций, отсутствие возможности переключения внимания или изменения вида работы). Поэтому, конструктор при работе на ЭВМ к концу рабочего дня возникают типичные ощущения: переутомление глаз, головная боль, тянущие боли в мышцах шеи, рук и спины, снижение концентрации внимания.

Электрический ток и короткое замыкание

Смертельно опасным для жизни человека считают ток, величина которого превышает 0,05А, ток менее 0,05А - безопасен (до 1000 В). Чтобы избежать проблем с коротким замыканием, проектировщик должен избегать таких вещей, как: подключение проводов в виде скручивания, не подключайте слишком много устройств

к одной розетке и должен использовать электропредохранитель с соответствующей для потребления мощностью. Если предохранитель часто отключается, то возможно где-то есть неполадки в соединениях проводов, в этом случае надо вызвать специалиста.

Статическое электричество

Возникновение зарядов статического электричества происходит при относительном перемещении двух находящихся в контакте тел, кристаллизации, а также вследствие индукции. Допустимые уровни напряженности электростатических полей определяются стандартом ГОСТ 12.1.045-84 ССБТ. Они зависят от времени пребывания на рабочих местах. Предельно допустимый уровень напряженности электростатических полей ($E_{пред}$) равен 60 кВ/м в 1 ч. При напряженности электростатических полей менее 20 кВ/м время пребывания в электростатических полях не регламентируется. Применение средств защиты работающих обязательно в тех случаях, когда фактические уровни напряженности электростатических полей на рабочих местах превышают 60 кВ/м.

4.3.2 Обоснование мероприятий по снижению воздействия

Мероприятия по снижению показателей микроклимата

В помещения должны подаваться следующие объёмы наружного воздуха: при объёме помещения до 20м³ на человека – не менее 30м³ в час на человека; при объёме помещения более 40м³ на человека и отсутствии выделения вредных веществ допускается естественная вентиляция.

В зимнее время в помещении необходимо предусмотреть систему отопления. Она должна обеспечивать достаточное, постоянное и равномерное нагревание воздуха. В помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха должно использоваться водяное отопление.

Мероприятия по снижению уровня шума

Кабинет общежития находится на втором этаже здания, его окна направлены на улицу с большим количеством машин, что повышает уровень шума в окружающей среде. В сезоны, когда температура ниже, двери и окна всегда закрыты, поэтому тепло и акустическая изоляция идеальны. Проблемы могут возникнуть, например, летом, когда окна и двери, как правило, открыты, это значительно повышает уровень шума в окружающей среде, вызывая дискомфорт у конструктора, поэтому рекомендуется устанавливать кондиционер в окружающей среде, чтобы температура была контролируема в это время года, без необходимости открывать двери и окна, что, следовательно, позволяет переносить внешний шум с улицы в рабочую среду.

Мероприятия по устранению недостаточной освещенности рабочей зоны

Для общего освещения лучше использовать потолочные или встроенные светильники с люминесцентными лампами. Источники света рекомендуются нейтрально-белого или теплого белого цвета. Световой поток от газоразрядных ламп по спектральному составу близок к естественному освещению и поэтому более благоприятен для зрения.

Мероприятия по снижению уровням электромагнитных полей на рабочих местах, оборудованных ПЭВМ

При защите от внешнего облучения, возникающего при работе с дисплеем, проводятся следующие мероприятия: согласно СанПиН 2.2.2.542-96 для обеспечения оптимальной работоспособности и сохранения здоровья на протяжении рабочей смены должны устанавливаться регламентированные перерывы при 8 часовом рабочем дне продолжительностью 15 минут через каждый час работы; дисплей устанавливается таким образом, чтобы от экрана до оператора было не менее 60-70 см;

Для мониторов рекомендуется следующее дооснащение: Защитный фильтр для экрана, ослабляющий переменное электрическое и электростатическое поля; Для одиночных ПЭВМ или их однорядном расположении – специальное защитное покрытие на переднюю панель и боковые стенки.

Мероприятия по снижению психофизических показателей

Для уменьшения негативных последствий работы с ПЭВМ следует выбирать Рациональные режимы труда и отдыха, использовать защитные средства, осуществлять комплексные оздоровительно-профилактические мероприятия. Безопасные условия труда на ПЭВМ регламентируют СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03. Действие, которое было предпринято конструктором во избежание физиопсихологических проблем, состояло в том, чтобы установить время отдыха 15 минут на каждый 1 час работы, встать с рабочей станции, прогуляться, выпить воды.

Мероприятия по снижению проблем с электрическим током

Для уменьшения опасности поражения электрическим током применяют ряд мер, основными из которых являются защитное заземление, заземление на нейтраль (зануление), применение пониженного напряжения, закрытие токоведущих частей и их ограждение, применение изолирующих средств— диэлектрических подставок, резиновых перчаток, бот, ковриков, защитных очков и др., сигнализация при случайном заземлении какой-либо точки электрической цепи. С целью

предупреждения поражений электрическим током к работе должны допускаться только лица, хорошо изучившие основные правила по технике безопасности.

В соответствии с правилами электробезопасности в служебном помещении должен осуществляться постоянный контроль состояния электропроводки, предохранительных щитов, шнуров, с помощью которых включаются в электросеть компьютеры, осветительные приборы, другие электроприборы, должны применяться защитные заземления (ГОСТ 12.1.030-81).

Мероприятия по снижению проблем со статическим электричеством

Заземление проводится независимо от использования других методов защиты. Более эффективным средством защиты является увеличение влажности воздуха до 65-75%, если позволяют условия технологического процесса. В качестве индивидуальных средств защиты могут применяться: антистатическая обувь, антистатический халат, заземляющие браслеты для защиты рук и другие средства, обеспечивающие электростатическое заземление тела человека.

4.4 Экологическая безопасность

Утилизация ТБО, оргоборудования, макулатуры, люминесцентных ламп

Отношения с отходами в офисе ограничиваются помещением их в мусорную корзину, а затем в ближайший мусорный бак, который обслуживает компания, занимающаяся вывозом мусора. А накопление отходов является составной частью понятия «обращение с отходами». К офисным отходам относятся ртутные лампы и списанная техника. Для них также необходимо иметь специально оборудованное место для накопления в целях их дальнейшей передачи специализированной компании. Российское законодательство в сфере обращения с отходами - (Приказ Минприроды России от 01.09.2011 N 721).

Загрязнение гидросферы применением СОЖ

В процессе изготовления механизма «Планетарный редуктор с двумя скоростными выходами» остаются производственные отходы в виде обрезков и стружки, которые тщательно собираются и увозятся в пункт приема металлолома, где в дальнейшем переплавляются в прокат и поступают опять на производство. В результате изготовления детали по технологическому процессу, был выявлен источник загрязнения гидросферы – использованная смазочно – охлаждающая жидкость для обработки детали.

Сброс отработанных СОЖ в канализацию наносит вред окружающей среде и является расточительным. Утилизация отработанных СОЖ проводится путем разрушения эмульсии, разделения ее на компоненты и очистки последних.

Для изготовления данного механизма предлагается применять метод центрифугирования. В процессе центрифугирования при большой частоте вращения происходит разрушение коллоидной системы, в результате которого масло, имеющее меньшую плотность, чем вода, отделяется от дисперсионной среды. Таким образом, задача с утилизацией использованной смазочно-охлаждающей жидкости решена.

4.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Для рабочего места за ПК наиболее вероятной и типичной ЧС является пожар. Соответственно, защита в ЧС в данном случае может быть рассмотрена как защита от пожара. Основы пожарной безопасности определены по ГОСТ 12.1.004-91 и ГОСТ 12.1.010-76.

Пожарная профилактика основывается на исключении условий, необходимых для горения, и использования принципов обеспечения безопасности. Для устранения возможности пожара в помещении необходимо соблюдать противопожарные меры:

- применение средств пожаротушения;
- использование пожарной сигнализации;
- содержание электрооборудования в исправном состоянии, использование плавких предохранителей и автоматических выключателей в аппаратуре, по окончании работ все установки должны обесточиваться;
- наличие в помещении средств пожаротушения (огнетушители типа ОУ-3,
- пожарный инструмент, песок) и содержание их в исправном состоянии;
- содержание путей и проходов эвакуации людей в свободном состоянии;
- проводить раз в год инструктаж по пожарной безопасности;
- назначение ответственного за пожарную безопасность помещения.

Процесса вынужденной эвакуации достигается устройством эвакуационных путей и выходов, их числом и размером, план эвакуации на рабочем месте конструктора показан на рисунке 111. После эвакуации людей необходимо принять меры по пожаротушению.

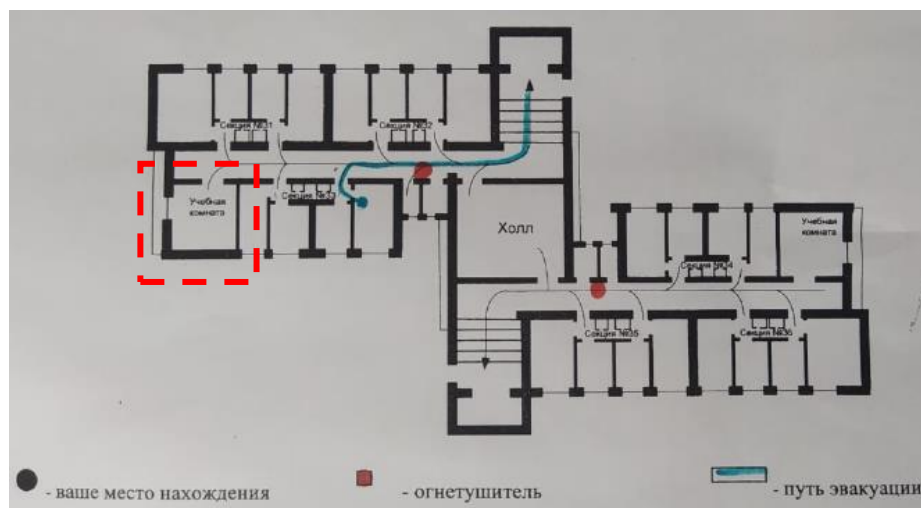


Рисунок 111 - План эвакуации.

Выводы по разделу

Чрезвычайно важно, чтобы инженер разработал системный взгляд на мир, чтобы признать, что он является агентом социальных преобразований. Таким образом, недостаточно знать эмпирические, технические и научные знания, нужно также знать, как применять эти знания этическим и человеческим образом, поэтому во всех проектах важно выработать социальную ответственность разрабатываемого проекта. Поэтому были рассмотрены важные вопросы, связанные с организационными законами, безопасностью труда, планировкой рабочей зоны. Проанализировав эти факторы по отношению к рабочему месту, мы можем сделать вывод, что требования к микроклимату в помещении и уровню шума на рабочем месте частично соблюдены, была предложена установка кондиционирования воздуха, поэтому окна и двери не нужно открывать летом, так как это значительно увеличивает количество внешнего шума в помещении, вызывая дискомфорт у работника.

В подразделе экологическая безопасность рассмотрен характер воздействия проектируемого решения на окружающую среду, был предложен конкретный способ утилизации смазочной охлаждающей жидкости для производства исследуемого объекта. Данный способ называется центрифугированный. Что касается канцелярских отходов, было рекомендовано разделить их в подходящем месте и по классам отходов, например отделить бумагу от флуоресцентной лампы перед тем, как отправиться в компанию, ответственную за утилизацию.

В подразделе безопасность в чрезвычайных ситуациях приведены возможные ЧС на рабочем месте, а также методы их предотвращения. Было установлено, что основной возможной причиной аварии является возникновение пожара, были представлены методы его предотвращения, а также план эвакуации здания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной работы был предоставлен литературный обзор основных концепций, необходимых для разработки и понимания планетарной коробки передач, а именно: определение планетарного редуктора, информация о передачах с профилем зуба Новикова и концепции балансировки ротора. Был также проведен анализ шести патентов на планетарные редукторы, и стоит отметить, что во всех проанализированных патентах ни в одном из них нет конструктивных характеристик редуктора разработанного в этой работе, что доказывает, что планетарный редуктор с двумя скоростными выходами, можно рассматривать как инновацию для промышленного сегмента прецизионных редукторов.

После того, как радиус зуба шестерни был установлен на 2 мм, были разработаны ступени редуцирования с целью обеспечения максимально возможного передаточного числа в компактной коробке передач. Поэтому было возможно получить передаточное число $1/441$ для выхода 1 редуктора, а для выходного 2 было получено передаточное число $1/8,51$. Также были определены другие настройки для редуктора, и, следовательно, было определено передаточное число для каждой конфигурации коробки передач, в дополнение к основной конфигурации, где колесо Z1 зафиксировано, также было возможно получить функциональные конфигурации с фиксацией Z3, Z6 или оставив все колеса и шестерни без фиксации, все эти возможности показали универсальность редуктора, поскольку при минимальных изменениях в коробке передач мы можем получить другие передаточные числа.

Зубья колес и шестерни были разработаны на основе профиля Новикова. Для редуктора этой работы было предложено упростить профиль Новикова, получив зуб с полукруглым профилем, тем самым упростив его производство и сохранив качества, обнаруженные в профиле Новикова. Также было необходимо внести исправления в профили зубьев колес, чтобы устранить интерференцию при монтаже. Параметры, выбранные для модификаций, такие как высота зуба и радиус основания зуба, оказались эффективными при устранении интерференцию, так как их значения были изменены, в результате мы получили полное устранение интерференцию при сборке.

Исследование несущей способности зубьев шестерни показало, что с увеличением нагрузки на зубчатые передачи, трансмиссия работает лучше. Однако максимально допустимая нагрузка на редуктору оказалась равной $0,03$ градуса. Анализ конечных элементов, а также проведенные расчеты показали, что нагрузки выше $0,03$ вызывают пластические деформации зубьев зубчатых колес. Для нагрузки

0,03 редуктор имеет от 3 до 6 зубьев, разделяющих нагрузки на зубья, и его работа происходит плавно.

Изучение потерь на трение скольжения и качения показало, что редуктор имеет небольшие потери благодаря качеству сборки ступеней редуцирования. Коэффициент полезного действия, полученный для редуктора, составил 92,86%, что является оптимальным значением, учитывая, что редуктор имеет две скорости вращения.

Математическое моделирование, выполненное между двигателем и кронштейном, показало, что возможная допустимая несбалансированная масса в роторе двигателя не вызывает проблем с вибрацией в сборке, а смещение, полученное в валу, полностью поглощается упругой муфтой. Также было обнаружено, что если крепление двигателя на кронштейне не имеет смазки между поверхностями, сухое трение между поверхностями, характеризуемое как кулоновское трение, может быть проблемой при частотах двигателя ниже 50 Гц, генерируя амплитуды вибрации выше поглощается муфтой.

Были рассчитаны кинематические характеристики вязкости масла между поверхностями, и было получено значение 3,11 сСт, и было найдено коммерческое масло 5 сСт, которое будет применяться между поверхностями, обслуживаемыми демпфер, и защищающими поверхности от коррозии и износа.

Результат математического моделирования редуктора и кронштейна показал, что вибрации, вызванные неуравновешенными массами на эксцентриковой оси, не вызывают углового перемещения корпуса редуктора выше пределов, которые поглощаются муфтой. Собственная частота редуктора была рассчитана равной 122,78 Гц, а частота возбуждения равна 2,38 Гц. Сделан вывод, что резонанс не должен возникать в корпусе редуктора.

Изучение влияния вибрации редуктора на руки пользователя показало, что редуктор абсолютно безопасен для работы в контакте с телом человека.

Несбалансированные массы в редукторе не вызывали вибраций, которые нарушали правильное функционирование коробки передач. Следовательно, можно устранить дисбалансы которые были изначально установлены в коробке передач и сделать коробку передач более компактной как минимум на 12,74%.

Финансовый анализ показал, что проект является многообещающим и может удовлетворить высокий спрос на рынке с высокой нагрузкой, высокой редуцией, точностью и компактностью коробок передач. Его стоимость продажи по сравнению с аналогичным проектом рассчитана как минимум на половину стоимости конкурента.

Для изучения социальной ответственности были представлены руководящие принципы для различных видов, чтобы гарантировать здоровье и безопасность конструктора в его рабочей среде. Я упоминаю, например, руководство по утилизации материалов и разделению отходов, руководство по допустимым уровням шума в рабочей среде, а также по защите от поражения электрическим током и руководство по психофизическим факторам. Необходимое освещение для рабочего места было рассчитано, и в конце был представлен план эвакуации с рабочего места конструктора на случай пожара или других чрезвычайных ситуаций.

Все результаты, представленные в этой работе, позволяют сделать вывод, что конструкция планетарного редуктора с двумя скоростными выходами является жизнеспособной. Следовательно, следующие шаги должны состоять в том, чтобы выполнить конструирование прототипа и провести необходимые испытания, чтобы проверить, совпадают ли его реальные функциональные характеристики с найденными теоретически. Если прототип показывает реальные качества редуктора, теоретически разработанного в данной работе, патентная заявка на оборудование может быть предложена, и, в конце концов, поставит проект на рынок точных коробок передач.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ

Статья «ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИВОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА» Дос Сантос Ф.Ж., Крауинньш П.Я. в X Всероссийская научно-практическая конференция "Научная инициатива иностранных студентов и аспирантов российских вузов"(г.Томск, 24 апреля 2020г.) под ред. Л.А. Анатольевна. – Томск.

Статья «REDUTOR DE VELOCIDADE CICLOIDAL DE TRÊS ESTÁGIOS COM DOIS EIXOS DE SAÍDA COAXIAIS» Дос Сантос Ф.Ж., Крауинньш П.Я. в техническом бюллетене технологического факультета Сан-Паулу: Симпозиум по Научно-техническому Инициированию (г.Сан Пауло, 10 октября 2019г.) под ред. Д. Морейра - Сан Пауло: (ISSN 1518-9082), 2019-54с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Редукторы планетарно-цевочные: общие сведения:
http://www.ergo-luks.ru/index.php?option=com_content&task=view&id=94
- [2] Цевочный редуктор:
<http://www.sumitomo-drive.ru/stati/tsevochnyj-reduktor/>
- [3] Зубчатые передачи Общие сведения и классификация зубчатых передач:
<https://qigabaza.ru/doc/42141-pall.html>
- [4] Танкреди Г.А. Динамическая балансировка вращающиеся машины - М.: Машиностроение, 2013. – 44 с.
- [5] Егоров В.И.(1989), Безводильный планетарный редуктор, Патент № RU2169867 С1
- [6] Становской В.В.(2012), Планетарный циклоидальный редуктор с предварительной ступенью, Патент № RU2506477 С1
- [7] Пушкарев И.И.(2011), Планетарная передача с псевдоцевочным зацеплением, Патент № RU2502904 С2
- [8] Плеханов Ф.И.(2013), Планетарная передача, Патент № RU2520887 С1
- [9] Сидоров П.Г.(2008), Двухступенчатая планетарная передача, Патент № RU2402707 С2
- [10] Плеханов Ф.И.(2013), Зубчатая планетарная передача, Патент № RU2520728 С1
- [11] Зубчатая передача Новикова:
http://k-a-t.ru/detali_mashin/24-dm_zubchatye4/
- [12] Лагутин Ф.Ю. К вопросу применения зацепления новикова в планетарно передаче типа k-h-v // Современные инструментальные системы. Курск, 2011.Ч.2.
- [13] Дмитриев, В.А. Детали машин / В.А. Дмитриев. Л.: Судостроение, 1970. 792 с.
- [14] Янкина И.И. Двухступенчатые кинематические волновые редукторы с радиальным и радиально-осевым расположением ступеней - Томск, ТПУ, 2017.
- [15] Степанова Д.Л., Крауиньш П.Я. Оценка кпд волнового редуктора с модифицированным профилем зуба. // конференция ТПУ-2015
http://earchive.tpu.ru/bitstream/11683/17114/1/conference_tpu-2015-C04-v1-068.pdf (доступ свободный).
- [16] Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин: курс лекций - М.: ИД Юрайт, 2010 - 351 с. - (Основы наук).

- [17] Мельхиседек А.В. Идентификация неисправностей во вращающихся системах с использованием нелинейных методов - Рио-де-Жанейро, UFRJ, 2008.
- [18] Ремедюс Д.М. Методики оценки уровней вибрации в конструкциях с точки зрения комфорта человека - Порто, FEUP, 2013.
- [19] ГОСТ 31192.1-2004 (ИСО 5349-1:2001). Измерение локальной вибрации и оценка ее воздействия на человека.
- [20] Shigley, J.E. and C.R. Mischke, Mechanical Engineering Design. International ed. Sixth Metric Edition 2003, New York: McGraw-Hill, NY.
- [21] ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть I. Общие требования
- [22] Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ. Вибрации. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2004. – 156 с. 4. Б
- [23] Коимбра А.Л. Механика жидкостей и газов – Рио-де-Жанейро: E-papers, 2015
- [24] Брунетти Ф. Механика жидкостей и газов - Сан-Пауло: Pearson Prentice Hall, 2008.
- [25] The Unique Properties of Silicones:
<https://www.shinetsusiliconeglobal.com/products/type/oil/detail/about/index2.shtml>
- [26] High viscosity pure silicone fluids:
<http://www.clearcoproducts.com/pure-silicone-high-viscosity.html>
- [27] Kelly, S.Graham, 1993, Fundamentals of Mechanical Vibrations, McGraw-Hill, Inc.
- [28] Директива Европейского парламента и Совета ЕС 2002/44/ЕС от 25 июня 2002 г. о минимальных требованиях к безопасности и охране здоровья работников от рисков, связанных с действием физических факторов (вибрации):
http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=47926
- [29] Keeling, Ralph. Project management: an international perspective, MAC MILLAN PRESS Ltd. 2002
- [30] Nabtesco:
<http://www.drivemeh.ru/produkcija/nabtesco/>
- [31] SPINEA:
<https://www.spinea.com/ru/company/company-info/company-profile>
- [32] Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019).
- [33] Санникова Е. В., Крауинньш П.Я. Исследование мехатронного устройства с кинематическим волновым редуктором и винтовым преобразователем движения: ВКР - УДК 621.865.8-047.37:621.833.3, Томск, ТПУ, 2019.

- [34] Нормы температуры на рабочем месте: СанПиН 2019-2020 года:
<https://buhguru.com/ohrana-truda/normy-temperat-raboch-meste.html>
- [35] Безопасность труда на рабочем месте бухгалтера:
<https://topref.ru/referat/5771.html>
- [36] ОХРАНА ТРУДА Рекомендации по выполнению раздела в дипломном проекте бакалавра:
http://www.dgma.donetsk.ua/docs/kafedry/hiop/metod/28_dpak_rus.pdf
- [37] ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
- [38] СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
- [39] СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории застройки.
- [40] СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95.
- [41] ГОСТ 12.1.045-84. Электростатические поля. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля.
- [42] СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03. Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы.
- [43] ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования.
- [44] ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ. Оборудование производственное. Общие эргономические требования.
- [45] ГОСТ 12.2.033-78 ССБТ. Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования.

Приложение А

Раздел иностранного языка Перевод раздела «Литературный обзор»

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4НМ81	Дос Сантос Феррейра Жуниор Флавио		

Консультант отделения Материаловедения школы ИШНПТ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Крауиньш П.Я.	д.т.н.		

Консультант – лингвист отделения Иностранных языков школы ШБИП:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Диденко А.В.	к.ф.н.		

1. LITERATURE REVIEW

1.1 Planetary gear reduction

The main components of the planetary gear train are a high-speed shaft with eccentrics, an internal flange with low-speed shaft, cycloidal disks and a gear box, fig. 1. This transmission has many contact points that provide simultaneous distribution of the workload to about half of all the teeth, so it can withstand an instantaneous peak shock load, which is 5 times higher than the calculated torque.

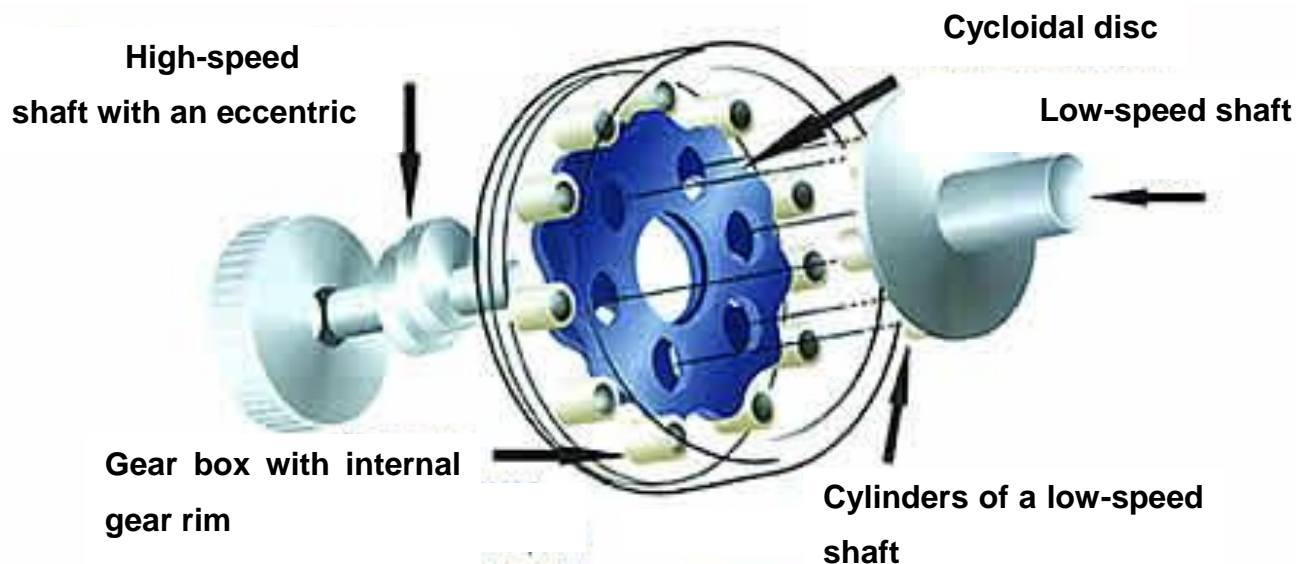


Figure 1 – Planetary gear reduction.

The operation of the gearbox is based on an original simple principle. A rotating eccentric shaft rolls cycloidal disks along the inner periphery of a stationary ring gear. The resulting effect is similar to the action of rolling the disk along the internal gear ring. The cycloidal disk moves clockwise in the case of the ring gear and rotates slowly around its axis counterclockwise. In this system, the cycloidal profile of the disk gradually meshes with the rollers of the stationary internal gear ring to produce reverse rotation at low speed. For each complete revolution of the high-speed shaft, the cycloidal disk rotates one step of the cycloidal gearing in the opposite direction.

Typically, there is one less cycloidal tooth on the disk than there are rollers in the fixed gear housing, which determines the gear ratio of the gearbox, numerically equal to the number of cycloidal teeth on the disk. Slow rotation of the cycloidal disks is transmitted to the low-speed shaft of the gearbox using drive cylinders, which engage with holes located symmetrically around the axis of each disk. The system of two cycloidal disks, used in conjunction with a double eccentric cam, increases the gearbox's ability to withstand overloads, provides exceptionally smooth transmission of rotation and the absence of vibration. Low friction losses and distributed power flow provide high wear resistance,

reliability and structural strength of these gearboxes [1]. The planetary gearbox is reliable thanks to such a key factor as the transmission overlap factor of 66%. In practice, this means that 66% of the teeth of the cycloid disks are in simultaneous contact at any time, and although it is more correct to call the teeth of the cycloid disks as tine teeth, both terms can be used in everyday life. It is this fact that allows us to give a two-year warranty on all gearboxes at the highest shock loads, which can be up to 500% of the nominal torque for which the gearbox is selected. Any other type of transmission has an overlap factor of ten times less, therefore, all manufacturers of commonly used best-known gears give an overload capacity of not more than 200% of the rated torque.

The gear ratio of the planetary gearbox is generally calculated as the number of pinwheels on one cycloid disk minus 1. This means that at 1 revolution of the eccentric, the cycloid disk makes a transition to one pin. Thus, the cycloid disk makes a complete revolution around its axis with the number of revolutions of the input shaft of the gearbox (i.e. the eccentric) by the number of spindles on the disk minus 1. For the consumer, this means high gear ratios in 1 stage of the gearbox - up to 119. Any known type of gear in this case will realize such a gear ratio in several stages that will inevitably affect the growth of dimensions and the design complexity of the gearbox.

Main benefits:

- small size and low relative weight;
- wide range of gear ratios in one stage;
- high efficiency (up to 92%);
- high reliability and durability (up to 15 years of work in one shift with a constant load);
- high resistance to overloads (up to 500%);
- low inertia and low noise level (up to 70 dBA);
- the ability to install both in horizontal and vertical position, the output shaft up or down;
- minimum maintenance in operation [2].

Main disadvantages:

- increased requirements for manufacturing and installation accuracy (to ensure the assembly of planetary gears, the alignment condition (coincidence of the geometric centers of the wheels) must be observed);
- the assembly condition (the sum of the teeth of the central wheels is a multiple of the number of satellites) and the neighborhood (the tops of the teeth of the satellites do not touch each other another);
- a sharp decrease in transmission efficiency with an increase in gear ratio.

Unlike a planetary gear reducer, a two-stage planetary gearbox with two high-speed outputs does not work using a cycloidal disk. For the gearbox developed in this work, the cycloidal disk is replaced by a gear wheel with a modified tooth profile based on the profile of the Novikov tooth. Therefore, some information on transmissions with a Novikov tooth profile is presented for better understanding.

1.2 Novikov transmission and involute gearing: the main differences

The main disadvantage of gears with an involute profile (cylindrical, bevel, planetary, wave) is the high contact stresses in its teeth, this is because two teeth with a convex profile come into contact. Moreover, the contact area is very small, and the contact stresses are correspondingly higher. These circumstances greatly limit the “bearing capacity” of the gears, by not allowing large torque transmissions.

In 1954 M.L Novikov developed gears in which the convex teeth of the gear mated with the concave teeth of the gears, its objective was to solve the problems of heavy machinery projects with slow movement, such as tractors and tanks.

Transmissions that work with M.L. Novikov tooth profiles, are outlined by arcs of circles (figure 2, 3). Compared to involute transmissions, Novikov gears can transmit 1.5-2 times more power with the same overall dimensions. Due to the complexity of manufacturing and mounting gears with Novikov gears, they have so far found use only in special mechanical engineering.

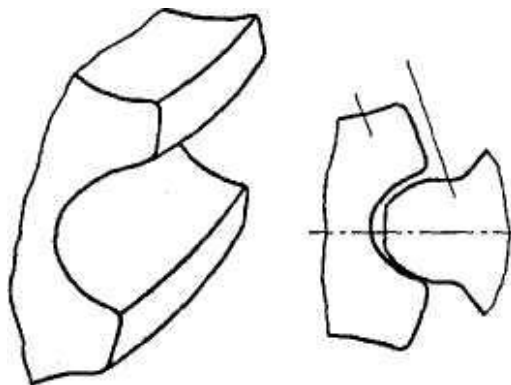


Figure 2 - Transmission with M. L. Novikov tooth profile.

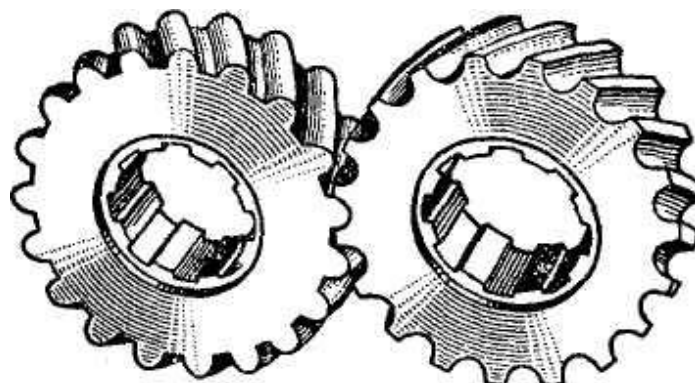


Figure 3 - Kinematics of gears.

Typically, the profile of the gear teeth is convex, and the profile of the teeth of the wheels is concave or vice versa (fig. 4, a, b), but there can also be transfers with the profile of the gear teeth of the gear and wheel, shown in fig. 4, c. Convex and concave profiles (usually circular) have radii of curvature close in absolute value. Due to this, a large contact area is obtained, contact stresses are reduced and it becomes possible to transmit large torques about 1,4-1,8 times.

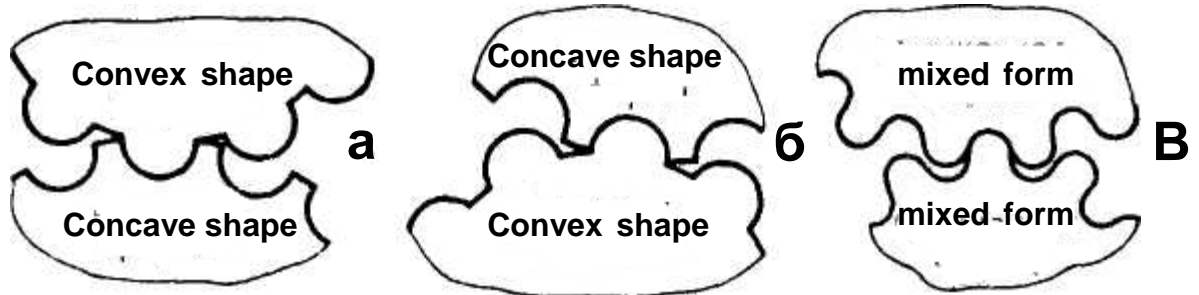


Figure 4 - M. L. Novikov gearing.

In Novikov gearing, the contact of the teeth is theoretically carried out at a point, in involute gearing, the contact of the teeth occurs along the line. However, with the same overall dimensions of the gear, the contact of the teeth in Novikov gearing is much better than the contact in involute gearing.

Unfortunately, in this case, one has to sacrifice the main advantage of involute gears - rolling the tooth profiles against each other and, accordingly, to obtain high friction in the teeth. However, for slow-moving machines this is not so important.

The working lateral surfaces of the teeth are round-helical surfaces, therefore, gears can be called round-helical. Subsequently, a transmission option with two lines of engagement has developed. In it, the teeth of each wheel have concave legs and convex heads. Transmissions with two lines of engagement have greater bearing capacity, are less sensitive to axle misalignment, operate with less noise and are more technological. These gears are successfully used for small numbers of teeth ($Z_1 < 10$) and provide enough gear rigidity with their large relative widths.

Novikov gears in gearboxes are used instead of switching to wheels with hard surfaces. Transmissions are single pair, used in general-purpose gearboxes and multi-pair, obtained by increasing the axial size and used in rolling mills, turbine gearboxes, etc.

1.2.1 Advantages and disadvantages of gears with Novikov gearing tooth profile

The advantages are:

- high load capacity is the main advantage of gears with Novikov gearing. With hardnesses of working surfaces up to HB 350, it is possible to take the permissible load of about 2.5 times the permissible load for involute spur gears of the same main

dimensions, made of the same materials, with the same heat treatment (allowable loads are compared at a load factor $K = 1$);

- transmissions with Novikov gearing allow a greater gear ratio, and due to a well-retained oil film between the contacting teeth, the wear of the teeth decreases, and the transmission efficiency increases;
- the friction loss in Novikov gearing is about 2 times less than the loss in involute gearing, and the noise during their operation is much lower.

The disadvantages are:

- greater (than in involute gears) sensitivity to a change in the center distance;
- with an increase in the load in the engagement, the axial component increases, which, in turn, complicates the design of the used bearing assemblies;
- in case of contact deterioration (for example, in the case of shaft misalignment and a change in the center distance), the entire load acting on the teeth can concentrate on a small portion of the length of the teeth, as a result of which the teeth can be very overloaded;
- the need to have two special cutters for cutting teeth (for gears and wheels) [3].

Since one of the components of a planetary gearbox with two speed outputs and a changed tooth profile is an eccentric shaft, therefore, unbalanced masses will appear in the gearbox that must be balanced. Below are some basic concepts about balancing.

1.3 The principle of balancing

Unbalance can be defined as the asymmetric distribution of mass in the rotor. An unbalance will create centrifugal forces that will be transmitted to the bearings of the equipment. After transmission, these forces can damage components, shortening their service life.

Fig. 5 shows the horizontal axis of rotation with axial symmetry, except for the point of mass (m) located at a distance (e) from the axis of rotation.

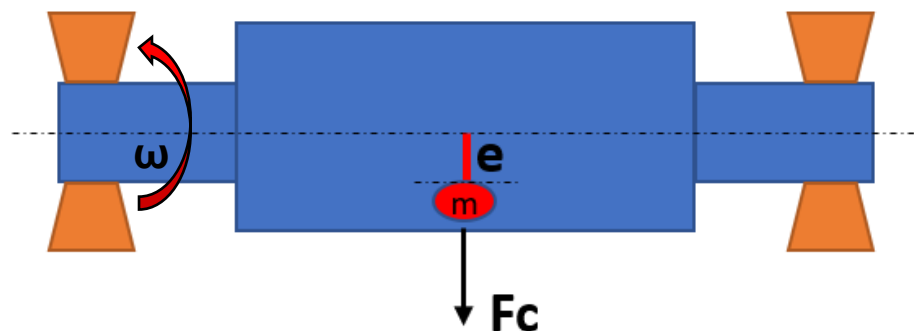


Figure 5 - Rotor with static unbalance.

The rotor shown in figure 5 rotates with a speed (ω), its rotation associated with unbalanced mass generates a centrifugal force (F_c).

The force F_c is obtained by the following equation:

$$F_c = m * e * \omega^2 \quad (1)$$

Where: m - unbalanced mass; e - the position of the eccentricity; w - the rotation frequency.

To balance the system, we must eliminate the mass (m) or add another radially opposite mass (m') to compensate for the radial force, that is:

$$m * e = D = m' * e' \quad (2)$$

Where: D - unbalance.

Types of unbalance

The types of unbalance in rotors, can be determined by analysis of the force vectors of the equipment's bearings.

Static unbalance

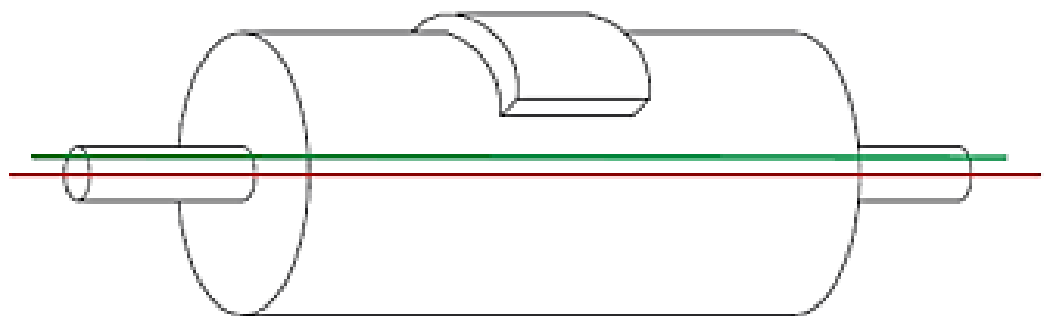


Figure 6 - Typical static unbalance.

In Figure 6, the red axis represents the axis around which the machine rotates, and the green axis represents the main axis of inertia. It can be seen that the two axes are parallel. This parameter represents a static unbalance or unbalance in 1 plane. The reaction forces F_1 and F_2 in the bearings are equal, parallel and directed in the same direction, as shown in Figure 7.

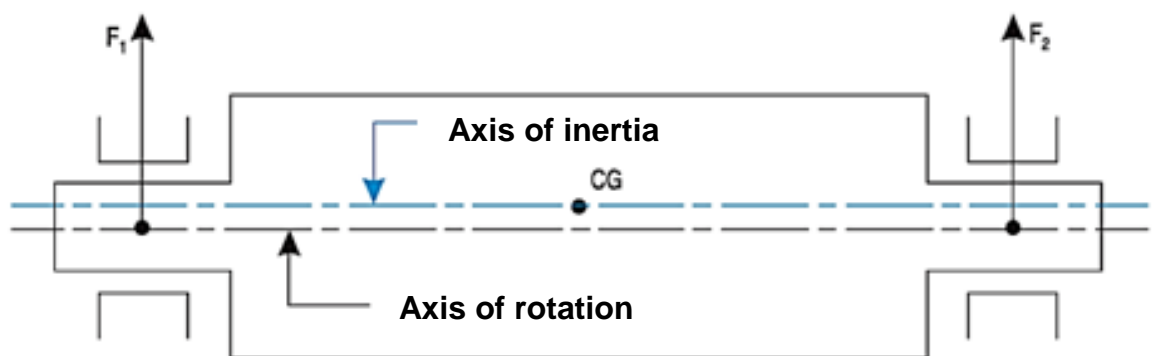


Figure 7 - Scheme typical static unbalance.

This type of imbalance is common in gears mounted on one shaft, as well as in rotors in the form of round disks, such as a fan or a flywheel.

Couple unbalance

When the main axis of inertia (green line) is not parallel to the axis of rotation (red line), but the main axis of inertia intersects with the rotor's center of gravity, it can be said that the rotor has a couple unbalance, which can be seen in figure 8.

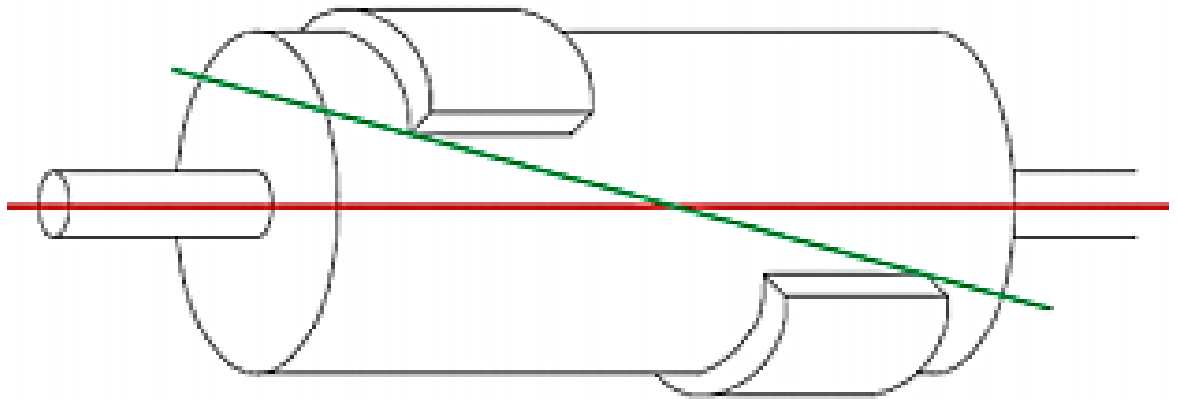


Figure 8 - Typical couple unbalance.

With a coupled imbalance, the reaction forces in the bearings are also parallel and equal in magnitude. However, they are in opposite directions, as can be seen in Figure 9.

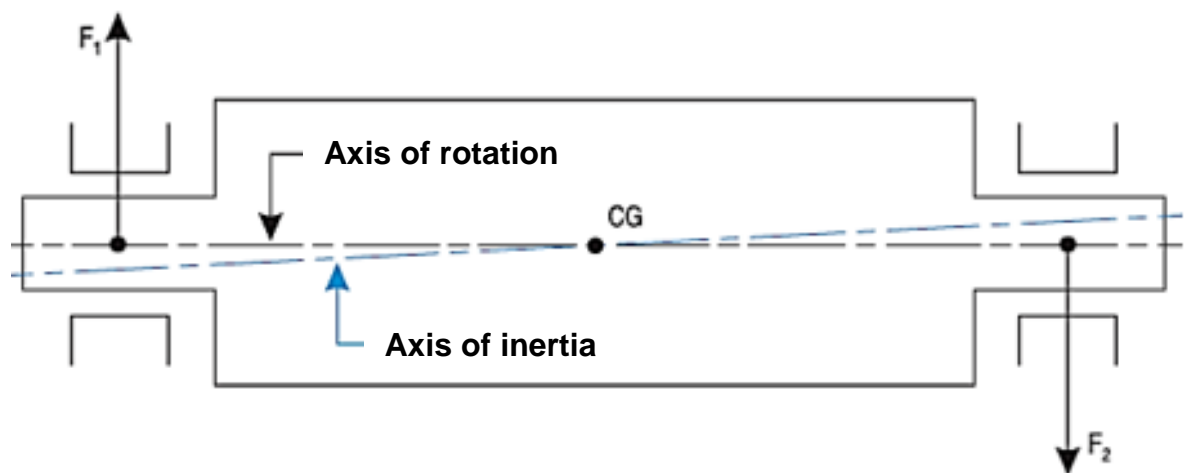


Figure 9 - Couple unbalance: bearing reaction force.

Dynamic unbalance

A configuration in which the main axis of inertia and the axis of rotation are not parallel or do not intersect at the center of gravity of the rotor is called a dynamic unbalance or a two-plane unbalance, shown in figure 10. This type of unbalance is a combination of the previous two.

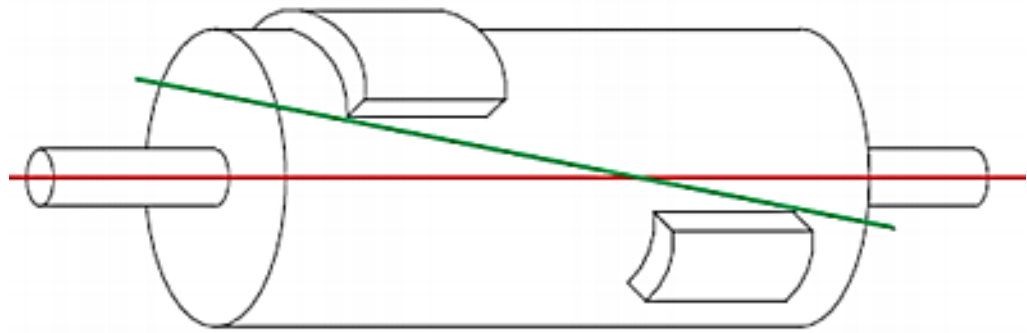


Figure 10 - Typical dynamic unbalance.

As can be seen in figure 11, in this type of unbalance the reaction forces in the bearings have different magnitudes and directions.

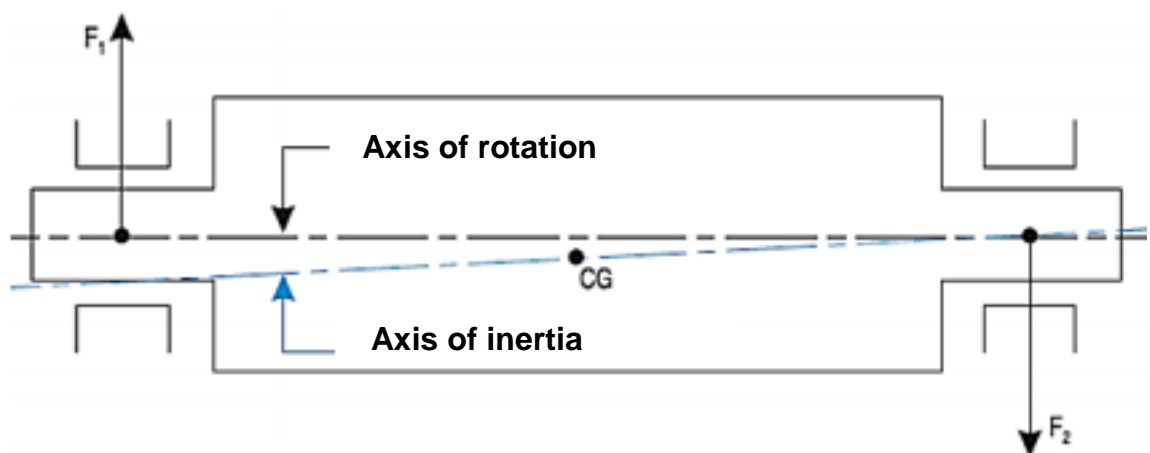


Figure 11 - Dynamic unbalance: bearing reaction force

Dynamic unbalance is often observed on elongated solid body rotors along their entire length [4].

1.4 Patent review

In order to gain market acceptance for a new device, it is necessary to identify market requirements and trends by evaluating what competitors have developed. Patent research plays a large role in ensuring high competitiveness in the engineering sector. This patent review is also necessary to assist the mechanical designer in making decisions in the process of creating, developing and selling the product.

1.4.1 Gearless planetary gearbox (patent № 2169867)

The proposed transmission comprises movable 1 and fixed 2 crown gears located in two parallel planes with different numbers of teeth Z_1 and Z_2 , aligned to the same initial circles D and engaged with the corresponding crowns of the satellite blocks 3, which are in contact with the floating support 4 and rings installed and with a drive elastic two-crown Z_0 sun gear 6, interacting with the extreme rims of the satellite blocks 3, containing Z_3 teeth.

All the crowns of the satellite blocks 3 are provided with internal slots and are mounted on the conjugate splined axes 7, containing Z concentric outer slots, in which annular grooves are made to the base of the splines at the contact points of the support 4 and elastic 5 rings (grooves are not shown in the drawing). The axial displacement of the splined axes 7 is blocked by the end caps 8, 9 of the ring gears 1 and 2, equipped with fixing holes 10, bolts 1. To facilitate rotation of the most critical parts of the planetary gear, rolling bearings 12 can be installed in it, two of which are placed on the solar drive shaft gears 6 and are in contact with its crowns through distance washers 13, figure 12, [5].

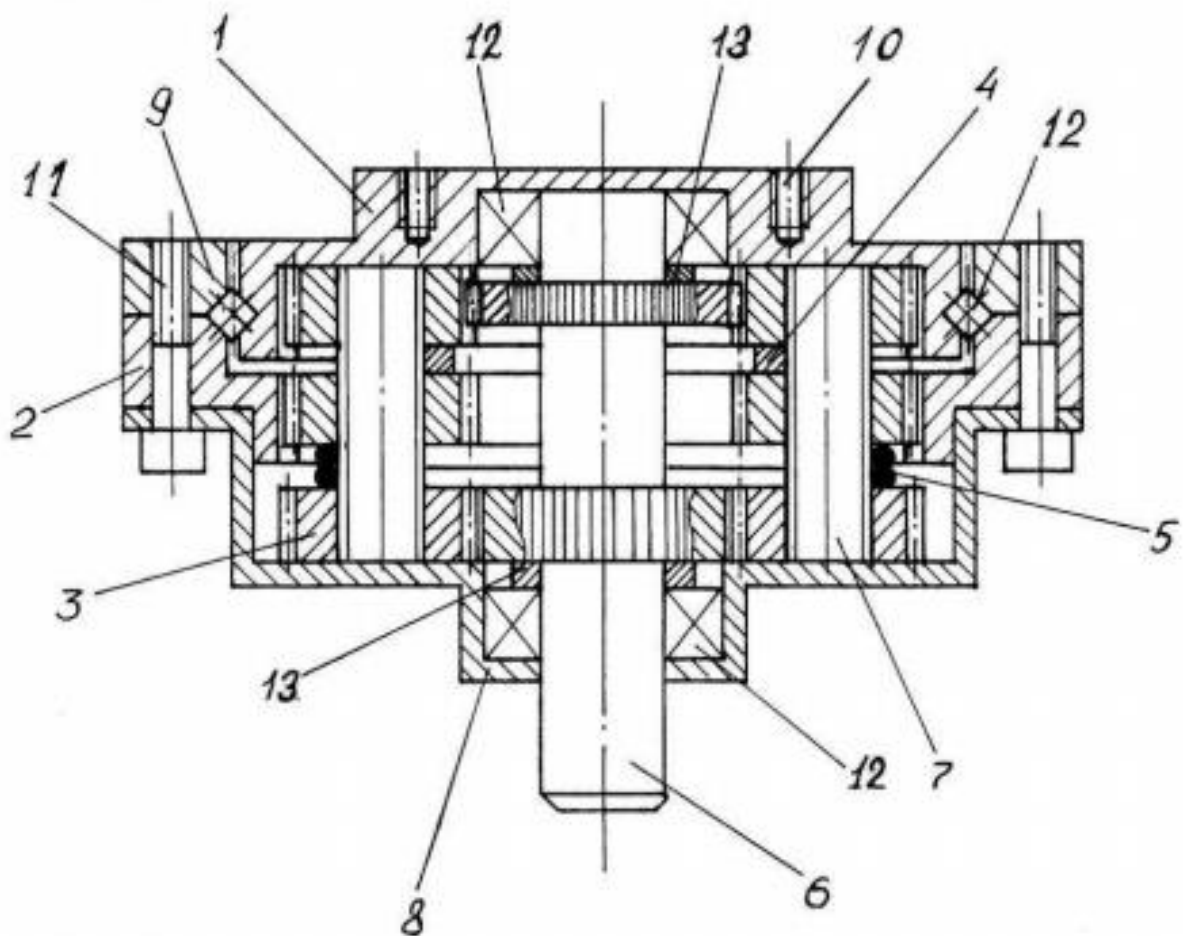


Figure 12 - Diagram of a planetary gearless gearbox.

1.4.2 Planetary cycloidal gearbox with a preliminary stage (patent № 2506477)

Invention refers to planetary gear transmissions with a central transmission axis lying inside the main circle of a planetary wheel, figure 13. A planetary cycloidal reduction gear includes highspeed shaft (2), an internal engagement wheel, the rim of which is formed with rollers (17), a cycloidal stage with cycloidal disc (9) provided on its outer surface with cycloidal teeth (10) for engagement with rollers (17). Rotation of disc (9) around its axis is transmitted to the high-speed shaft of the reduction gear by means of pins with rollers (13)

running-in holes (14) in the cycloidal disc. On inner surface of the cycloidal disc there is an internal engagement wheel (8). The preliminary planetary stage is located in the cycloidal disc plane and inside it. The preliminary stage includes an input gear (4) connected to a high-speed shaft (2) and three satellites put on a free carrier (5). One satellite (6) is in simultaneous engagement with an input gear (4) and internal engagement wheel (8) and has the size that provides eccentric fit of the same disc relative to the reduction gear axis. Other satellites (16) have smaller dimensions and are engaged only with internal engagement wheel (8). EFFECT: invention is aimed at increase in transfer ratio at maintaining overall dimensions of the reduction gear and reduction of cantilever loads of the reduction gear, [6].

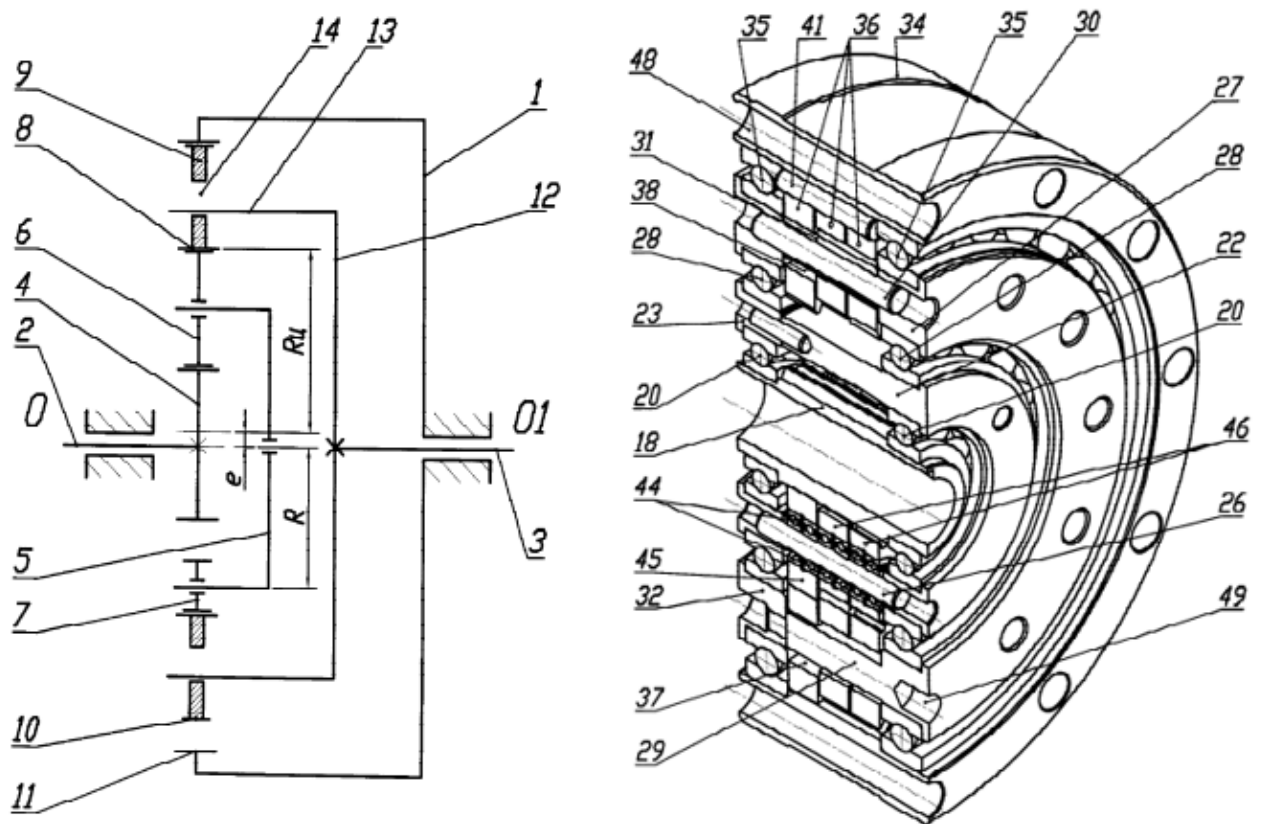


Figure 13 - Scheme of a planetary cycloidal gearbox with a preliminary stage.

1.4.3 Planetary gear with pseudo-pinion gearing (patent No. 2502904)

The invention relates to mechanical gears and is intended to transfer rotational motion and energy from the input to the output link with a wide range of gear ratios and can find application in a wide variety of technology and industries, figure 14. The planetary gear contains a stationary sun wheel (1), a carrier-eccentric shaft (2) with two eccentrics rotated 180° relative to each other, two satellites (3) mounted with thrust bearings (4) on the carrier-eccentric shaft (2), a mechanism of parallel cranks, including two flanges (5), interconnected with jumpers (6) and fingers (7) passing through through holes on the satellites (3). Flanges

(5) are mounted on the sun wheel (1) in the thrust bearings (8). The thrust bearings (9) of the water-eccentric shaft (2) are placed in the bores of the flanges (5). The active sections of the teeth profiles of the satellites (3) are arcs of circles, the centers of which for the different sides of the teeth in the general case do not coincide. The conjugate tooth profiles of the sun wheel (1) are the equidistant of elongated hypocycloid. The invention allows to simplify the design of the planetary gear, to improve the conditions of heat removal from the surfaces of the teeth, to increase contact strength, [7].

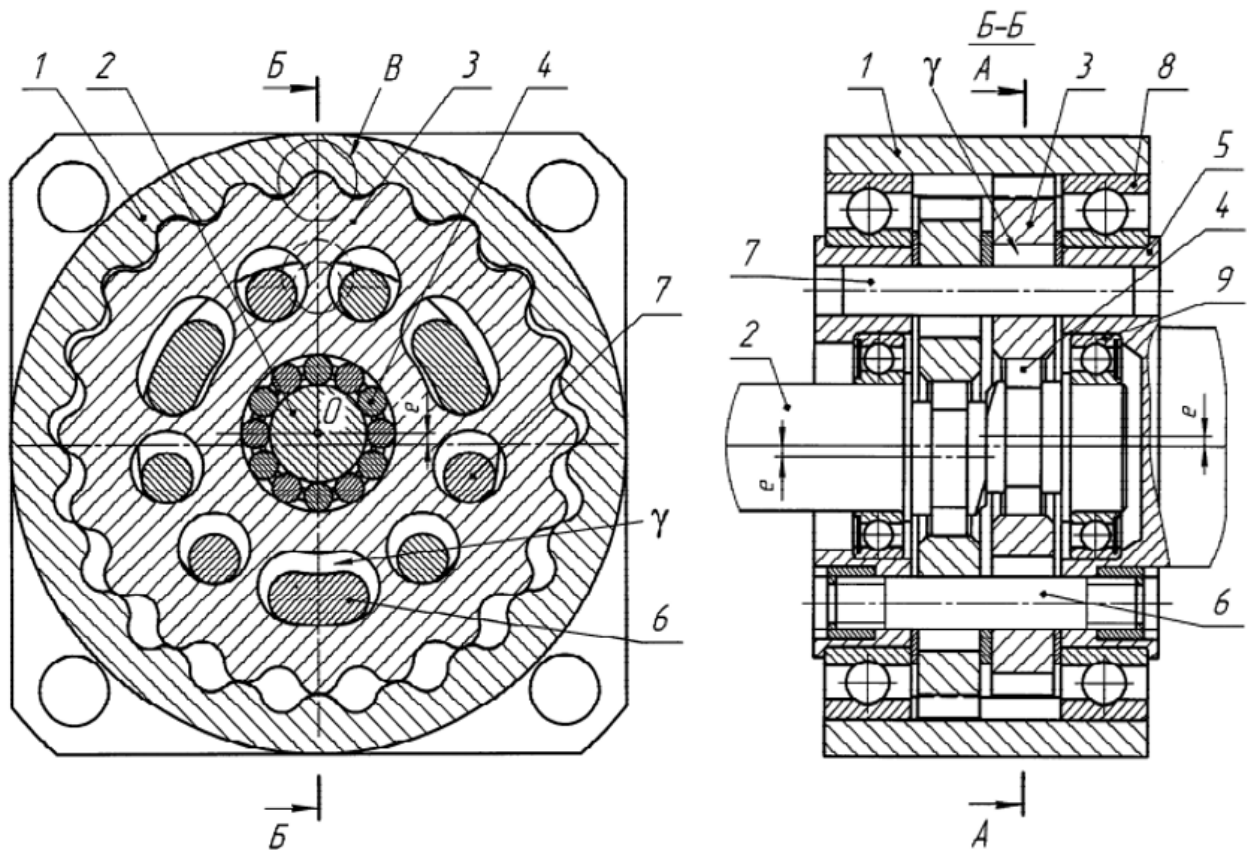


Figure 14 - Scheme of a planetary gear with pseudo-pinion gearing.

1.4.4 Planetary gear (patent No. 2520887)

The planetary gear in figure 15, comprises of an eccentric planet carrier (1), two planet pinions (2) with outer teeth, a stationary central gear wheel (3) with inner teeth, a driven shaft (4) and a mechanism to take over the motion from the pinions consisting of two unsupported disks (6) with holes where rubber bushes (7, 8) are set with tension, of pins (5) of the driven shaft and pins (9) of the pinions. Half of the rubber bushes (7) is set with tension on the pinions pins (9), the other half (8) - on the pins (5) of the driven shaft (4). Radial shift of every pinion (2) for the value of gear interaxle distance is provided by the summation of the deformation of the rubber bushes (7) set on the pinion pins (9) and of the radial movement of the unsupported disks (6) due to the deformation of rubber bushes (8) set on the driven shaft pins (5). EFFECT: in the process of force and movement transfer, the rubber

bushes set in the holes of unsupported disks and on the pins provide damping of impact loads and reducing noise level, [8].

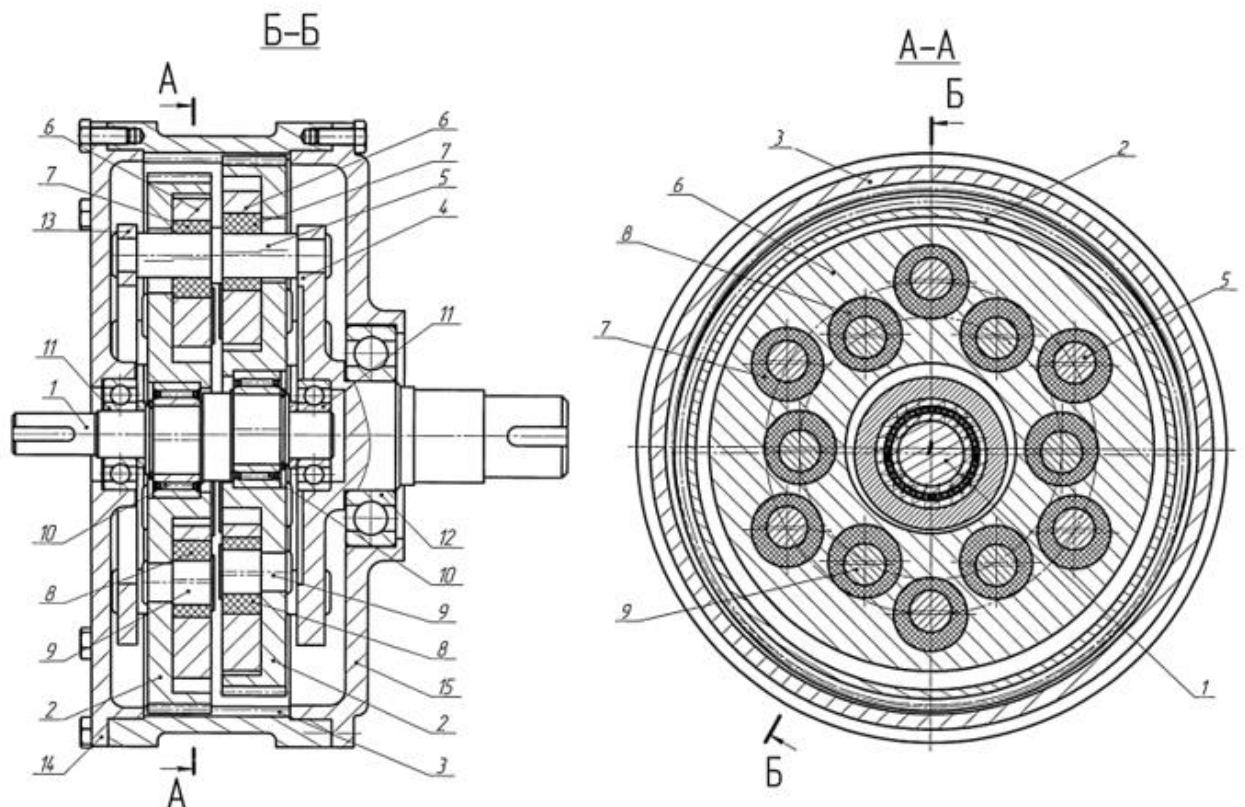


Figure 15 - Scheme of planetary gear.

1.4.5 Two-stage planetary gear (patent No. 2402707)

The compound planetary gear in figure 16, consists of a case (1), of input shaft (4) with smaller central gears (2, 3), of movable (13) and fixed (12) bigger central gears, and of at least one pair of single crown satellites (8, 9) mounted on common axle (11) of carrier (7). Sums of number of teeth of the central gears in both steps are equal. Sums of teeth of the central gears and satellites of low-speed planetary step are chosen from parametric rows so, that half of their difference is equal to number of teeth of satellites of this step. EFFECT: avoiding redundant constraints at simultaneous expanded ranges of change of output parameters of speed and torque, facilitation of low inertia, high rigidity and precision of cinematic constraints, and insensitivity of gear to inaccuracies of fabrication, assembly and deformations of links in operation, [9].

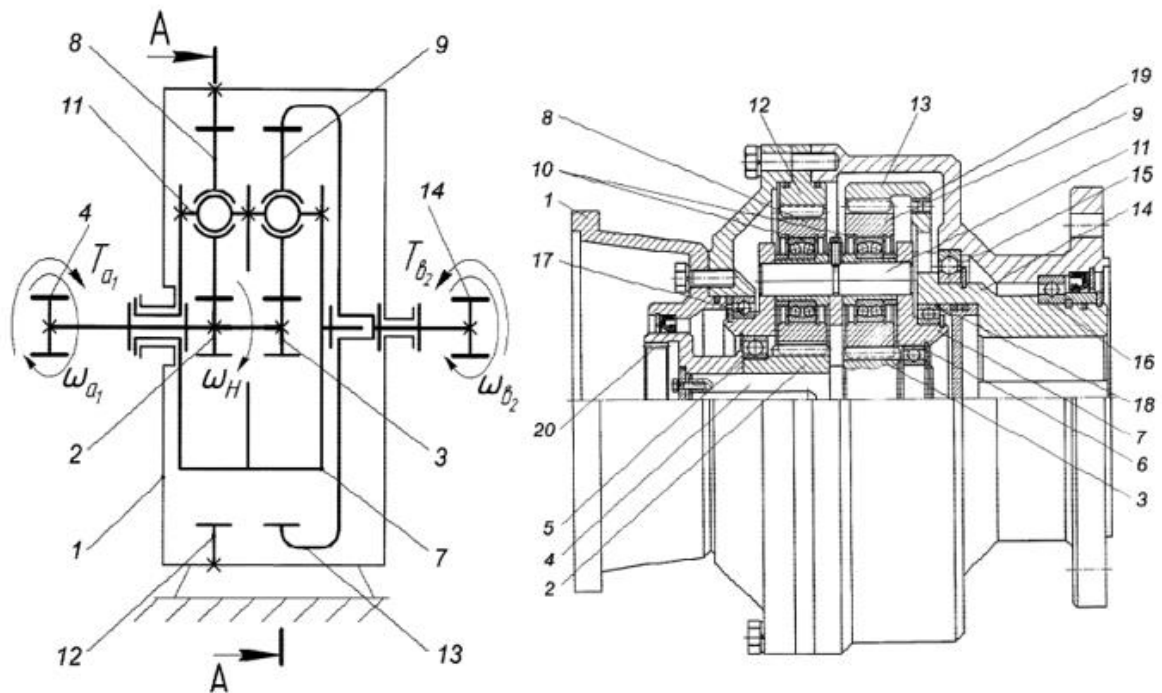


Figure 16 - Scheme of planetary gear.

1.4.6 toothed planetary gear (patent №2520728)

Toothed planetary gear in figure 17, includes an eccentric planet carrier (1), a planet pinion (2) with holes, a stationary central gear wheel (3), a cheek (4) rigidly connected to a low-speed shaft (5), pins (6) press-fit into the cheek (4) openings. Two steel rings (7), a plastic bush (8) and a steel bush (9) set on them are installed on each pin. The steel rings (7) are fit on the pin (6) with a gap. The outer diameter of the steel bush (9) is smaller than diameter of the pinion (2) hole by the double value of the gear interaxle distance. EFFECT: invention allows for reduced noise level, [10].

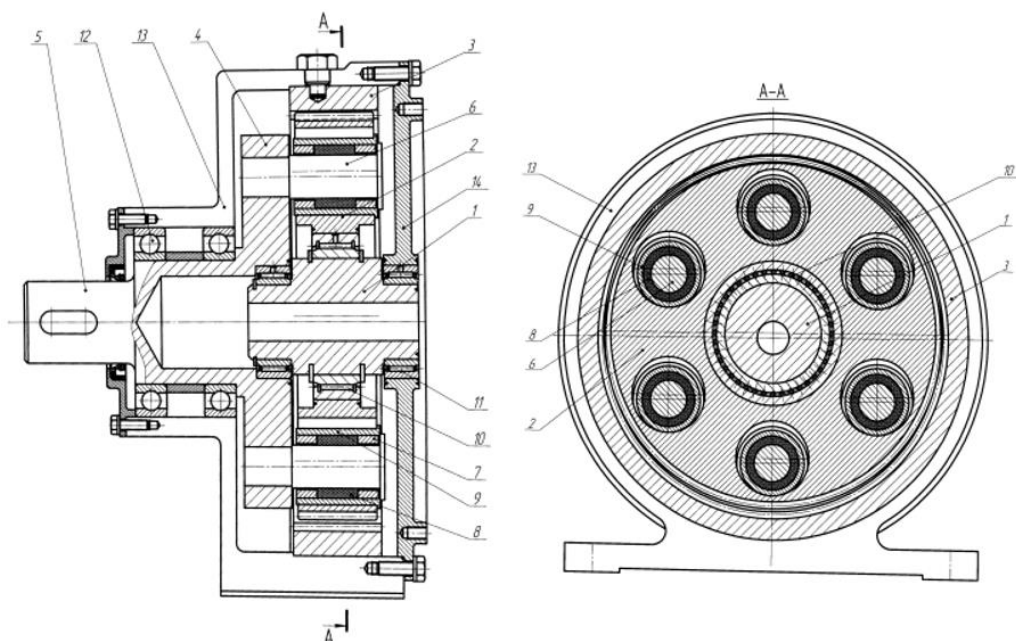


Figure 17 - Toothed planetary gear.

Приложение Б

Концептуальная схема планетарного редуктора с двумя скоростными выходами и измененным профилем зуба.



Приложение В

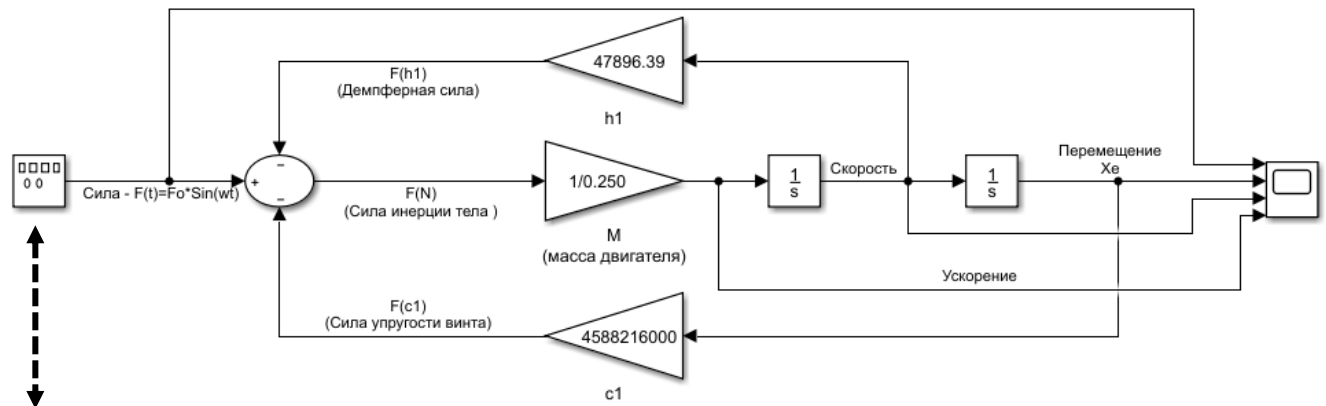
Баланс качества для различных групп репрезентативных жестких роторов (из ISO 1940/1).

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ($e_{per} \times \omega$) ^{1) 2)} mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives ³⁾ of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders ⁴⁾
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines ⁵⁾
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders ⁵⁾ Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives ⁵⁾
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines with six or more cylinders ⁵⁾ Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls; print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts ← Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements
G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding-machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

- 1) $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$, if n is measured in revolutions per minute and ω in radians per second.
- 2) For allocating the permissible residual unbalance to correction planes, refer to "Allocation of U_{per} to correction planes."
- 3) A crankshaft/drive is an assembly which includes a crankshaft, flywheel, clutch, pulley, vibration damper, rotating portion of connecting rod, etc.
- 4) For the purposes of this part of ISO 1940/1, slow diesel engines are those with a piston velocity of less than 9 m/s; fast diesel engines are those with a piston velocity of greater than 9 m/s.
- 5) In complete engines, the rotor mass comprises the sum of all masses belonging to the crankshaft/drive described in note 3 above.

Приложение Г

Схему блоков, разработанную в Simulink - Двигатель и Кронштейн.



Signal Generator

Output various wave forms:
 $Y(t) = \text{Amp} * \text{Waveform}(\text{Freq}, t)$

Parameters

Wave form:

Time (t):

Amplitude:

Frequency:

Units:

Interpret vector parameters as 1-D

Приложение Д

Амплитудно-частотная характеристика.m

```
m1 = 0.250; % Масса двигателя
k = 4588216000; % Коэффициент жесткости пружины, кН/м
ch1 = 1000:46900:50000; % Коэффициент демпфирования, Нс/м
F0 = 0.48467; % несбалансированная сила
omega = 0:314:400000; % Частота вращения двигателя
omegan = sqrt(k/m1); % Собственная частота
r = omega/omegan; % Соотношение частот
d_st=F0/k; % Статическое перемещение

% Частотный отклик
%x=d_st./sqrt((1-r.^2).^2+(2*zeta*r).^2)
%phi=atan2(2*zeta*r, 1-r.^2)

% Рисунок с результатами
figure;
hold on;
for h1=1:length(ch1)
h = ch1(h1);
zeta = h/(2*m1*omegan);
x=d_st./sqrt((1-r.^2).^2+(2*zeta*r).^2);
phi=atan2(2*zeta*r, 1-r.^2);
M=x/d_st; % Коэффициент усиления
plot(r,M, 'LineWidth',1.5);

end
hold on;
plot(r(433),M(433), 'g*');
plot(r(2),M(2), 'g*');
legend('\zeta = 0', '\zeta = 0.707')
xlabel('r = \omega/\omega_n');
ylabel(' Коэффициент Амплитуды - X/x(ста)');
```

Приложение Е

2-44

MECHANICS

Table 2d-4 presents typical values of the coefficients of static and sliding friction for various materials under a variety of conditions.

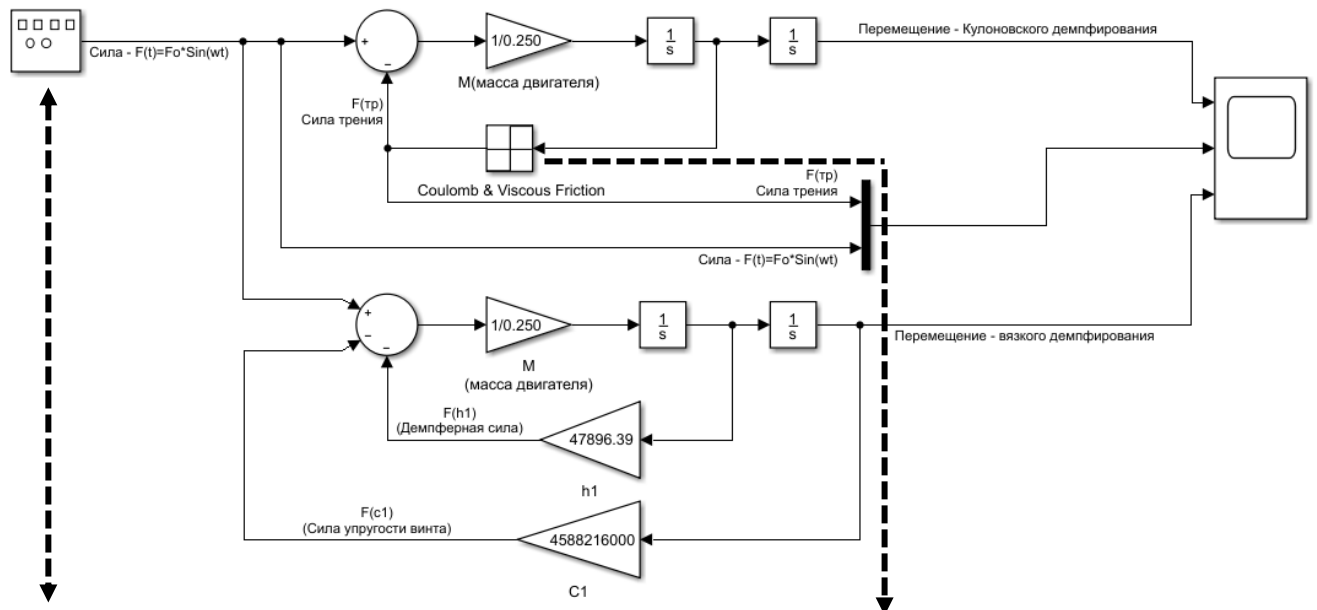
TABLE 2d-4. COEFFICIENTS OF STATIC AND SLIDING FRICTION*

Materials	Static friction		Sliding friction	
	Dry	Greasy	Dry	Greasy
Hard steel on hard steel.....	0.78(1)	0.11(1,a)	0.42(2)	0.029(5,h)
		0.23(1,b)	0.081(5,c)
		0.15(1,c)	0.080(5,i)
		0.11(1,d)	0.058(5,j)
		0.0075(18,p)	0.084(5,d)
		0.0052(18,h)	0.105(5,k)
		0.096(5,l)
Mild steel on mild steel.....	0.74(19)	0.57(3)	0.108(5,m)
			0.12(5,a)
Hard steel on graphite.....	0.21(1)	0.09(1,a)	0.09(3,a)
Hard steel on babbitt (ASTM 1)...	0.70(11)	0.23(1,b)	0.33(6)	0.19(3,u)
		0.15(1,e)		0.16(1,b)
		0.08(1,d)		0.06(1,c)
		0.085(1,e)		0.11(1,d)
Hard steel on babbitt (ASTM 8)...	0.42(11)	0.17(1,b)	0.35(11)	0.14(1,b)
		0.11(1,c)		0.065(1,c)
		0.09(1,d)		0.07(1,d)
		0.08(1,e)		0.08(11,h)
Hard steel on babbitt (ASTM 10)...	0.25(1,b)	0.13(1,b)
		0.12(1,c)		0.06(1,c)
		0.10(1,d)		0.055(1,d)
Mild steel on cadmium silver.....	0.097(2,f)
Mild steel on phosphor bronze.....	0.34(3)	0.173(2,f)
Mild steel on copper lead.....	0.145(2,f)
Mild steel on cast iron.....	0.183(15,c)	0.23(6)	0.133(2,f)
Mild steel on lead.....	0.95(11)	0.5(1,f)	0.95(11)	0.3(11,f)
Nickel on mild steel.....	0.64(3)	0.178(3,x)
Aluminum on mild steel.....	0.61(8)	0.17(3)
Magnesium on mild steel.....	0.42(3)
Magnesium on magnesium.....	0.6(22)	0.08(22,y)

* Numbers in parentheses indicate references to data sources; letters identify lubricant in following list.

Приложение Ж

Схему блоков, разработанную в Simulink - Двигатель и Кронштейн для условия с кулоновским трением.



Signal Generator

Output various wave forms:
 $Y(t) = \text{Amp} * \text{Waveform}(\text{Freq}, t)$

Parameters

Wave form:

Time (t):

Amplitude:

Frequency:

Units:

Interpret vector parameters as 1-D

Coulombic and Viscous Friction (mask) (link)

A discontinuity offset at zero models coulomb friction. Linear gain models viscous friction.
 $y = \text{sign}(x) * (\text{Gain} * \text{abs}(x) + \text{Offset})$

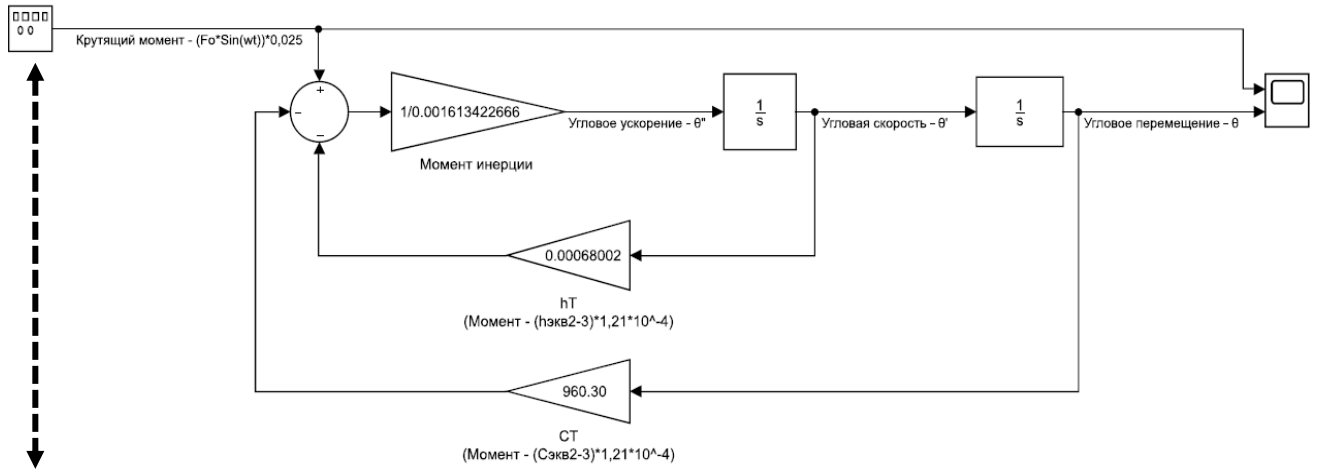
Parameters

Coulomb friction value (Offset):

Coefficient of viscous friction (Gain):

Приложение 3

Схему блоков, разработанную в Simulink - Редуктор и Кронштейн.



Signal Generator

Output various wave forms:
 $Y(t) = \text{Amp} \cdot \text{Waveform}(\text{Freq}, t)$

Parameters

Wave form: sine

Time (t): Use simulation time

Amplitude:

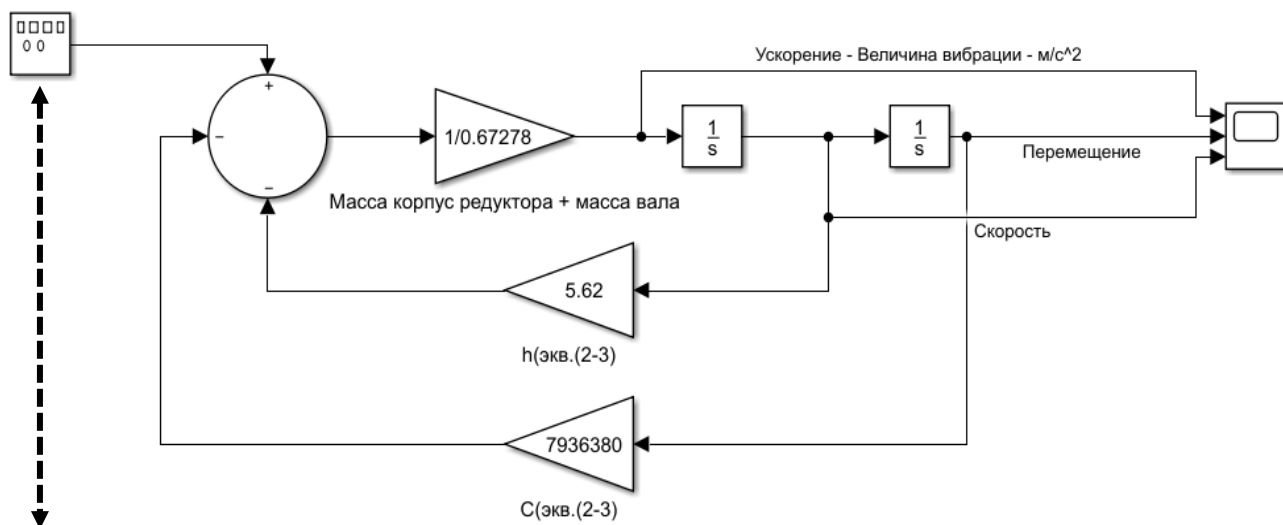
Frequency:

Units: Hertz

Interpret vector parameters as 1-D

Приложение И

Схему блоков, разработанную в Simulink - Редуктор и Кронштейн, вибрации в редукторе вдоль оси Y.



Signal Generator

Output various wave forms:
 $Y(t) = \text{Amp} * \text{Waveform}(\text{Freq}, t)$

Parameters

Wave form:

Time (t):

Amplitude:

Frequency:

Units:

Interpret vector parameters as 1-D