

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

Инженерная школа новых производственных технологий

Направление подготовки: 15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств

Отделение материаловедения

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>Планетарный редуктор с преобразователем движения , для скважинного поршневого насоса</b>

621.833.6:622.276.53

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4НМ91	Хайдарова Мавзуна Рахматжоновна		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Крауиньш Петр Янович	доктор технических наук		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Спицына Любовь Юрьевна	кандидат экономических наук		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Сечин Андрей Александрович	кандидат технических наук		

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
15.04.05 Конструкторско- технологическое обеспечение машиностроительных производств	Мартюшев Никита Владимирович	кандидат технических наук		

Томск – 2021 г.

## Запланированные результаты обучения по программе

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

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



<b>разработке вопросов</b>	4. Разработка конструкции планетарного редуктора с преобразователем движения. 5. Построение математической модели планетарного редуктора. 6. Теоретическое исследование характеристик планетарного редуктора . 7. Сравнительный анализ теоретических исследований планетарного.
<b>Перечень графического материала</b>	1. Литературный обзор редуктора . 2. Принципиальная схема и внешний вид планетарного редуктора для скважинного поршневого насоса. 3. Математическая модель планетарного редуктора для скважинного поршневого насоса. 4. Графические зависимости теоретического исследования математической модели планетарного редуктора для скважинного поршневого насоса. 5. Сравнительный анализ теоретических исследований планетарного редуктора для скважинного поршневого насоса. 6. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение. 7. Социальная ответственность.
<b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b>	
<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>
Литературный обзор и исследовательская часть	Крауиньш П.Я., д.т.н., профессор ОМ
Финансовый менеджмент	Спицына Л.Ю., к.э.н., доцент ОСГН ШБИП
Социальная ответственность	Сечин А.А., к.т.н., доцент
Иностранный язык	Миронова В.Е., к.ф.н., старший преподаватель ОИЯ
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	
Обзор существующих решений; теоретический анализ; принципиальная схема системы; математическое моделирование системы.	

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

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ОМ	Крауиньш Петр Янович	д.т.н		01.10.2019

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4НМ91	Хайдарова Мавзуна Рахматжоновна		01.10.2019

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

Школа

ИШНПТ

Направление подготовки (специальность) 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»-

Уровень образования магистр

Отделение школы (НОЦ)

материаловедения

Период выполнения осенний / весенний семестр 2020/2021 учебного года

Форма представления работы:

Магистерская диссертация

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

Срок сдачи студентом выполненной работы:

24.05.2021

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

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ОМ	Крауиньш Петр Янович	д.т.н.		

**СОГЛАСОВАНО:**

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»	Мартюшев Никита Владимирович	кандидат технических наук		

## **Реферат**

Магистерская работа содержит 106 страницы, 40 рисунков, 28 таблицы, 22 источников и 3 приложения.

Ключевые слова: планетарный редуктор, одноступенчатый, передаточное движения, несущая способность зубьев, балансировка, плавный ход, путь трения, математическое моделирование, смазка.

Предмет исследования - одноступенчатый планетарный редуктор с преобразователем движения с измененным профилем зуба и его виртуальное моделирование.

Целью работы является создание механизма - планетарной передачи с преобразователем движения для скважинного поршневого насоса.

Конструкция редуктора была разработана в программе SolidWorks 2016, полученная 3D-модель использовалась для всех остальных исследований.

В ходе работы дан обзор типов и конструкций планетарных передач, проведена патентная экспертиза и даны соответствующие понятия и определения. Теоретическая информация о зубчатых колесах и зубчатых колесах с профилем зуба Новикова, их свойствах, преимуществах и недостатках, а также информация о балансировке роторов были включены в рабочий процесс. Для различных кинематических схем определена схема ступеней редуктора и определена ее трансляция.

Были исследованы потери на трение скольжения и качения в зубчатых парах, а затем определена эффективность трансмиссии. Также была исследована математическая модель системы (редуктор - электродвигатель).

Магистерская работа написана в текстовом редакторе Microsoft Word Standard 2010.

## **Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки**

В данной работе применены следующие термины с соответствующими определениями.

Редуктор (механический) — механизм, передающий и преобразующий крутящий момент, с одной или более механическими передачами.

Эвольвентные, круговые (передача Новикова), циклоидальные (синусоидальные), цевочные (разновидность циклоидальных). В настоящее время ведется активное развитие новых тип передач. Широкое распространение получили волновые редукторы, передачи с промежуточными телами качения.

ПО – программное обеспечение;

SWOT анализ – S-сильные стороны, W-слабые стороны, O-возможности, T- угрозы.

Нормативные ссылки В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

1. ГОСТ 12.0.003 – 2015 ССБТ. «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация».

2. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278 – 03. «Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий».

3. СанПиН 2.2.4.548 – 96. «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений».

4. ГОСТ 30494 – 2011. «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».

5. СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96. «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».

6. СНиП 23 – 05 – 95. «Естественное и искусственное освещение». 9

7. ГОСТ 12.0.002 – 2014. «Система стандартов безопасности труда. Термины и определения».

8. ГОСТ 12.1.019 – 2017 ССБТ. «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты».

9. ГОСТ 12.1.004 – 91 ССБТ. «Пожарная безопасность».

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ .....	12
1. Литературный обзор .....	14
1.1. Планетарный редуктор .....	14
1.2 Планетарно-цевочный редуктор.....	15
1.3 Передача Новикова.....	18
1.3.1 Передача Новикова и эвольвентное зацепление. Основные различия.....	18
1.3 Достоинства и недостатки передач с зацеплением Новикова.....	19
1.4 Технические особенности передачи Новикова.....	20
1.5 Область применения передач Новикова .....	21
1.6 Патентный обзор.....	21
1.6.1 Планетарная передача (патент №2520887).....	22
1.6.2 Зубчатая планетарная передача (патент №2520728).....	23
1.7 Приведём краткий обзор насосов.....	24
1.8 Центробежные насосы для скважины.....	26
2 Объект и методы исследования .....	26
3 Расчеты и аналитика .....	29
3.1 Конструктивная схема .....	29
3.2 Модифицированный зуб Новикова.....	32
3.3 Изучение предлагаемой модификации профиля зуба .....	34
3.4 Проверка равномерного вращения.....	38
3.5 Нагрузочная способность передачи .....	40
3.6 Путь трения.....	45
3.7 Качение зубьев.....	47
3.8 Оценка КПД планетарного редуктора с модифицированным профилем зуба.....	48
3.9 Математическое моделирование планетарной передачи. ....	51
4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	59
4.1 Предпроектный анализ .....	59
4.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования .....	59
4.1.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения .....	60
4.1.3 Диаграмма Исикава .....	63
4.1.4 SWOT – анализ.....	64
4.1.5 Оценка готовности проекта к коммерциализации.....	67
4.2 Инициация проекта .....	69

4.2.1 Цели и результат проекта.....	69
4.2.2 Организационная структура проекта.....	71
4.2.3 Ограничения и допущения проекта .....	71
4.3 Планирование научно-исследовательских работ.....	72
4.3.1 Структура работ в рамках научного исследования.....	72
4.3.2 Определение трудоемкости выполнения работ .....	73
4.4 Бюджет научного исследования.....	76
4.4.1 Расчет материальных затрат НИ.....	77
4.4.2 Основная заработная плата .....	77
4.4.3 Дополнительная заработная плата.....	79
4.4.4 Отчисления на социальные нужды .....	79
4.4.5 Накладные расходы .....	80
4.5 Определение ресурсоэффективности научного исследования .....	81
5 Социальная ответственность .....	87
5.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	88
5.2 Производственная безопасность .....	90
5.3 Анализ выявленных вредных и опасных факторов.....	91
5.3.1 Микроклимат.....	91
5.3.2 Уровень шума на рабочем месте .....	91
5.3.3 Освещенность на рабочем месте .....	91
5.4 Обоснование мероприятий по снижению воздействий показателей микроклимата ....	94
5.5 Экологическая безопасность .....	97
5.6 Безопасность в чрезвычайных ситуациях .....	98
Список использованных источников .....	102
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	104
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	106
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	107

## **ВВЕДЕНИЕ**

### **Обоснование для разработки**

Актуальностью работы является разработка планетарного редуктора с преобразователем движения для скважинного поршневого насос. Планетарный редуктор с преобразователем движения предназначен для использования в приводе поршневого насоса нового типа.

Объектом исследования является планетарная передача и профиль зуба, открытый М.Л. Новикова в 1954 году. Конструкция планетарных редукторов с закругленными профилями шестерен на основе профиля, предложенного Новиковой, - новое решение в разработке редукторов, технологической характеристикой которых является высокая точность вращения.

Предметом исследования является конструктивные особенности планетарного редуктора.

### **Теоретическая значимость результатов ВКР**

Разработана математическая модель планетарного редуктора с преобразователем движения для скважинного поршневого насос.

В данном проекте рассматривается редуктор, который замедляет движение и механизм преобразование этого движения. Это возвратно поступательные движения возвратно. Планетарный редуктор с преобразователем движение предназначен для использования в приводе поршневого насоса нового типа.

В рамках работ необходимо провести кинематические и динамические исследования зубного ряда с выбранным профилем зуба в SolidWorks по выбранной кинематической схеме и геометрическим параметрам.

Для достижения этой цели мы поставили перед собой следующие задачи:

- Проанализировать источники информации для определения основных характеристик коробки передач;
- Создать 3D-модель в SolidWorks и объяснить, как она работает;
- Проанализировать различные возможные кинематические схемы и определить передаточное число;
- Задать размеры колес и шестерен, изменить профиль зуба и убрать наезд;
- Проанализировать плавность передачи.
- Определить КПД редуктора
- Рассчитать допустимую нагрузку на зуб;
- Рассчитать потери на путь трение.
- Определить эффективность передачи;
- Создать математическую модель

### **Практическая ценность**

Поскольку редуктор является предметом теоретических исследований, файлы проекта, разработанные в SolidWorks, можно использовать для создания прототипов, чтобы проверить, отражается ли анализ, представленный в этой диссертации, на реальных устройствах. После проверки реальных характеристик оборудование может быть запатентовано и предложено как технологическое решение для рынка точных зубчатых передач.

## **1. Литературный обзор**

### **1.1. Планетарный редуктор**

Коробка передач - это устройство, входящее в состав приводных механизмов машин и систем. Его основная задача - увеличение крутящих моментов за счет уменьшения угловых скоростей приводного вала. В разных редукторах используются разные типы шестерен - червячные, цепные, зубчатые, а также комбинированные (зубчато-червячные, зубчатые цепные и т. д.).

Основные технические характеристики:

- Мощность;
- Угловые скорости волн;
- Эффективность;
- Передаточное число;
- Количество передач и ступеней.

Планетарный редуктор - один из самых типичных представителей категории механических коробок передач. Конструкция основана на использовании планетарной передачи (отсюда и название устройства), которая преобразует крутящий момент с помощью нескольких шестерен, взаимодействующих с центральной шестерней. Такой редуктор еще называют дифференциалом; он может использовать одну или несколько планетарных шестерен. Сегодня редукторы широко используются во всех сферах промышленности и народного хозяйства. Землеройные, карьерные и дорожно-строительные машины комплектуются специальными и стандартными редукторами. Их можно интегрировать как в гусеничные, так и в традиционные трансмиссии, что обеспечивает высокий дорожный просвет для машин, работающих в сложных условиях.

Устройства, используемые в лесном и сельском хозяйстве (погрузчики, конвейерные ленты, поворотные механизмы, приводы подъемников и т. д.), должны соответствовать самым строгим критериям с точки зрения надежности, эффективности и долговечности. Редукторы для горнодобывающей промышленности и горнодобывающей промышленности отличаются долговечностью и способностью длительное время работать в интенсивном режиме работы. Планетарные передачи широко используются в устройствах и механизмах, передающих очень высокие крутящие моменты. На предприятиях энергетического сектора и на нефтеперерабатывающих заводах шестерни используются в системах отопления, винтовых компрессорах, вентиляторах и генераторах энергии, которые отвечают самым высоким требованиям к долговечности и надежности.

Коробки передач также широко используются в пищевой промышленности, особенно в механизмах, которые реализуют циклы с высоким крутящим моментом на низких скоростях. Это типично для экструдеров, мельниц, спиральных морозильных камер, мешалок и т. д.

## 1.2 Планетарно-цевочный редуктор

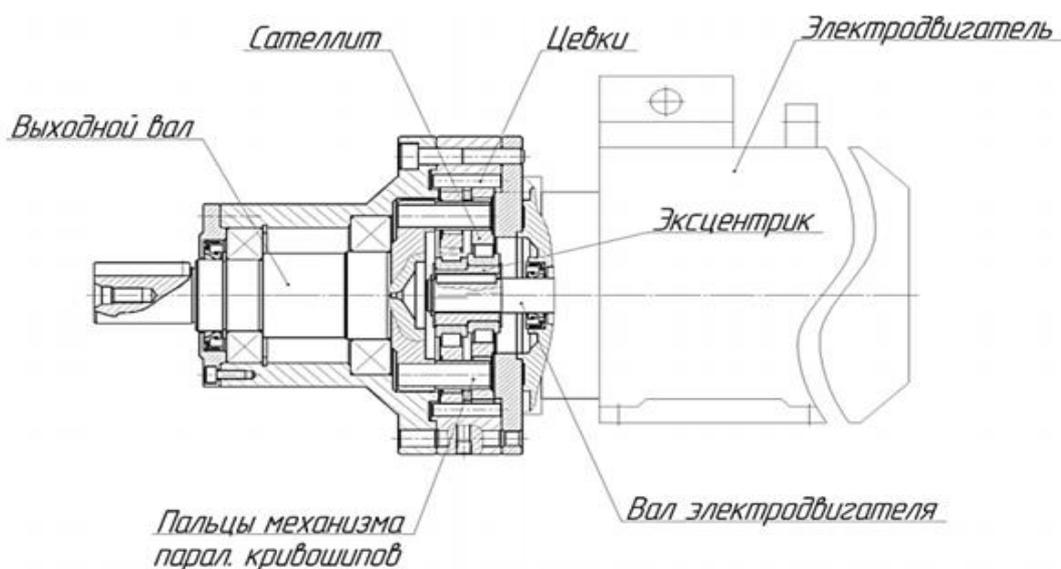


Рисунок 1 – Планетарно-цевочный редуктор

Трансмиссия основана на гениально простом принципе. Вращающийся эксцентрик катит циклоидные диски по внутренней окружности неподвижного зубчатого венца. Результирующее действие аналогично перекатывающему действию шкива на шестерню внутреннего венца. Циклоидный диск движется по часовой стрелке в корпусе заводной головки, в то время как он медленно вращается против часовой стрелки вокруг своей оси. В этой системе циклоидальный профиль диска постепенно входит в зацепление с роликами неподвижной шестерни с внутренним кольцом, чтобы обеспечить обратное вращение на низкой скорости. При каждом полном обороте вала на высокой скорости циклоидный диск вращает одну ступень циклоидной шестерни в противоположном направлении. Обычно количество циклоидных зубьев на диске на единицу меньше количества роликов в корпусе неподвижной коронной шестерни, которое определяет передаточное число редуктора, которое численно равно количеству циклоидных зубьев на диске.

Цветочный редуктор надежен благодаря ключевому фактору - коэффициенту перекрытия шестерен, который составляет 66%. На практике это означает, что 66% зубов циклоидного диска находятся в одновременном контакте в любой момент времени, и хотя точнее называть зубцы циклоидного диска предплюсны, в повседневной жизни можно использовать оба термина. Именно этот факт позволяет нам давать двухлетнюю гарантию на все редукторы с наибольшими ударными перегрузками, которые могут составлять до 500% от номинального крутящего момента, на который была выбрана коробка передач. Любой другой тип трансмиссии имеет коэффициент перекрытия в десять раз меньше, поэтому все производители наиболее известных трансмиссий обычно обеспечивают перегрузочную способность не более 200% от номинального крутящего момента.

По сравнению с редукторами других типов, в которых используются эвольвентные передачи, МКП обладают рядом существенных эксплуатационных преимуществ:

- высокая надежность и долговечность (до 15 лет эксплуатации, 8 часов в сутки при постоянной нагрузке);
- высокая устойчивость к перегрузкам (до 500%);
- низкая инерция и низкий уровень шума (до 70 дБ);
- малые габариты и небольшой относительный вес (от 0,03 до 0,08 кг / Н \* м);
- широкий спектр переводов на одном уровне (от 7 до 119);
- высокий КПД (до 95%);
- отсутствие ограничений по тепловому режиму;
- требуют минимального обслуживания в эксплуатации.

Основные недостатки:

- повышенные требования к точности изготовления и монтажа (для обеспечения сборки планетарных шестерен необходимо соблюдение условия центровки (совпадения геометрических центров колес);
- состояние сборки (сумма зубьев центральных колес кратна количеству сателлитов) и близость (вершины зубцов сателлитов не соприкасаются);
- резкое снижение КПД трансмиссии с увеличением передаточного числа.

Преимущества планетарных передач:

1. Большие кинематические возможности, поскольку планетарный редуктор может выполнять функции редуктора с постоянным передаточным числом (например, с фиксированной ведущей шестерней), редуктора с

последовательным соединением нескольких звеньев, дифференциального механизма для добавления и вычитания смещений.

2. Габаритные размеры и масса редукторов на базе планетарных передач могут быть в 2-4 раза меньше габаритных размеров и веса обычных редукторов. Уменьшение размера и веса объясняется следующими характеристиками:

а) многопоточность - мощность передается из входного канала в выходной канал несколькими параллельными потоками, количество которых равно количеству спутников (например, с четырьмя сателлитами нагрузка на шестерню каждого сателлита в среднем в четыре раза меньше, чем у зубчатой муфты обычной однопоточной передачи, что позволяет уменьшить диаметры солнечного колеса и сателлитов);

б) конструктивная схема планетарной передачи имеет симметричную конструкцию и за счет этой симметрии составляющие нагрузки в шестерне взаимно уравновешены и практически не передаются на подшипники главных звеньев, поэтому эти подшипники могут быть выполнены в небольших размерах.

### **1.3 Передача Новикова**

#### **1.3.1 Передача Новикова и эвольвентное зацепление. Основные различия**

Самый распространенный и распространённый эвольвентный профиль зарекомендовал себя благодаря высокой технологичности его изготовления и заметным эксплуатационным преимуществам перед шестернями с другими профилями зубьев. К его основным преимуществам можно отнести неизменное передаточное число и правильность включения независимо от изменения межосевого расстояния, а также возможность использования эвольвентного зацепления в переключающих передачах.

Однако цилиндрические или конические, планетарные или волнообразные передачи с эвольвентным профилем имеют ряд существенных недостатков: высокие потери на трение, высокую чувствительность к деформации и высокие контактные напряжения в зубцах. Это ограничивает возможность передачи больших крутящих моментов.

### **1.3 Достоинства и недостатки передач с зацеплением Новикова**

Главное конкурентное преимущество коробки передач Новикова - значительно более высокая грузоподъемность. Если твердость рабочей поверхности зубьев не превышает HB 350, то трансмиссия Новикова при прочих равных гарантирует, что нагрузка будет примерно в 2,5 раза больше допустимой для эвольвентной трансмиссии. Следовательно, при той же передаваемой мощности трансмиссия Новикова имеет габариты почти в 2 раза меньше.

Профили зубьев в зацеплении Новикова позволяют использовать более высокие передаточные числа, а смазочная пленка, которая отлично удерживается между контактирующими элементами, увеличивает срок службы зубьев и увеличивает эффективность трансмиссии (потери на трение по Новикову зацепление примерно в 2 раза ниже, чем в передачах с эвольвентным профилем зуба). Из-за точечного контакта зубьев шестерня Новикова не так чувствительна к ошибкам и перекосам при установке. Но у помолвки Новикова есть и свои проблемные места:

- заметная чувствительность и зависимость от изменения межцентрового расстояния;
- при увеличении нагрузки отмечается значительное увеличение осевой составляющей, что приводит к усложнению конструкции опорных подшипниковых узлов;
- при изготовлении шестерни с одной линией зацепления необходимы два специальных резца (один для нарезания зубьев колеса, а другой для

шестерен). Многие ученые согласны с тем, что оба типа трансмиссий все еще имеют значительный потенциал для улучшения и вполне могут сосуществовать в машиностроении в течение многих лет.

#### 1.4 Технические особенности передачи Новикова

Основной задачей конструкторов, работающих над модификацией шестерен, было увеличение их грузоподъемности. Разработанный М.Л.Новиковым оригинальный вариант склеивания поверхностей зубов стал настоящим прорывом в области машиностроения. Идея Новикова заключалась в замене линейного контакта поверхностей зуба точкой контакта. В результате такой подход позволил изменить тип профиля зуба, наблюдаемый при окончательном резании: вместо взаимно искривленных кривых Новиков использовал зубцы, очерченные окружностями радиусов с минимальной разницей в кривизне. При этом один из профилей обычно выпуклый, а второй соответственно вогнутый.

Однако в отдельных случаях зубья шестерни и колеса могут иметь и иной профиль, как показано на рисунок 2 :

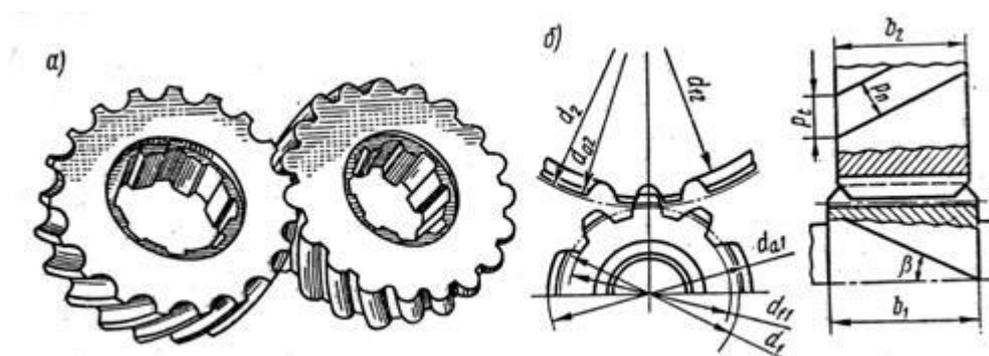


Рисунок 2- Формы зубьев передачи Новикова.

Комбинация таких профилей зубьев позволяет добиться того, чтобы область их контакта при работе перемещалась по профилю, а не располагалась непосредственно по всей линии. В этом случае как скорость движения, так и создаваемый угол давления остаются неизменными. Первоначально Новиков создал вид обязательств с одной линией обязательств, которые, в зависимости

от того, где происходил контакт, могли быть «поляризованными» или «поляризованными». Однако созданная позже трансмиссия с двумя линиями зацепления (преполярная муфта) имеет лучшие эксплуатационные характеристики (более высокая грузоподъемность и технологичность, меньший шум и чувствительность к осевым смещениям). В этом варианте осуществления ножки каждого из колес вогнутые, а головки - выпуклые.

В дополнение к эксплуатационным преимуществам, преимущество зацепления нижней стойки состоит в том, что нарезание зубьев на шестерне и колесе может выполняться всего одним инструментом. Это упрощает технологию работ и повышает их точность.

### **1.5 Область применения передач Новикова**

Как это часто бывало в истории мировой промышленности, изобретение, получившее широкое распространение в народном хозяйстве, изначально предназначалось для нужд военно-промышленного комплекса. Хотя М. Новиковы были авиационными двигателями, разработанная им система зубчатых передач (на Западе ее часто и совершенно необоснованно называют системой Вильбагера-Новикова) помогла решить многие проблемы при конструировании мощных тихоходных тяжелых агрегатов - например, колесниц с вооружением тракторы, тракторы и др.

Шестерни Новикова получили более широкое распространение в общей редукторной промышленности, в основном в СССР и образовавшихся впоследствии постсоветских государствах. Однако в целом производство коробок передач, в которых применялась трансмиссия Новикова, в 60-70-е годы прошлого века было налажено в 49 странах мира.

### **1.6 Патентный обзор**

Чтобы получить признание рынка для нового устройства, необходимо определить рыночные требования и тенденции, оценив, что разработали конкуренты. Патентные исследования играют важную роль в повышении

конкурентоспособности машиностроительного сектора. Эта версия патента также необходима, чтобы помочь дизайнеру принимать решения при создании, разработке и продаже продукта.

### **1.6.1 Планетарная передача (патент №2520887)**

Изобретение относится к машиностроению, в частности к скоростным трансмиссиям с малой нагрузкой, рисунок 3. Трансмиссия содержит главный кулачок (1), два сателлита (2) с внешними зубьями, неподвижное центральное колесо (3) с зубьями. внутренний, ведомый вал (4) и механизм устранения движения сателлитов, состоящий из двух безопорных дисков (6) с отверстиями, в которых установлены резиновые втулки (7, 8), собачки (5) ведомого вала и язычки (9), сателлиты установлены с натягом. Половина резиновых втулок (7) снабжена посадкой с натягом на пальцы сателлита (2), вторая (8) - на пальцы (5) ведомого вала (4). Радиальное смещение каждого спутника (2) значение расстояния между валами трансмиссии получается суммированием деформации резиновых втулок (7), установленных на штифтах (9) сателлитов, и радиального перемещения неподдерживаемых дисков (6) из-за деформации резиновые втулки (8) на штифтах ведомого вала (4).

Установленные на отверстиях неподдерживаемых дисков (6) и на штифтах (9, 5), резиновые втулки (7, 8) поглощают ударные нагрузки во время передача сил и движения, снижение уровня шума.

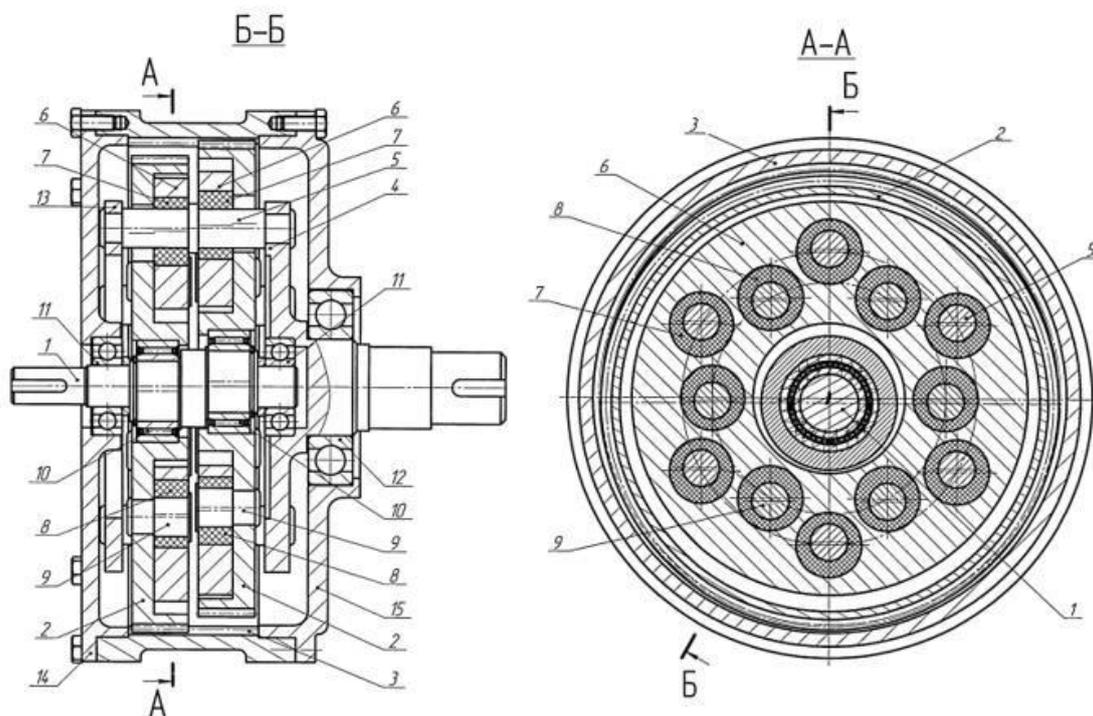


Рисунок 3 – Схема планетарной передачи.

### 1.6.2 Зубчатая планетарная передача (патент №2520728)

Изобретение относится к механическому строительству и может быть использовано во всех отраслях народного хозяйства, рисунок 4. Планетарный редуктор содержит эксцентриковую опору (1), сателлит (2) с отверстиями, неподвижное центральное колесо (3), щеку (4) жестко соединен с тихоходным валом (5), пальцы (6) вбиты в отверстия щек (4). На каждом штифте установлены две стальные втулки (7), одна пластиковая втулка (8) и одна стальная втулка (9). Стальные втулки (7) устанавливаются на ось (6) с зазором. Наружный диаметр стальной втулки (9) меньше диаметра отверстия в сателлите (2) на удвоенное межосевое расстояние трансмиссии.

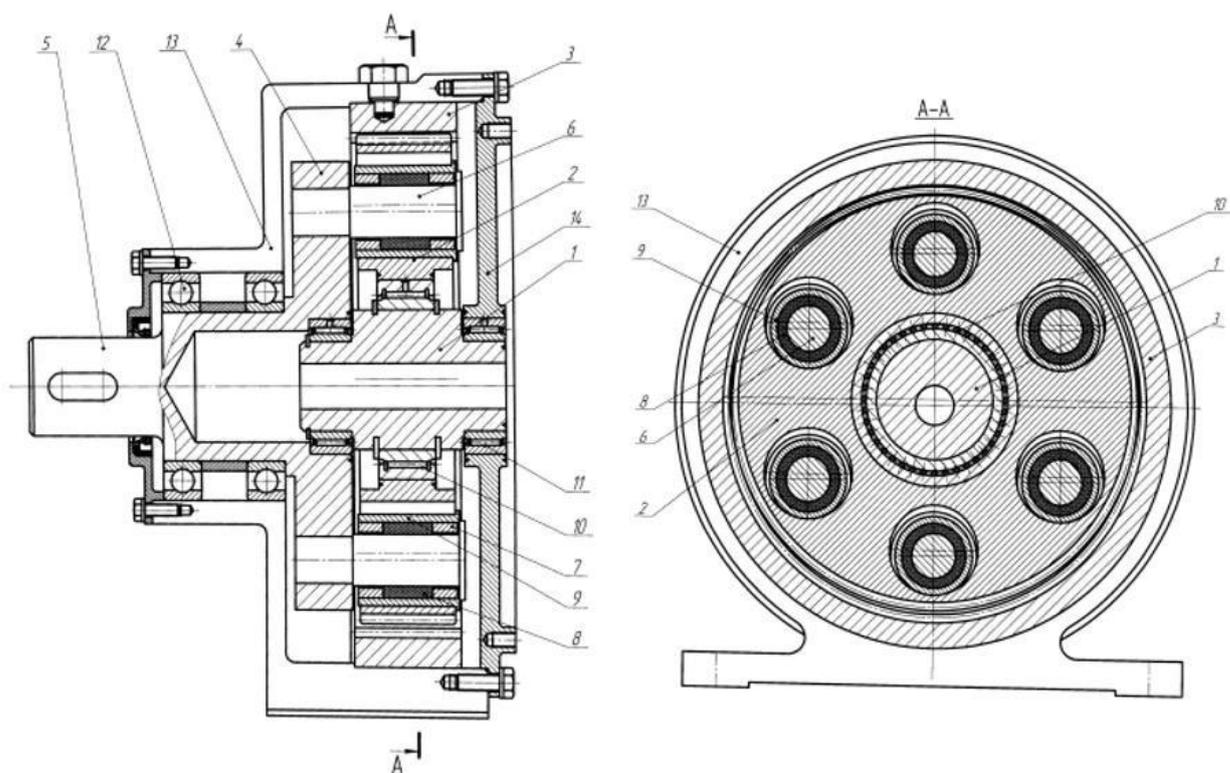


Рисунок 4 – Зубчатой планетарной передачи

### 1.7 Приведём краткий обзор насосов

Насосы - это устройства, которые в основном перемещают жидкости под давлением с передачей энергии. Насосы обычно поставляются с однородными жидкостями (вода, нефтепродукты), но также можно перекачивать двухфазные жидкости и газы.

По принципу действия насосы делятся на динамические и поршневые (поршневые). В динамических насосах жидкость перемещается под действием силы в камере постоянного объема, которая соединена с устройствами ввода и вывода. В поршневых насосах прямого вытеснения жидкость перемещается путем всасывания и вытеснения жидкости из-за циклического изменения объема в рабочих пространствах при движении поршней, мембран и пластин.

Пластинчатые и струйные насосы являются динамическими, а поршневые и роторные - возвратно-поступательными.

Центробежные насосы - самый популярный и часто используемый тип насосов для перекачивания жидкостей. Проще говоря, это насос, который использует вращающееся рабочее колесо для перемещения воды или других жидкостей за счет центробежной силы. Это бесспорный выбор насосов, особенно для перекачки жидкости из одного места в другое в различных отраслях промышленности, включая сельское хозяйство, коммунальные услуги (отходы водоснабжения и водоочистки), промышленность, электростанции, нефть, горнодобывающая промышленность, химическая промышленность, фармацевтика и многие другие. более. Отрасли. Центробежные насосы полезны, потому что они, как правило, могут перекачивать большие объемы жидкости, обеспечивать очень высокие скорости потока (которые могут варьироваться в зависимости от изменений динамического полного напора (TDH) конкретной системы трубопроводов) и имеют возможность регулировать свои скорости потока в соответствии с к широкому ассортименту.

Центробежные насосы обычно предназначены для перекачивания жидкостей с относительно низкой вязкостью, таких как вода или легкая нефть. Более вязкие жидкости, например 10 или 20 масс. масла при температуре 68-70 градусов по Фаренгейту требуют дополнительной мощности для привода центробежных насосов. Для вязких жидкостей свыше 30 мас. масла, поршневые насосы предпочтительнее центробежных насосов для снижения затрат на электроэнергию. Корпус насоса ЦНС секционного типа состоит из отдельных секций, количество которых равно количеству ступеней минус одна, так как одно колесо расположено в передней крышке. Уплотнение между секциями обеспечивается резиновыми прокладками. Секционная конструкция корпуса насоса позволяет увеличивать или уменьшать

количество секций и тем самым увеличивать или уменьшать напор без изменения расхода.

Электродвигатель в центробежном насосном устройстве играет роль приводного элемента. Часть внутренней конструкции центробежного насоса, в которой расположен приводной двигатель, тщательно герметизирована, что необходимо для защиты агрегата от контакта с перекачиваемой жидкой средой.

### **1.8 Центробежные насосы для скважины**

Все центробежные насосы для скважин работают по схожему принципу - кинетическая энергия, генерируемая вращением крыльчатки, передается лопастям на частицах вещества. За счет действия центробежной силы вся жидкость в районе рабочего колеса попадает в корпус насоса, а новая попадает на свое место под давлением. Прохождение жидкости происходит за счет постоянного вращения колеса: вода (или любая другая жидкость) прижимается к стенкам корпуса насоса, а затем выталкивается в специальное выходное отверстие.

Давление на входе в насос падает, а на крыльчатке достигает довольно высоких значений. Главная особенность центробежного насоса в том, что жидкость в нем непрерывно перекачивается.

## **2 Объект и методы исследования**

Объектом исследования является планетарный редуктор с преобразователем движения для поршневого насоса.

Предметом исследования являются конструктивные особенности планетарного редуктора.

### **Цели проводимой работы**

Создание и исследование планетарного редуктора с преобразователем движения для получения качательного движения для поршневого насоса.

### **Основное содержание работы**

Создание и анализ математической модели с целью исследования работы планетарного редуктора и выявление оптимальных параметров узлов редуктора и зуба.

### **Методы исследования**

В качестве метода исследования выбран расчетный метод. Этот метод включает в себя теоретическое исследование, что позволяет точно оценивать и анализировать полученные данные.

Расчетный метод будем использовать, как в ключе расчетов, производимых вручную, так и в математических программах.

### **Постановка задачи**

- Литературный обзор редукторов;
- Рассмотреть стандартные конструкции современных планетарный редукторов: функционал, особенности движения составных частей конструкции;
- Рассмотреть предложения рынка современных редукторов, выявить достоинства и недостатки;
- Разработка технического задания на выполнение научно-исследовательской работы;
- Разработка принципиальной схемы планетарного редуктора для поршневого насоса.
- Разработка конструкции планетарного редуктора с преобразователем движения.
- Построение математической модели планетарного редуктора с преобразователем движения.
- Теоретическое исследование характеристик планетарного редуктора с преобразователем движения.

Основной целью этого исследования было создать механизм, планетарного редуктора с преобразователем движения для поршневого насоса.

### **Описание использованного программного обеспечения**

Для проведения исследований использовались программные пакеты такие как Matlab и SolidWorks.

Разработка математической модели планетарного редуктора и ее теоретическое исследование проводились в программном пакете Matlab.

Разработка твердотельной модели с помощью программной обеспечений SolidWorks 2016, по разработанной математической модели, и её дальнейшие исследования проводились в SolidWorks Simulation.

### 3 Расчеты и аналитика

#### 3.1 Конструктивная схема

В этой конструкции рассматривается изменение, замедляющее движение, и механизм преобразования этого движения, совершающий возвратно-поступательное движение. Планетарный редуктор с преобразователем движения предназначен для использования в приводе поршневого насоса нового типа. Планетарный редуктор с преобразователем хода, состоящий из электродвигателя и двуплечного рычага.

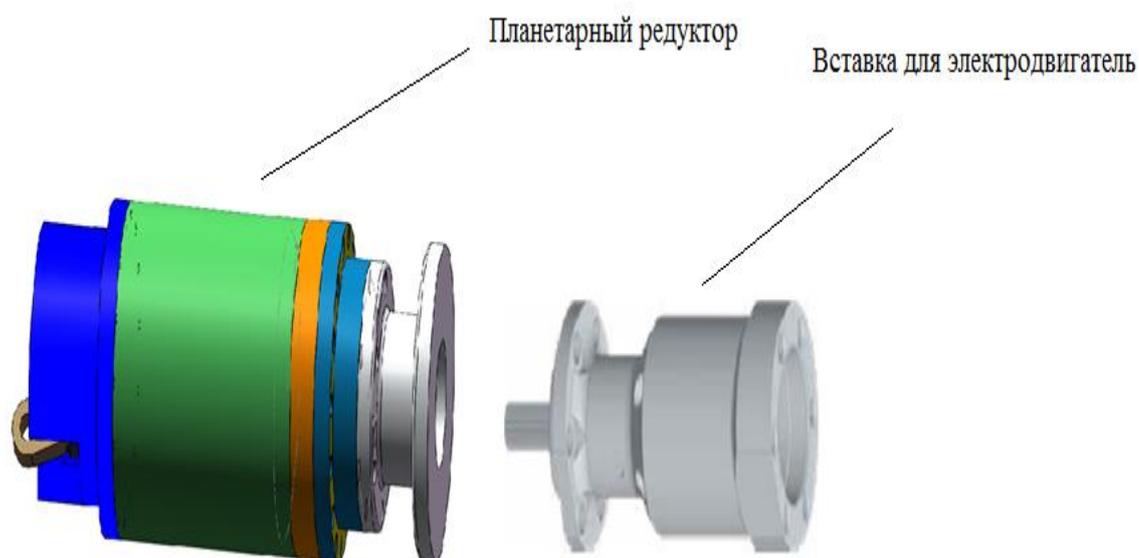


Рисунок 5 – Сборка планетарная редуктора - вставка электродвигатель

Из элементов, показанных на рисунок 5, детально разработаны только компоненты планетарного редуктора и преобразователи движения. Выбор двигателя производился по каталогам производителей, о которых мы поговорим позже. Электродвигатели они специально разработаны для скважин, это надежные и хорошо отработанные насосы. Спецификации были установлены для конструкции коробки передач, в том числе была достигнута компактная конструкция с максимально возможным передаточным числом и что она преобразует движение. Таким образом, это механизм, который уменьшает, то есть изменяет количество оборотов, что точно деформирует

выход, то есть преобразует это вращательное движение в такое качательное движение. На рисунке 6 указано планетарного редуктора в разрезе

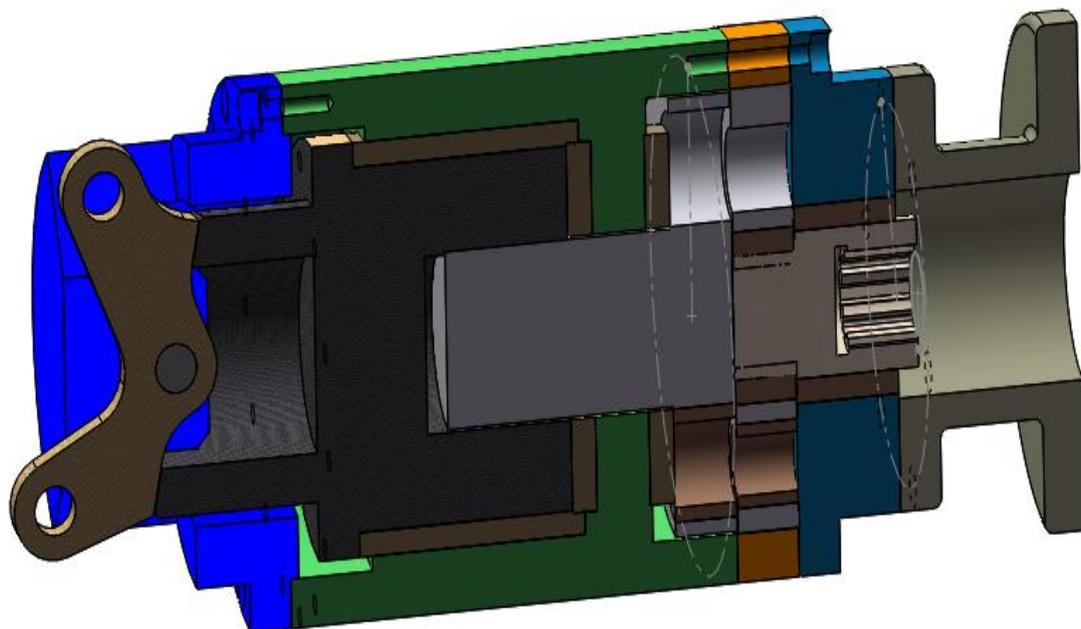


Рисунок 6 - Планетарного редуктора в разрезе

Для того, что он служит, он служит для привода детали в этом насосе. Это качательное движение в этом насосе в кинематике будет преобразовано в возвратно-поступательное движение для поршневого насоса.

Принцип работы поршневого насоса заключается в том, что поршень, совершая возвратно-поступательное движение и двигаясь в одном направлении, создает в цилиндре вакуум (всасывающий клапан открывается и вода поступает в цилиндр из-за разности давлений), двигаясь в обратном направлении, поршень давит на жидкость, создавая давление, всасывающий клапан закрывается, выпускной клапан открывается, и жидкость выталкивается в нагнетательную линию.

Рассмотрим особенности этого механизма. Электродвигатель, который присоединяется к редуктору следующий параметров:

Электродвигатель имеет 1500 оборотов в минуту. С помощью коробки передач это вращение уменьшает передаточное отношение планетарной коробки передач на 30, поэтому она совершает 1,08 оборота за секунды, то есть вращается медленно. Этот медленный вращения передается на механизм датчика движения, поэтому колебание происходит только одно колебание в секунду. На входном звене этого рычага устанавливается максимальная нагрузка как на одно плечо, так и на другое одновременно.

Двигатели предназначены для работы в формовочной жидкости (смесь нефти, попутной воды и попутного газа) с температурой окружающей среды до 110 ° С, содержащей механические примеси в перекачиваемой жидкости (с относительной твердостью частиц не более 5 баллов). по шкале Мооса) - не более 0,5 г / л; Сероводород - для нормальной работы - не более 0,01 г / л; для коррозионностойкого исполнения - не более 1,25 г / л; свободный газ (по объему) - не более 50%; гидростатическое давление в районе электродвигателя не более 25 МПа (250 кгс / см<sup>2</sup>).

На рисунке 7 показан вид в разобранном виде планетарной редуктора, можно увидеть более подробно компоненты

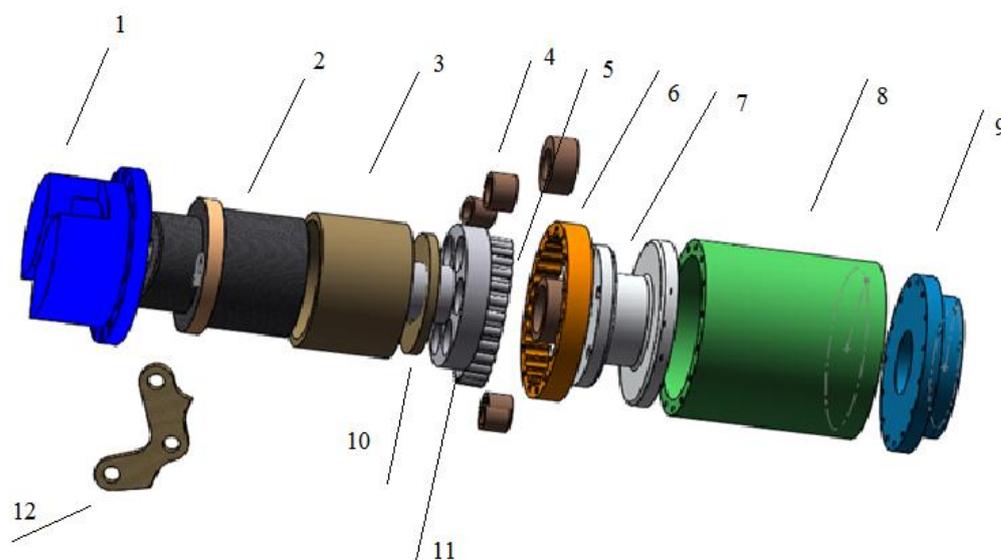


Рисунок 7 – Вид с разнесением элементов.

1- Корпус качалка; 2-Вал кривошипа; 3- Втулка подшипник; 4- Подшипник входной; 5- Шестерня; 6 - Колесо; 7 – Переходник; 8- Корпус; 9- Корпус планетарный редуктора; 10 – Диск подшипник; 11 - Подшипник выходной; 12- качалка; 13 – Подшипник эксцентрик; 14- Подшипник шестерни.

Следующим особенной местом является подшипники, на входных ступенях везде скоростей движения очень малые. Поэтому место подшипники мы принимаем просто бронзовые втулки. Для уменьшения габарита мы применяли подшипники скольжения.

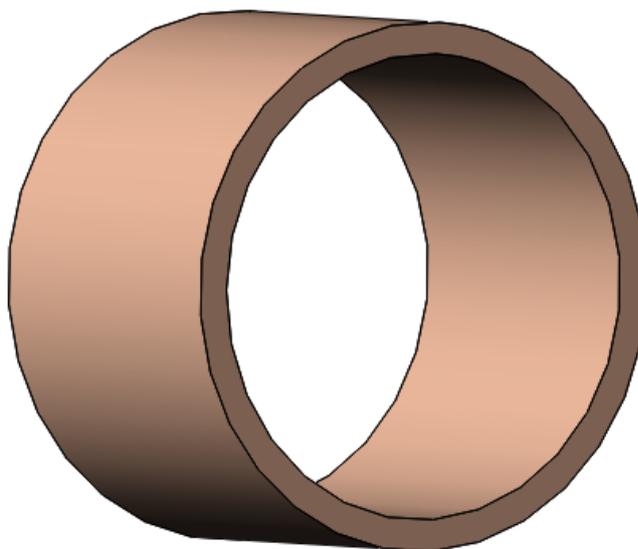


Рисунок 8 – Втулка

### **3.2 Модифицированный зуб Новикова**

Развитие профиля зубьев шестерен и шестерен, исследуемых в данной работе, будет основано на профиле, запатентованном М.Л.Новиковым (1915-1957). Выбор профиля Новикова в качестве эталона был обусловлен его положительными характеристиками, полученными от этого типа шестерен, например: Трансмиссия Новикова обеспечивает передачу нагрузки вдвое (и более) допустимой для эвольвентной трансмиссии с аналогичными

параметрами. Следовательно, при той же передаваемой мощности трансмиссия Новикова вдвое компактнее эвольвентной трансмиссии.

Профили зубьев в зацеплении Новикова позволяют использовать более высокие передаточные числа, а смазочная пленка, идеально прилегающая между контактирующими элементами, увеличивает срок службы зубьев и снижает потери на трение, которые в зацеплении Новикова примерно в 2 раза ниже, чем у в передачах с эвольвентным профилем зуба. Это положительно сказывается на эффективности передачи.

На рисунке 9 и 10 показаны параметры для получения профиля зуба Новикова.

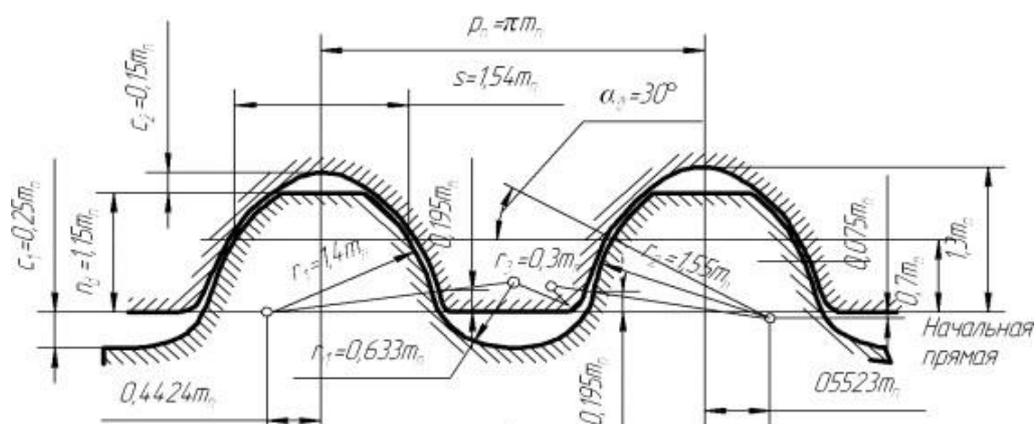


Рисунок 9 - Исходный контур зубьев шестерни и колеса для передачи Новикова с одной линией зацепления

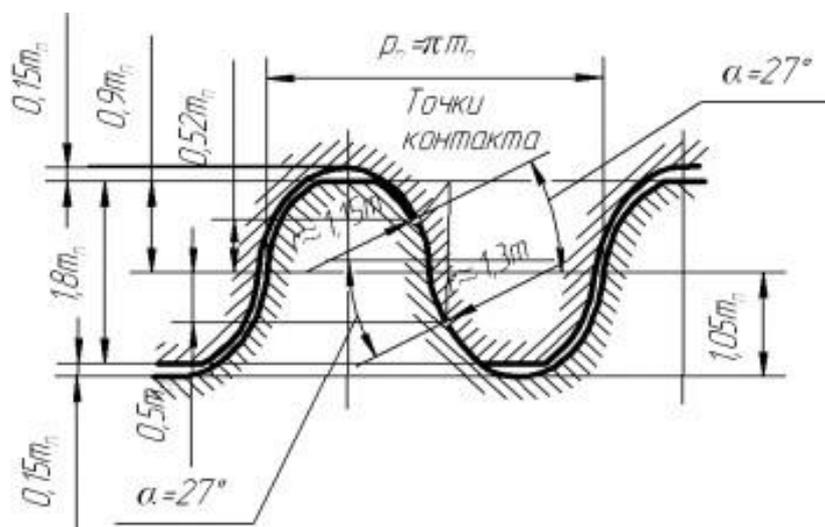


Рисунок 10 - Исходный контур зубьев шестерни и колеса для передачи Новикова с двумя линиями зацепления

Зубья шестерен Новикова косые с нормальным профилем, выполненным по дугам окружности. В основном существует два типа этих шестерен: профиль зубьев шестерни выпуклый и профиль зубьев шестерни вогнутый, рисунок 9; профиль зубьев шестерни и колеса выпукло-вогнутый, рисунок 10.

В случае ведущей шестерни полюсная передача намного технологичнее полюсной (диаметр и вес колеса меньше, при необходимости диаметр вала шестерни можно увеличить), поэтому шестерни Новикова с одна линия взаимодействия, наиболее распространенной является выполнение. В шестернях Новикова с выпуклым профилем зуба одного колеса и вогнутым профилем зуба другого одна линия зацепления (контакт сопряженных зубьев теоретически в одной точке), а в колесах с выпукло-вогнутым профилем шестерен и шестерен есть две линии взаимодействия.

### 3.3 Изучение предлагаемой модификации профиля зуба

Как упоминалось ранее, характеристики трансмиссии, полученные с использованием зубчатой передачи Новикова, идеально соответствовали бы требованиям трансмиссии, разработанной в этой работе. Однако анализ рисунков 9 и 10 показывает степень сложности получения профилей

Новикова. Его сложная геометрия имеет разные радиусы, межцентровые расстояния с геометрическими ориентирами, которые трудно получить.

Рассмотрим новые профили зубьев для планетарного кинематического редуктора (рисунок 11).

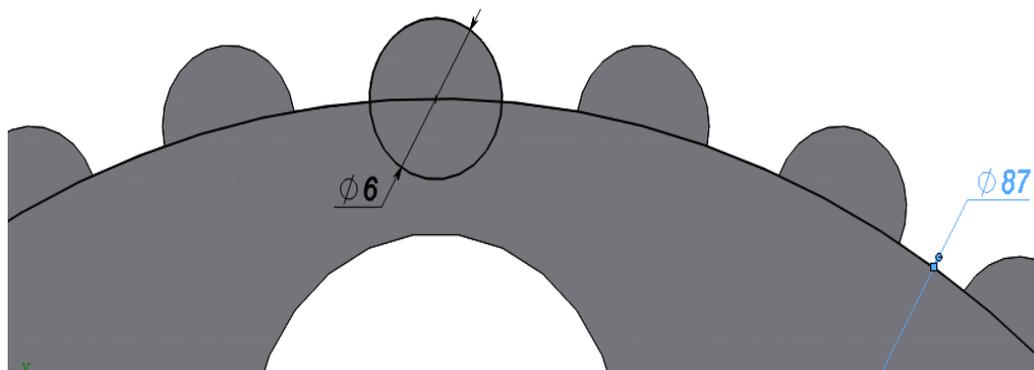


Рис 11 - Модифицированный зуб шестерни

На рисунке 11 видно, что профиль нового зуба представлен в виде полусферы с  $r = 3$  мм и небольшой технологической скруглениями у основания зуба.

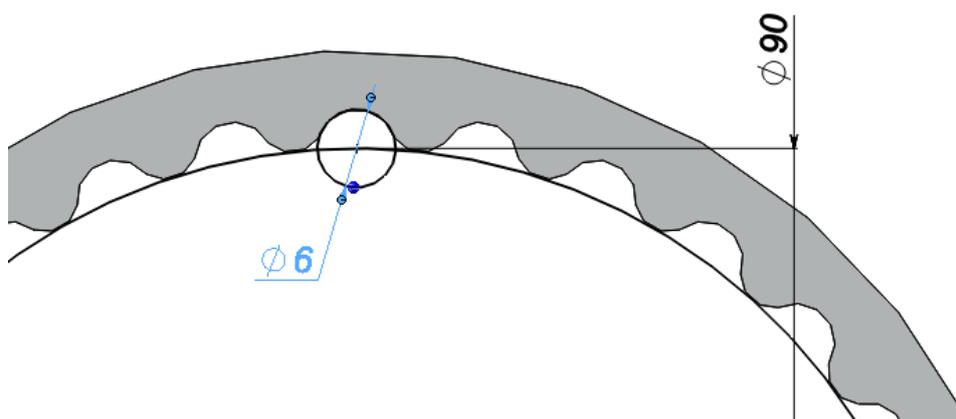


Рисунок 12 - Первая модификация профиля зуба колеса

На рисунке 12 мы видим модифицированный профиль зуба колеса. Здесь впадины точно повторяют геометрию зуба шестерни, что упрощает

изготовление элементов передачи, но в таком виде передача работать не будет, так как она не соберется (рисунок 13).

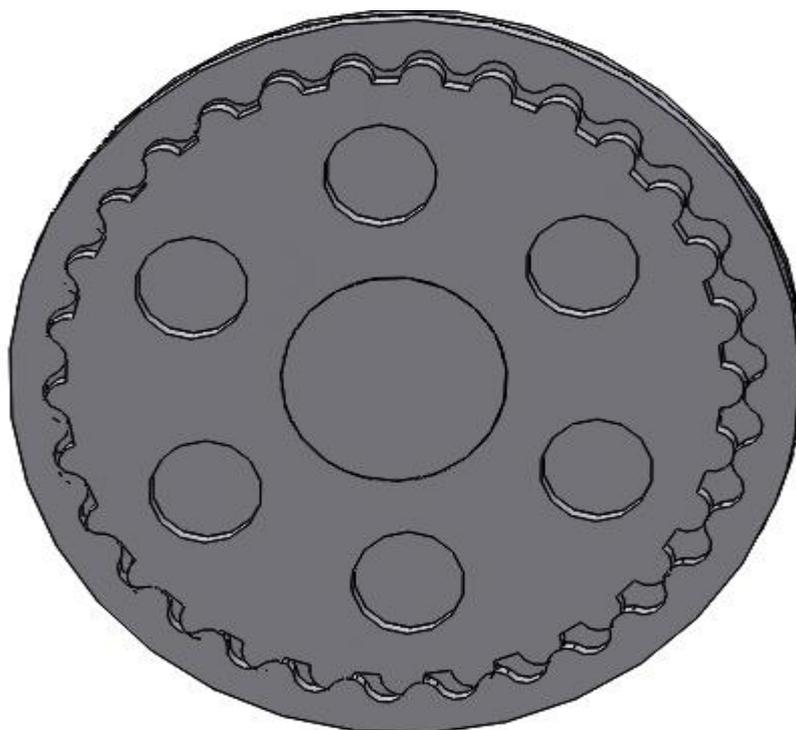


Рисунок 13 - Сборка планетарного редуктора

На рисунке 13 все зубья шестерни пронумерованы, и из рисунка видно, что почти все зубья перекрываются в положении «0» шестерни. Перенос не работает в этой форме, и изменение необходимо продолжить. Чтобы избавиться от помех, необходимо проработать участки зубов, где есть нахлест. Поэтому мы будем закруглять углы зубьев колеса и разрезать по хорде галтеля и проверять сборку на натяг.

Сделаем небольшое исследование, в котором изменим окружность обрезания зуба ( $\delta$ , мм), радиус кривизны зуба ( $r_c$ , мм) и наличие и размер нежелательного натяга, а также угол окружность зуба (Таблица 1).

Таблица 1- Исследование параметров зуба

$\delta$ , мм	$r_c$ , мм	$\alpha$ , град	$\max$ , интерференция, мм <sup>3</sup>
0	0,5	84	2,52

Продолжение таблицы 1.

0,1	0,5	83,2	1,92
0,2	0,5	82,3	1,37
0,3	0,5	81,5	0,92
0,4	0,5	80,6	0,54
0	0,8	80,2	1,17
0,1	0,8	79,4	0,7
0,2	0,8	78,6	0,35
0,3	0,8	77,9	0,11
0,4	0,8	77,1	0,0029
0	1	78	0,68
0,1	1	77,2	0,3
0,2	1	76,5	0,07
0,3	1	75,7	0
0,4	1	75	0

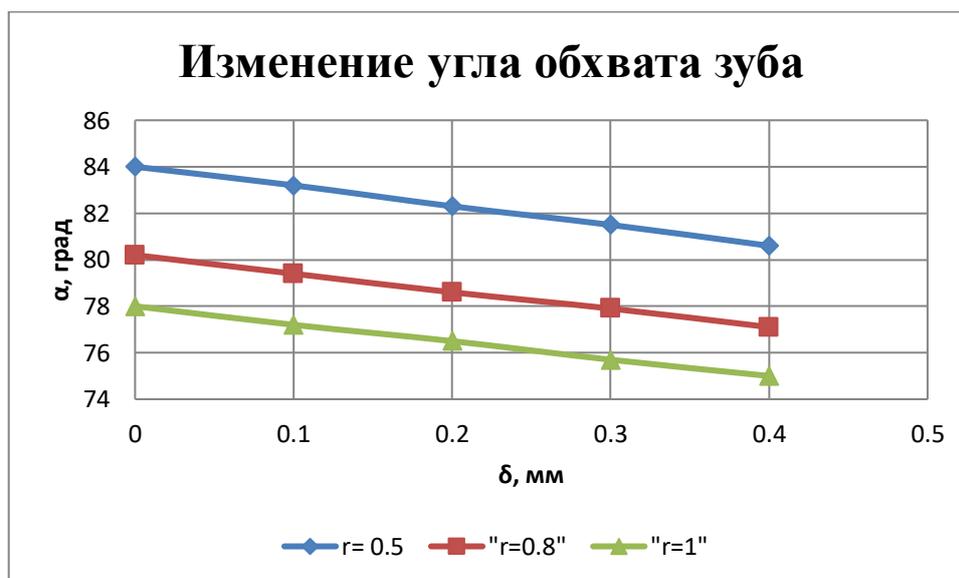


Рисунок 14 - График изменения угла обхвата зуба

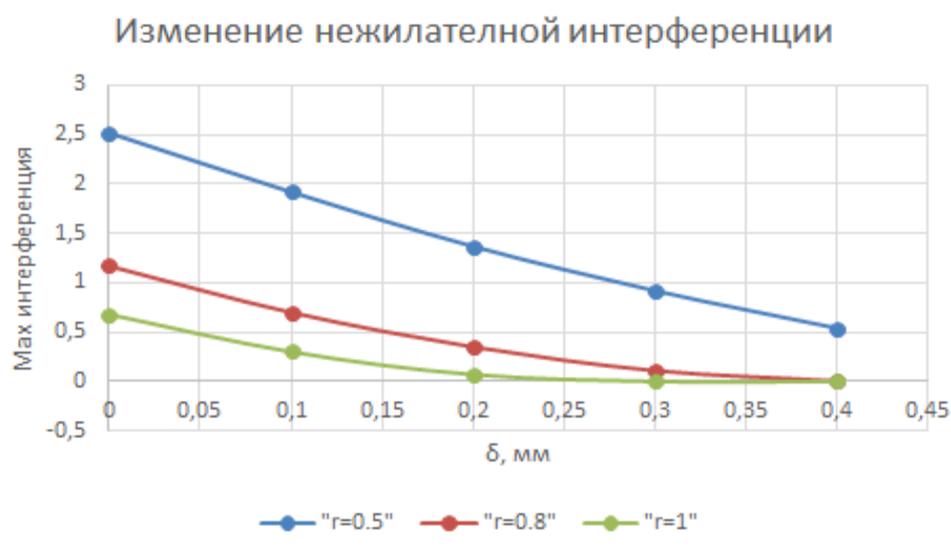


Рисунок 15 - График изменения нежелательной интерференции

На рисунках 14 и 15 показано, как изменяется угол наклона зуба и величина нежелательного натяга при изменении радиуса скругления зуба колеса (с последующей обрезкой по хорде скругления) и степени обрезки зуба колеса  $\delta$ .

Увеличение радиуса скругления и подрезания зуба колеса дает нам уменьшение нежелательного натяга (в результате мы получаем пару чисел, при которой натяг равен нулю) и уменьшает угол намотки зуба.

### 3.4 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,

$$\varphi_1 = \frac{360}{z_1} = \frac{360}{30} = 12 \quad (1)$$

$$\varphi_2 = \frac{360}{z_2} = \frac{360}{29} = 12,4 \quad (2)$$

$\varphi_1$  – угол, на который повернется шестерня за один полный оборот вала-эксцентрика.

$\varphi_2$  – угол, на который повернется колесо за один полный оборот вала-эксцентрика.

Разделим  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  на 10 равных частей, чтобы получить множество точек для построения графиков. Для проведения исследований воспользуемся программным обеспечением SolidWorks.

Проведем исследования на проверку плавности хода. Для этого будем поворачивать вал-эксцентрик и колесо на  $\varphi_1/10$  и  $\varphi_2/10$  соответственно (таблица 2).

Таблица 2- Плавность хода

$\varphi_1$ , град	$\varphi_2$ , град	Интерференция, мм <sup>3</sup>
1,3	0,08	0
3,2	0,17	0
4,8	0,31	0
5,2	0,39	0
8,7	0,51	0
9,8	0,62	0
11,3	0,74	0
12,7	0,83	0
15,4	0,87	0
18,42	0,92	0

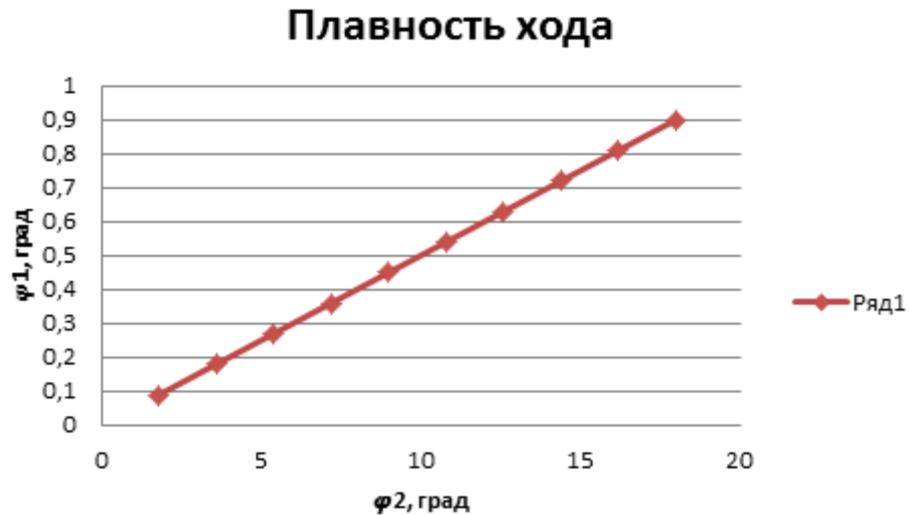


Рисунок 16- Оценка плавности хода.

График на рисунке 16 показывает, что планетарного редуктора работает плавно, при повороте на выбранный угол интерференция не возникает

### 3.5 Нагрузочная способность передачи

После мы убедились, что планетарная передача совершает «равномерное вращение» без учета нагрузки. Мы проведем следующее исследование, которое будет заключаться в проверке коробки передач на воспринимаемую нагрузку. Для этого повернем эксцентриковый вал на и колесо, чтобы зафиксировать значения натяга на зубьях.

Для начала нагрузим колесо = 0.005 и измерим возникающую интерференцию на зубьях

Таблица 3 – Интерференция при нагрузки 0.005

№	Угол эксцентрика $\varphi_{\text{э}}/10$	Угол колеса ( $\Delta\varphi_{\text{К}}$ + $\varphi_{\text{К}})/10$	Интерференция, ммЗ		
			"0" зуб	"1" зуб	$\Sigma$
0	0	-0,005	0,02	0	0,02
1	1,22	0,037759	0,02	0	0,02
2	2,58	0,080517	0,01	0	0,01
3	3,62	0,123276	0,0047	0	0,0047

Продолжение таблицы 3.

4	4,86	0,166034	0,0014	0	0,0014
5	6,25	0,208793	0,0001	0,00025	0,00042
6	7,44	0,251552	0	0,0011	0,0011
7	8,68	0,29431	0	0,0035	0,0035
8	9,92	0,337069	0	0,01	0,01
9	11,12	0,379827	0	0,02	0,02
10	12,	0,422586	0	0,02	0,02

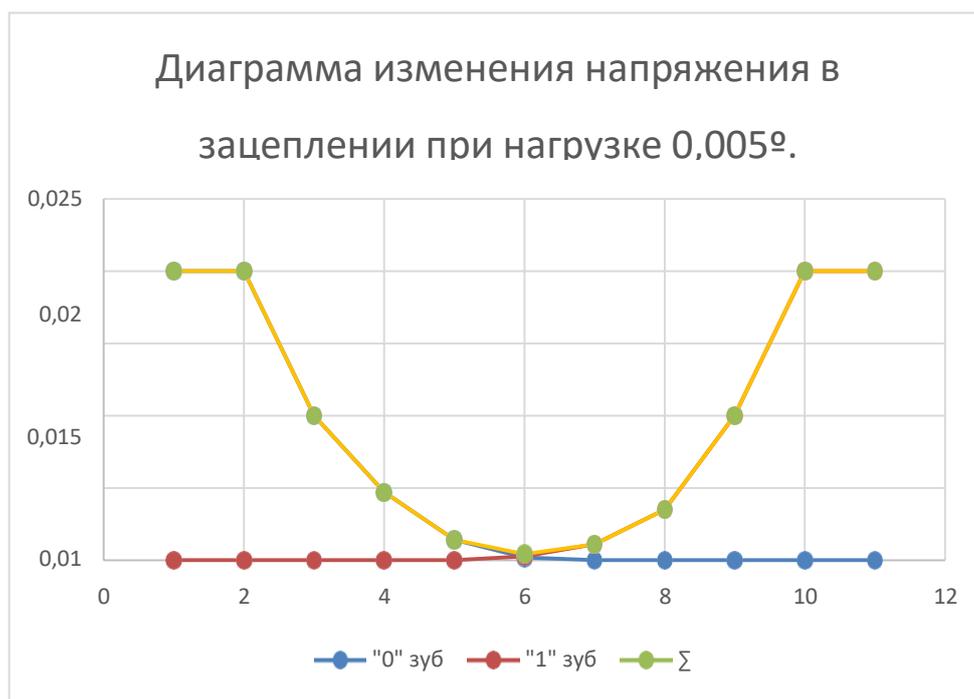


Рисунок 17 - Диаграмма изменения напряжения в зацеплении при нагрузке 0,005°.

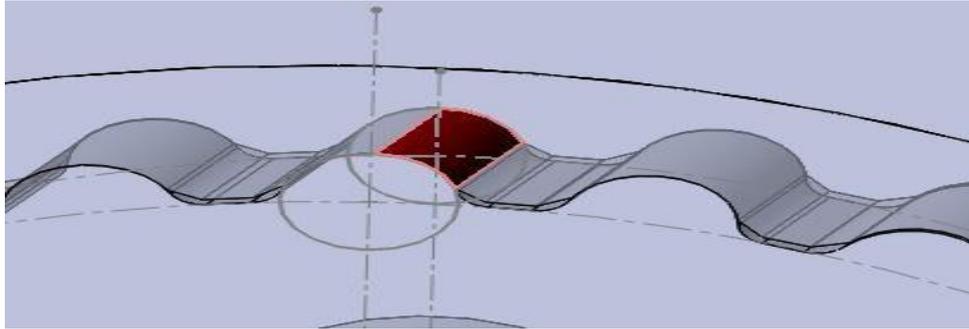


Рисунок 18 - Нагружен только «0» зуб.

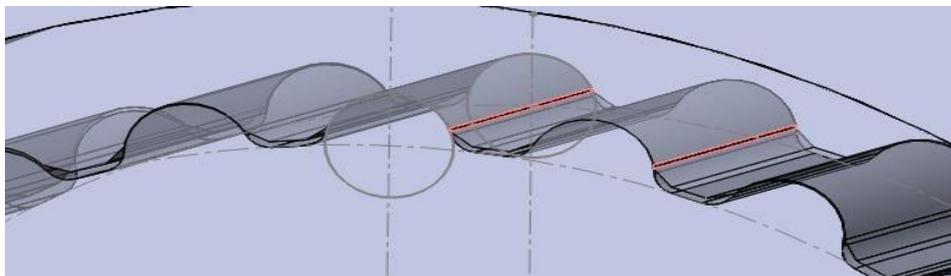


Рисунок 19 - Переходный процесс.

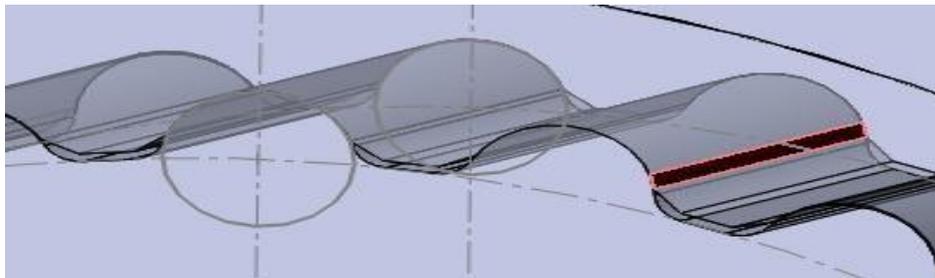


Рисунок 20 - Нагружен только «1» зуб.

При нагрузке  $= 0.01$  мы можем увидеть на рисунок 21 что в тот момент когда «0» зуб еще не вышел из зацепления «1» уже вошел.

Таблица 4 – Интерференция при нагрузке = 0.01 .

№	Угол эксцентрика $\varphi_{\text{э}}/10$	Угол колеса $(\Delta\varphi_{\text{К}} + \varphi_{\text{К}})/10$	Интерференция, ммЗ		
			"0" зуб	"1" зуб	$\Sigma$
0	0	-0,01	0,04	0	0,04
1	1,24	0,0327586	0,04	0	0,04
2	2,48	0,0755172	0,03	0,00012	0,03012
3	3,72	0,1182758	0,02	0,00082	0,02082
4	4,96	0,1610344	0,01	0,0021	0,0121
5	6,2	0,203793	0,005	0,0045	0,0095
6	7,44	0,2465516	0,001	0,01	0,011
7	8,68	0,2893102	0,0029	0,02	0,02029
8	9,92	0,3320688	0	0,03	0,03
9	11,16	0,3748274	0	0,035	0,035
10	12,4	0,417586	0	0,04	0,04

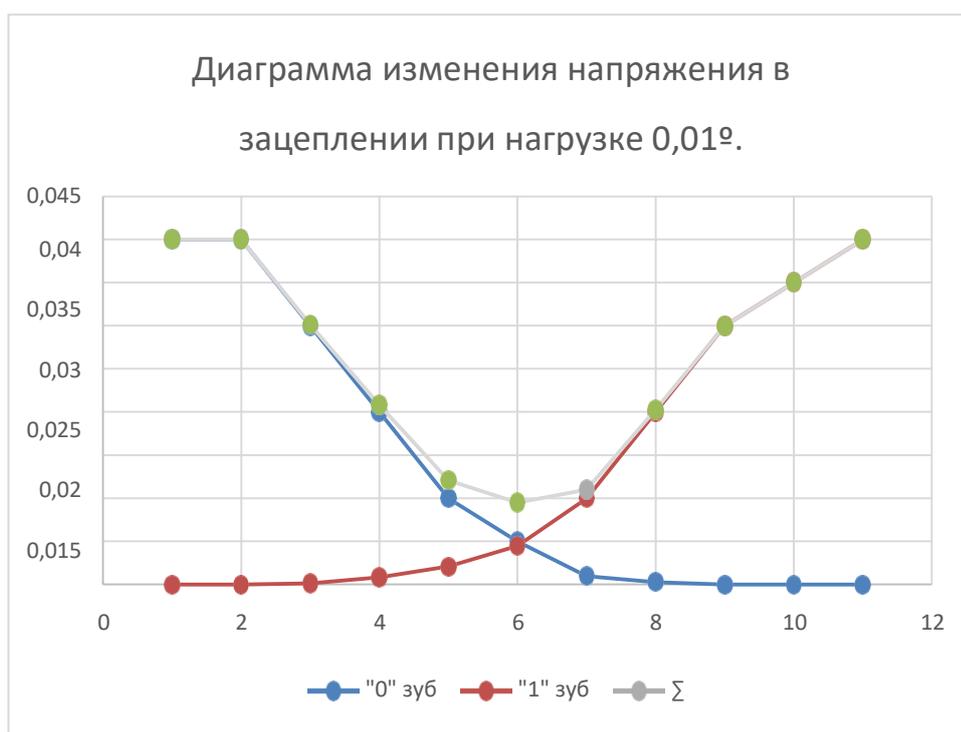


Рисунок 21 - Диаграмма изменения напряжения в зацеплении при нагрузке 0,01°.

В этом исследовании мы должны убедиться, что нагрузка воспринимается равномерно, без каких-либо изменений импульса. Для этого нагрузка должна быть такой, чтобы в сетке находилось несколько пар зубьев.

Таблица 5 – Интерференция при нагрузке = 0.05°

	Угол эксцентрика $\varphi_{э}/10$	Угол колеса $(\Delta\varphi_K + \varphi_K)/10$	Интерференция, ммЗ					$\Sigma$
			"-1" зуб	"0" зуб	"1" зуб	"2" зуб	"3" зуб	
0	0	-0,05	0,03	0,2	0,04	0,00085	0	0,27085
1	1,24	-0,00724	0,02	0,19	0,05	0,0018	0	0,2618
2	2,48	0,035517	0,01	0,19	0,07	0,0032	0	0,2732
3	3,72	0,078276	0,01	0,17	0,09	0,01	0	0,28
4	4,96	0,121034	0,0023	0,16	0,11	0,01	0	0,2823
5	6,2	0,163793	0,00017	0,14	0,13	0,01	0	0,28017
6	7,44	0,206552	0	0,11	0,15	0,01	0	0,27
7	8,68	0,24931	0	0,09	0,17	0,02	0	0,28
8	9,92	0,292069	0	0,07	0,18	0,02	0	0,27
9	11,16	0,334827	0	0,05	0,19	0,03	0,000054	0,270054
10	12,4	0,377586	0	0,04	0,2	0,04	0,0006	0,2806

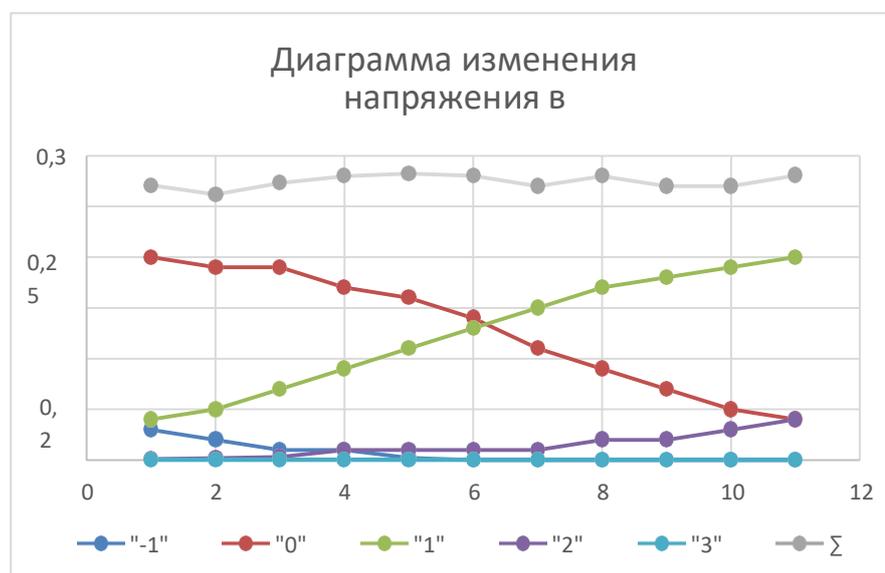


Рисунок 22 - Диаграмма изменения напряжения в зацеплении при нагрузке 0,01°.

По таблице 5 и диаграмме рисунок 22 видно, что нагрузку воспринимает сразу 5 зубьев.

### 3.6 Путь трения

Как известно, трение присутствует в любой паре соприкасающихся тел. Точно так же есть трение в шестерне. В зоне контакта двух зубьев наблюдается трение двух типов: трение скольжения и трение качения. Рассмотрим трение скольжения, возникающее в шестерне волнового кинематического редуктора. Для этого повернем эксцентриковый вал на  $1/10$ , а колесо на  $\varphi 2 / 10$ . По мере вращения эксцентрикового вала и колеса мы будем наблюдать изменение расстояния между центрами зуба шестерни и полостью колеса. Используя это расстояние, оценим путь трения скольжения.



Рисунок 23 - Оценка пути трения скольжения

- O1 – центр зуба шестерни;
- O2 – центр зуба колеса;
- D1 – делительный диаметр шестерни;
- D2 – делительный диаметр колеса.

На рисунке 23 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  $\varphi_1/10$  и колеса на  $\varphi_2/10$  (без предварительной нагрузки)  $\Delta\varphi_2 + \varphi_2$  (с предварительной нагрузкой).

Таблица 6-Данные для оценки пути трения скольжения.

№	$\varphi_1$ , град	$\varphi_2$ , град	$O_1O_2$ , мм для «0» пары	$O_1O_2$ , мм для «1» пары	$\Delta\varphi_2 + \varphi_2$ , град	$O_1O_2$ , мм для «0» пары	$O_1O_2$ , мм для «1» пары
1	0	0	0	0,1	-0,07	0,049	0,11
2	1,8	0,09	0,001	0,09	0,02	0,049	0,09
3	3,6	0,18	0,004	0,07	0,11	0,049	0,07
4	5,4	0,27	0,008	0,05	0,2	0,049	0,06
5	7,2	0,36	0,011	0,04	0,29	0,051	0,05
6	9	0,45	0,019	0,03	0,38	0,053	0,03
7	10,8	0,54	0,022	0,02	0,47	0,058	0,03
8	12,6	0,63	0,028	0,01	0,56	0,065	0,02
9	14,4	0,72	0,032	0,01	0,65	0,074	0,01
10	16,2	0,81	0,034	0	0,74	0,087	0,01
11	18	0,9	0,037	0	0,83	0,101	0,01

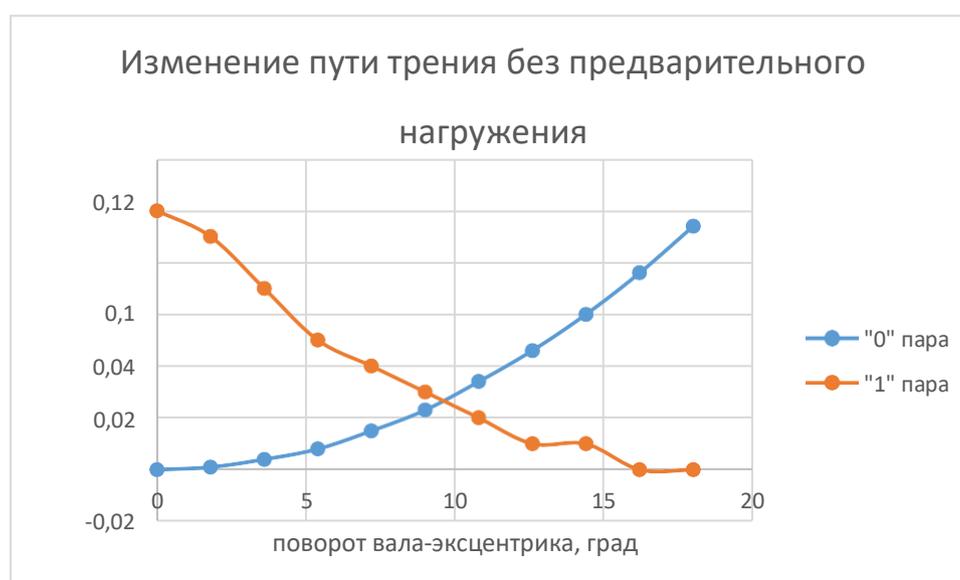


Рисунок 24 - Изменение пути трения за полный оборот вала-эксцентрика без предварительной нагрузки

### Изменение пути трения с предварительным нагрузением

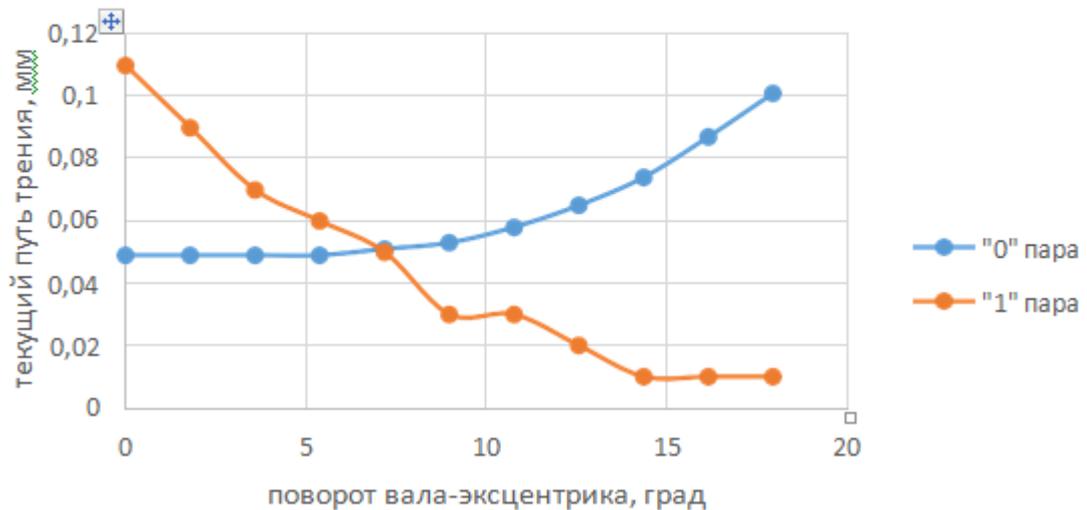


Рисунок 25 - Изменение пути трения за полный оборот вала-эксцентрика с предварительной нагрузки

На рисунках 24 и 25 и по данным таблицы 6 видно, что траектория трения зуба имеет очень малую величину и изменяется плавно. Оба графика практически одинаковы, что говорит о стабильной работе нагруженного зуба.

### 3.7 Качение зубьев

Помимо скольжения, зубы выполняют большую часть своей работы. Оценим качение зуба. Для этого измерим изменение величины угла между осями зубьев колеса и зубчатого колеса при повороте эксцентрикового вала на угол  $\varphi_1 / 10$  и колеса на  $2/10$  (без предварительного натяга). и  $\Delta \varphi_2 + \varphi_2$  (с предварительным натягом). Полученные данные будут представлены в виде таблицы 7 и рисунков 26 и 27.

Таблица 7. Данные для оценки качения зубьев

№	$\varphi_1$ , град	$\varphi_2$ , град	$\alpha_1$ , град для «0» пары	$\alpha_2$ , град для «1» пары	$\Delta \varphi_2 + \varphi_2$ , град	$\alpha_1$ , град для «0» пары	$\alpha_2$ , град для «1» пары
1	0	0	0	0,94	-0,04	-0,04	0,11
2	1,8	0,09	0,09	0,85	0,05	0,05	0,89
3	3,6	0,18	0,18	0,76	0,14	0,14	0,8
4	5,4	0,27	0,27	0,67	0,23	0,23	0,71

5	7,2	0,36	0,36	0,58	0,32	0,32	0,62
6	9	0,45	0,45	0,49	0,41	0,41	0,53
7	10,8	0,54	0,54	0,4	0,5	0,5	0,44
8	12,6	0,63	0,63	0,31	0,59	0,59	0,35
9	14,4	0,72	0,72	0,22	0,68	0,68	0,26
10	16,2	0,81	0,81	0,13	0,77	0,77	0,17
11	18	0,9	0,9	0,04	0,86	0,86	0,08

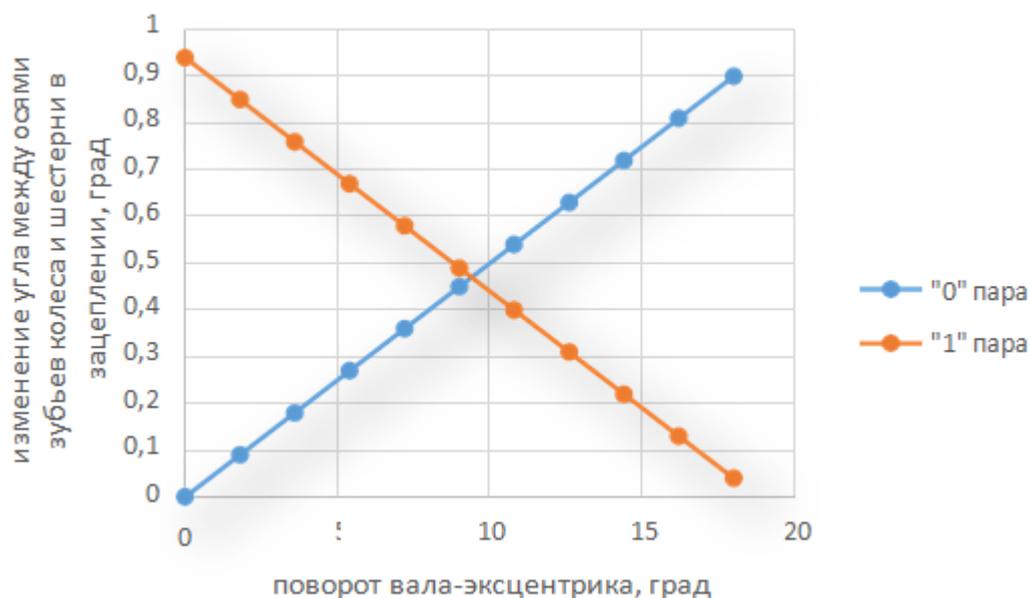


Рисунок 27 - График изменения углов между осями зуба колеса и шестерни для «0» и «1» пары зубьев при повороте вала-эксцентрика на 1 оборот без предварительной нагрузки

### 3.8 Оценка КПД планетарного редуктора с модифицированным профилем зуба

На рисунке 28 показана кинематика движения коробки передач. Шестерня  $z_1$  прижимается к подшипнику, а сам подшипник прижимается к эксцентриковому валу. Коробка передач также установлена на трех неподвижных шкворнях с диаметральный зазором  $2e$ . Число зубцов  $z_1$  шестерни меньше числа зубцов  $z_2$  шестерни, перемещение колеса по отношению к исходному эксцентриковому валу уменьшается. Само колесо центрируется по рельсам. Особенностью планетарной шестерни с измененной формой зуба является возможность получения разницы между количеством зубьев в колесе и шестерней в зубе. Эта разница позволяет получить

необходимое распределение нагрузки одновременно на несколько зубьев, что позволяет увеличить грузоподъемность редуктора без увеличения габаритов редуктора.

Величина КПД является многофакторным показателем, зацепление во многом зависит от силы трения, возникающей в зоне зацепления. Благодаря модификации зуба сила трения скольжения уменьшается, так как путь скольжения на каждом зубе сокращается.

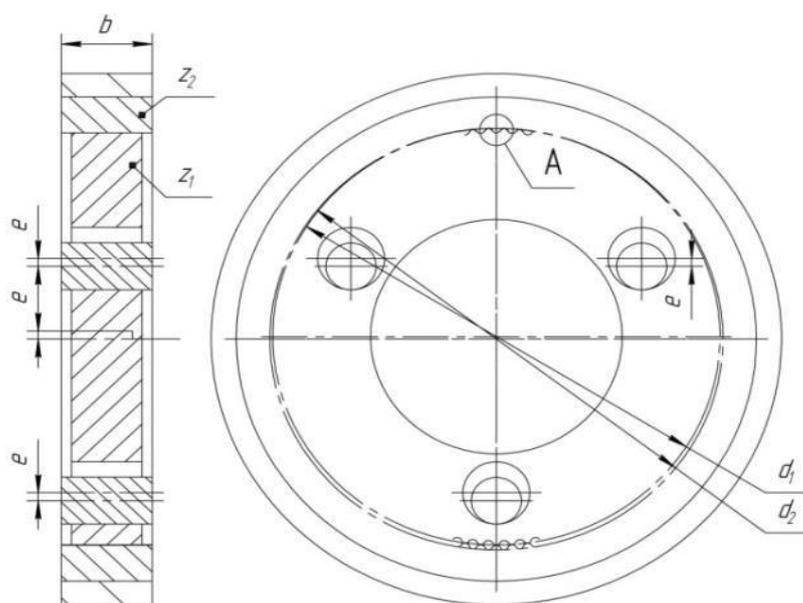


Рисунок 28 - Кинематика редуктора

Чтобы оценить значение эффективности, мы проведем следующее исследование. Для численного представления потерь на трение скольжения необходимо определить полный путь и путь трения скольжения. Согласно теоретическим данным, суммарный путь трения скольжения на оборот составляет окружности зуба, в нашем случае радиус зуба равен 6 мм:

$$S_{теор} = \frac{2\pi R}{4} = 9,42 \text{ мм}$$

Чтобы определить практическую траекторию трения, мы создаем 3D-модель зубчатого зацепления и используем метод интерференции. Поворачиваем эксцентрик на определенный угол, пока зуб шестерни не

вернется в исходное положение соседнего зуба шестерни. Для пары зубов проводятся исследования времени контакта, времени контакта и окончания взаимодействия. Взаимодействие зубов происходит в два этапа: при входе в процедуру (рис. 29а), при выходе из процедуры (рис. 29б). Когда шестерня и колесо вращаются, мы отслеживаем, как изменяется площадь контакта шестерни и колеса (величина возмущения - красная область).

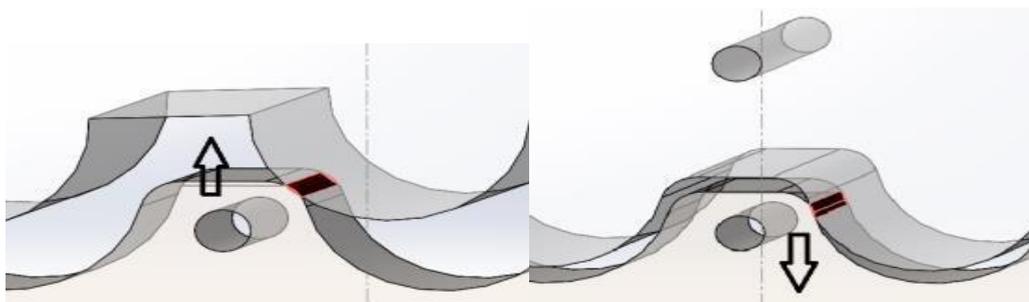


Рисунок 29- а) Вход в замок, б) Выход из замка

При вращении шестерни на разные углы площадь контакта между рассматриваемыми зубьями будет иметь разные значения, но при этом общая грузоподъемность зацепления останется постоянной за счет распределения по нескольким парам зубьев, которые постоянно находятся в контакт. Общая площадь контакта всех зубьев остается постоянной.

Учтите области, где количество помех постоянно. Для наглядного представления участки на зубах выделены, закрашены в разные цвета. Рассмотрим числа, где расстояние между ними равно нулю, есть относительное перемещение зубьев на величину  $S$  (путь скольжения зубьев). Для более точного результата был проведен ряд экспериментов, в ходе которых снимались показания траектории трения. По результатам испытаний путь трения на одном зубе составляет:

$$S_{cp} = \sum S/n$$

$= (0.03+0.06+0.04+0.09+0.06+0.13)/6=0.068$  Зуб входит и выходит из контакта, трение происходит по двум его сторонам, поэтому

$S_{cp} = 0,068 * 2 = 0,136$  мм. Путь трения на одном зубе равен 0.136 мм., количество зубьев шестерня данной передачи - 54 зуба, при одном повороте шестерни путь трения равен 7,344мм. Рассчитаем КПД зацепления

$$\eta = \frac{S_{тр}}{S_{пол}} = 0,932$$

Таким образом, КПД передачи составляет 93,2% за счет потерь на трение скольжения между зубьями шестерни и колеса. На параметр КПД влияют одновременно несколько параметров, одним из которых является трение в зацеплении зубьев. . С учетом этих потерь КПД данной трансмиссии составляет 93,2%. Это значение не окончательное, так как необходимо определить потери на трение в соединении шестерня-шестерня.

### **3.9 Математическое моделирование планетарной передачи.**

Одна из задач дипломной работы - исследование динамики планетарных передач с датчиками движения.

Цель работы: Проведите исследование динамики планетарной передачи с помощью датчиков движения в Matlab и Simulink.

Получите модель с оптимальными параметрами. Для достижения поставленной цели работы необходимо решить следующие задачи: построение математической модели планетарной передачи в среде Matlab;

Построить блок-схему планетарной передачи в среде Simulink; проанализировать результаты и определить оптимальные параметры. Составим конструктивную схему двухмассовой динамической системы вертикальной планетарной передачи.

Пронумерованным массам соответствуют части планетарного редуктора:

- m1: масса электродвигателя;
- m2: редуктора;

Пронумерованным пружинам соответствуют следующие соединения планетарного редуктора:

- $c_1$ : жесткость вала;
- $c_2$ : жесткость деталей

Пронумерованным демпферам соответствуют следующие соединения планетарного редуктора:

- $h_1$ : трение вала;
- $h_2$ : трение подшипника;

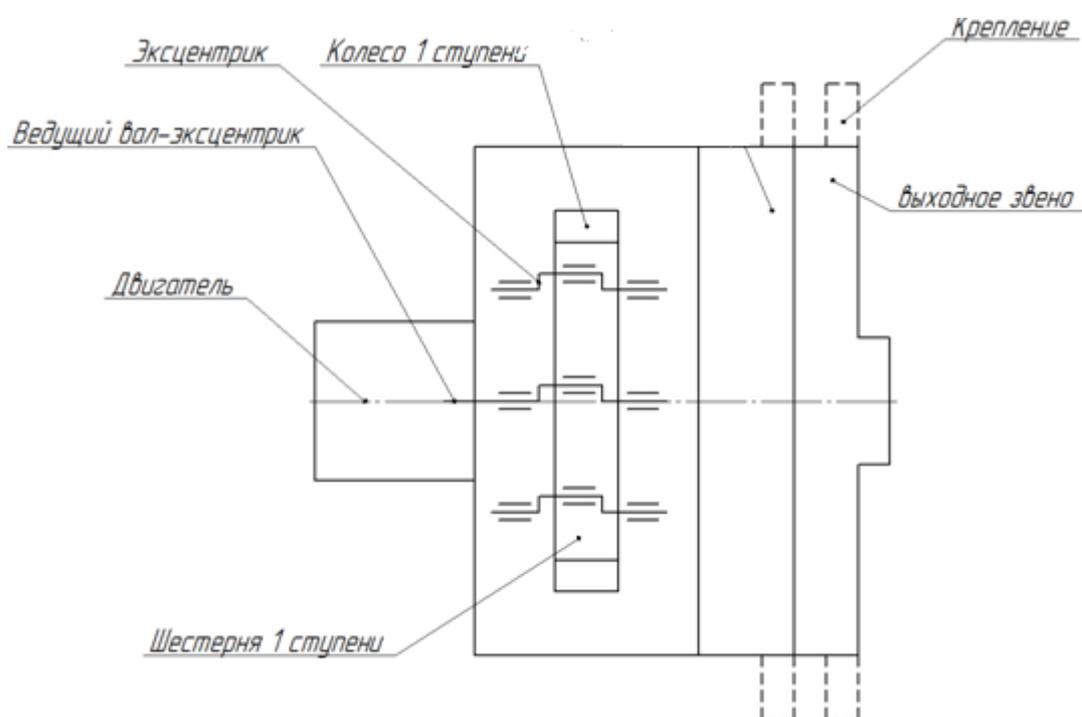
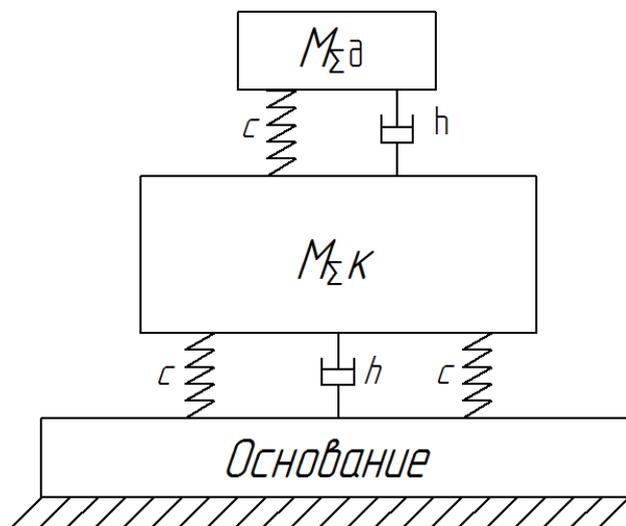


Рисунок 30 - Принципиальная схема планетарного редуктора с преобразователем движения

На рисунок 30 представлена упрощенная схема планетарного редуктора. Из рисунка 30 видно, что вращение передается с двигателя на шестерню через ведущий вал-эксцентрик, шестерня передает движение на колесо 1 ступени и дальше на выходное звено либо напрямую через некоторые крепления (например, с помощью таких креплений можно передавать

вращение на выходной элемент соизмеримого диаметра без дополнительных переходных деталей). Дисбаланс создает шестерня первой ступени, которая ничем не уравновешенна. Массу дисбаланса составляют: масса шестерни, масса эксцентриков и масса подшипников. Все остальные элементы определяют массу корпуса.



Уравнение баланса для первого тела:

$$F_{c1} + F_{h1} + F_{m1} = F_{ext} \quad (4)$$

Распишем силы, действующие на систему:

$$c_1(x_1 - x_2) + h_1(v_1 - v_2) + m_1 a_1 = F_{ext} \quad (5)$$

Составим системы дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d_{x1}}{dt} = v_1 \\ \frac{d_{v1}}{dt} = \frac{F_{ext} - c_1(x_1 - x_2) - h_1(v_1 - v_2)}{m_1} \end{array} \right. \quad (6)$$

На электродвигатель с массой  $m_1$  действует внешняя сила  $F_{ext}$  направленная вниз. Следовательно, появляется противоположенная сила инерции  $F_{m1}$ , сила демпфирования  $F_{h1}$ , сила жесткости  $F_{c1}$ .

Уравнение баланса для первого тела:

$$F_{c2} + F_{h2} + F_{m2} = F_{c1} + F_{h1} \quad (7)$$

Распишем силы, действующие на систему:

$$c_2(x_2 - x_3) + h_2(v_2 - v_3) + m_2 a_2 = c_1(x_1 - x_2) + h_1(v_1 - v_2) \quad (8)$$

Составим системы дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d_{x_2}}{dt} = v_2 \\ \frac{d_{v_2}}{dt} = \frac{c_1(x_1 - x_2) + h_1(v_1 - v_2) - c_2(x_2 - x_3) - h_2(v_2 - v_3)}{m_2} \end{array} \right. \quad (9)$$

### Расчет параметров

Жесткость вала

Вычислим перемещение вала в SolidWorks Simulation. Применим материал – простая углеродистая сталь. Приложим на него силу  $F=100$  Н.

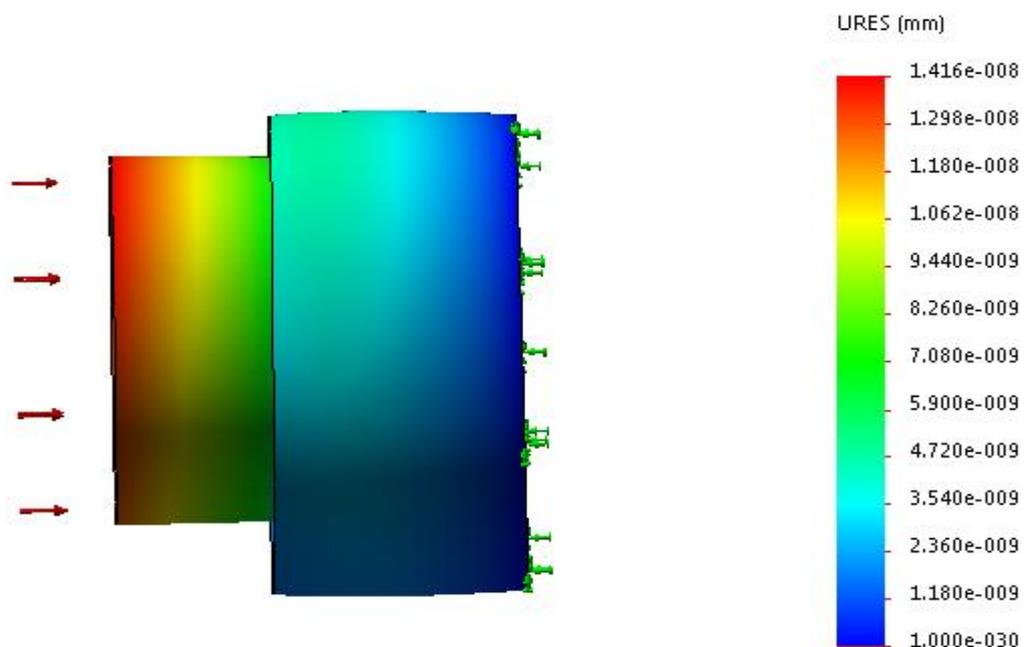


Рисунок 32 – Исследование жесткости вала

Вычислим жесткость  $c_1$  по формуле:

$$c_1 = c_{\text{вала}} = \frac{F}{x}$$

где  $F$ —сила,

$x$  – величина перемещения.

$$c_{\text{вала}} = \frac{100}{1.416 \cdot 10^{-8}} = 706214688,2 \text{ Н/м}$$

Рассчитаем коэффициент трения, для вала-редуктора:

Масса вала 1,007 килограммов.

где  $\mu$  – коэффициент безразмерного демпфирования, принимаем 0,08

$$h_1 = h_{\text{вала}} = 6174,2 \text{ Н/м}$$

Жесткость втулки

Приложим к втулке силу  $F=1000 \text{ Н}$  и находим перемещение.

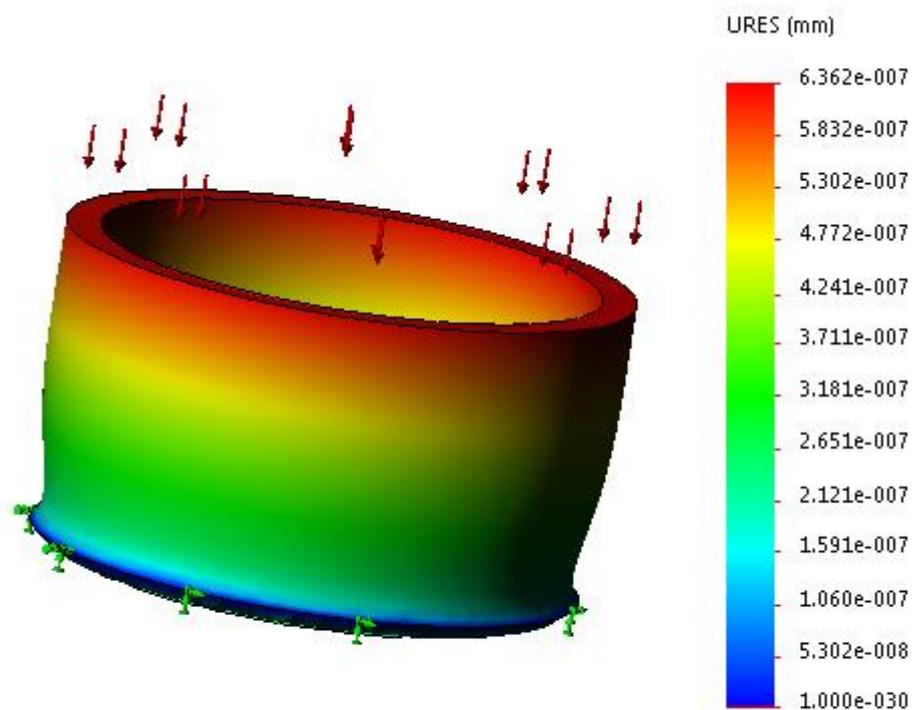


Рисунок 33 – Исследование жесткости втулки

$$C_{\text{втулки}} = \frac{100}{6.362^7 - 7} = 1577184688,2 \text{ H/m}$$

$$h_1 = h_{\text{вала}} = 3174,2 \text{ H/m}$$

## Результаты проведенного исследования

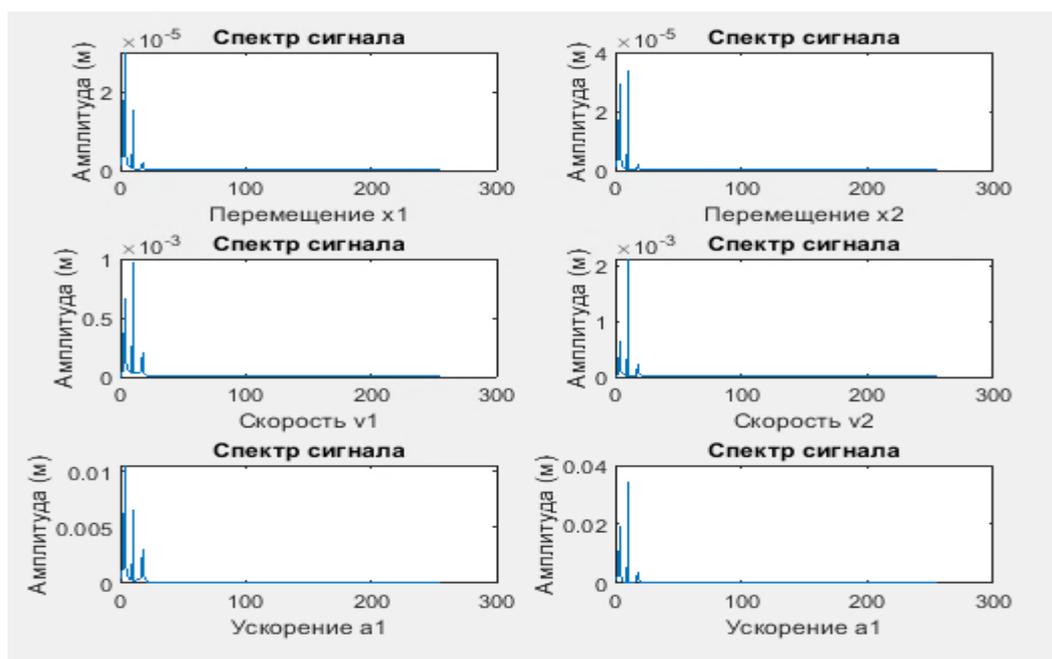
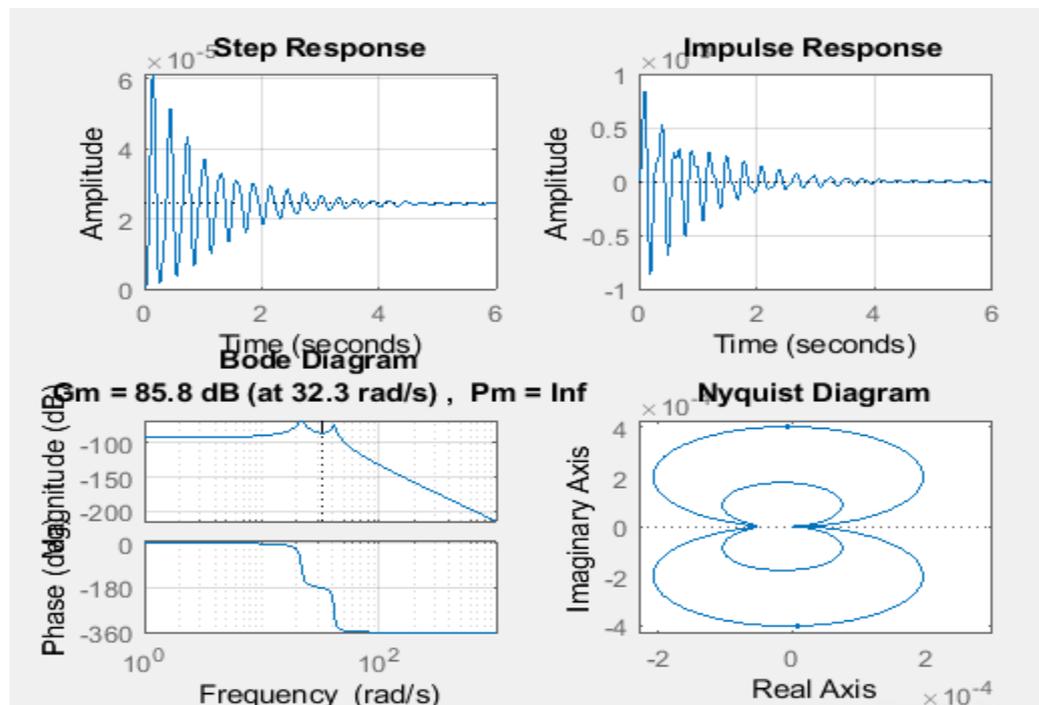


Рисунок 34 – Исследование спектра



Входные данные, а также необходимые уравнения для исследования в программе MathLab можно найти в приложении А, Б.

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

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
4НМ91	Хайдаровой Мавзуне Рахматжоновне

<b>Школа</b>	<b>ИШНПТ</b>	<b>Отделение школы (НОЦ)</b>	<b>Материаловедения</b>
<b>Уровень образования</b>	Магистратура	<b>Направление/специальность</b>	15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

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

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	<i>Бюджет проекта – не более 2000000 руб., в т.ч. затраты по оплате труда – не более 600000 руб.</i>
2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	<i>Значение показателя интегральной ресурсоэффективности – не менее 3 баллов из 6.</i>
3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	<i>Отчисления во внебюджетные фонды 30 %. (НК РФ)</i>

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. <i>Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i>	<i>Потенциальные потребители результатов исследования. Анализ конкурентных технических решений, SWOT-анализ. Оценка готовности проекта к коммерциализации</i>
2. <i>Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок</i>	<i>Определение структуры выполнения НИ. Определение трудоемкости работ. Разработка графика проведения исследования.</i>
3. <i>Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i>	<i>Определение финансового и научно -технического эффекта</i>

**Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):**

1. «Портрет» потребителя результатов НТИ
2. Сегментирование рынка
3. Оценка конкурентоспособности технических решений
4. Матрица SWOT
5. График проведения и бюджет НТИ
6. Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НТИ

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

**Задание выдал консультант:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
доцент ОСГН ШБИП ТПУ	Спицына Любовь Юрьевна	К.Э.Н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
4НМ91	Хайдаровой Мавзуне Рахматжоновне		

## 4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

### 4.1 Предпроектный анализ

#### 4.1.1 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 8 – Карта сегментирования рынка

		Вид редуктора		
		Планетарный редуктор	Циклоидальный редуктор	Волновой редуктор
Размер компании	Крупные	Фирма Natesco Motion Control		
	Средние	Фирма SPINEA Heavy Industries		
	Мелкие	Фирма Nidec-shimpo corporation		

 - сегмент, занятый компаниями-конкурентами фирмы с планетарный редуктор.

Из таблицы 8, 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.

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.

#### **4.1.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения**

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



Рисунок 36- Аналоговый редуктор

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.



Рисунок 37- Планетарный редуктор

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 8 .

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: Бф (Кф) – баллы (конкурентоспособность) линейного пробоотборника, БК1 (КК1) и БК2 (КК2) – баллы (конкурентоспособность)

планетарный редуктор двумя скоростными выходами, Бф (К2) и Бф (К3) – баллы (конкурентоспособность) редукторов компании Nabtesco и SPINEA.

Анализ конкурентных технических решений определяется по формуле:

$$K = \sum B_i \times B_i,$$

где К – конкурентоспособность научной разработки или конкурента;  $B_i$  – вес показателя (в долях единицы);  $B_i$  – балл  $i$ -го показателя.

Таблица 9 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б <sub>ф</sub>	Б <sub>к1</sub>	Б <sub>к2</sub>	К <sub>ф</sub>	К <sub>к1</sub>	К <sub>к2</sub>
1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Технические критерии оценки ресурсоэффективности</b>							
1. Повышение производительности труда пользователя	0,15	5	4	4	0,75	0,6	0,6
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,1	4	4	4	0,4	0,4	0,4
3. Энергоэкономичность	0,1	5	4	4	0,5	0,4	0,4
4. Надежность	0,07	5	5	5	0,35	0,35	0,35
5. Уровень шума	0,05	4	5	5	0,2	0,25	0,25
6. Безопасность	0,15	5	4	4	0,75	0,6	0,6
7. Функциональная мощность (предоставляемые возможности)	0,07	5	5	5	0,35	0,35	0,35
8. Простота эксплуатации	0,1	5	4	4	0,5	0,4	0,4
9. Возможность подключения в сеть ЭВМ	0,05	5	5	5	0,25	0,25	0,25
<b>Экономические критерии оценки эффективности</b>							
1. Конкурентоспособность продукта	0,05	5	4	4	0,25	0,2	0,2
2. Уровень проникновения на рынок	0,1	5	5	5	0,5	0,5	0,5
3. Цена	0,1	4	5	4	0,4	0,5	0,4
4. Предполагаемый срок эксплуатации	0,1	10	10	10	1	1	1
5. Послепродажное обслуживание	0,03	5	5	5	0,15	0,15	0,15
6. Финансирование научной разработки	0,04	5	4	4	0,16	0,16	0,16
7. Срок выхода на рынок	0,04	5	4	4	0,16	0,16	0,16
<b>Итого</b>	<b>1</b>	<b>34</b>	<b>33</b>	<b>32</b>	<b>1,5</b>	<b>1,46</b>	<b>1,41</b>

Основываясь на знаниях о конкурентах, можно объяснить следующее:

По оценочной карте видно, что новое устройство является конкурентоспособным, так как по многим показателем 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.

#### **4.1.3 Диаграмма Исикава**

При серийном производстве продукции, её качество колеблется в определенных пределах. Если значения параметров изделия выходят за пределы колебаний качества – то изделие брак.

Общее качество изделия суммируется из множества производственных факторов: качества изготовления деталей, качества сборки, точности настройки собранного устройства.

Чтобы узнать причины, которые наиболее влияют на качество выпускаемой продукции воспользуемся построением диаграммы Исикавы.

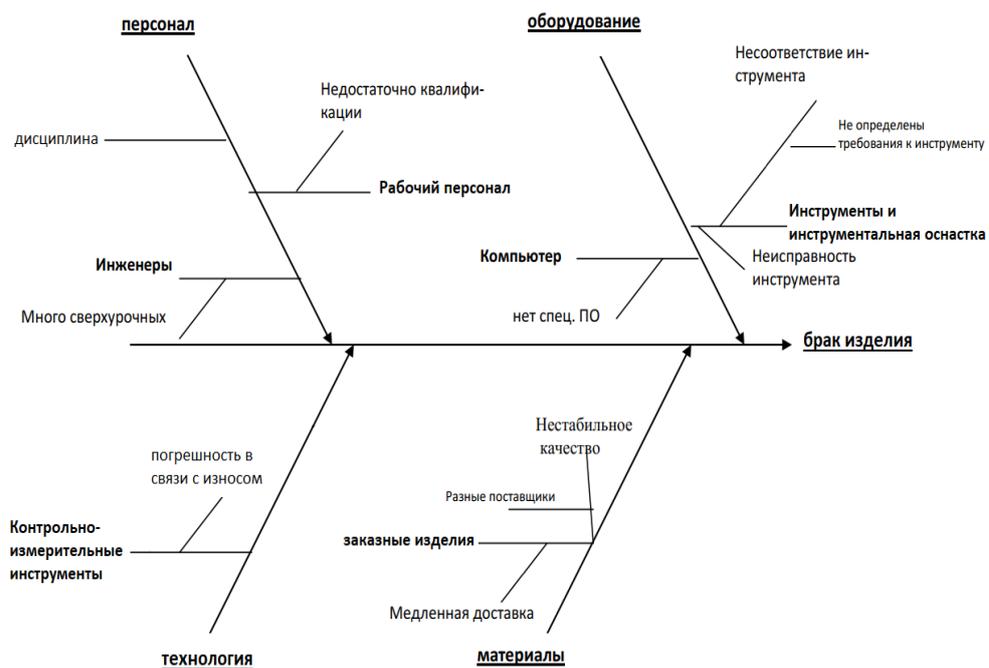


Рисунок 39 – Причинно-следственная диаграмма

Перед нами стоит проблема – бездефектное, качественное производство деталей для планетарного редуктора. Используя диаграмму «причины – результаты» мы можем проанализировать нашу проблему, выявить и сгруппировать условия и факторы, влияющие на неупорядоченность системы управления качеством.

Из анализа диаграммы мы можем увидеть, что к браку готовой продукции могут привести четыре основных фактора: оборудование, труд исполнителя, технология, материалы, условия труда.

С помощью диаграммы Исикавы были выявлены факторы, которые влияют на качество деталей планетарного редуктора на всех стадиях технологического процесса. То есть, получена информация, необходимая специалисту для принятия управляющих решений. В заключение можно сделать вывод, что диаграмма Исикавы является очень эффективным средством для выявления факторов и причин, влияющих на проблему, что является наиболее важным для управления качеством продукции.

#### 4.1.4 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. Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон, возможностей и угроз для реализации проекта. Матрица SWOT – анализа представлена в данной работе в виде таблицы 10.

Таблица 10– Матрица SWOT

	<b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта</b>	<b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта</b>
	<p>С1. Заявленная экономичность и энергоэффективность технологии.</p> <p>С2. Компактность.</p> <p>С3. Бесшумность.</p> <p>С4. Надежность, способность долгое время работать без ремонта.</p>	<p>Сл1. Более высокая себестоимость.</p> <p>Сл2. Продукт не продавался.</p>
<b>Возможности</b>	<p>В1С1С2С3С4 – быстрое продвижение на рынок в связи с преимуществами данного редуктора.</p> <p>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>
<b>Угрозы</b>	<p>У2С1С2С3С4 – возможность конкурировать в связи с хорошими показателями основных характеристик.</p>	<p>У1Сл1 – высокая себестоимость может существенно снизить продажи данного продукта.</p>
<p>У1. Отсутствие спроса на новые технологии производства.</p> <p>У2. Кризис.</p> <p>У3. Введение дополнительных</p>		

государственных требований к сертификации продукции со стороны государства.		
---	--	--

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. В рамках данного этапа необходимо построить интерактивные матрицы проекта.

Таблица 11 – Интерактивная матрица проекта для сильных сторон и возможностей

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

Таблица 12 – Интерактивная матрица проекта для слабых сторон и возможностей

Слабые стороны проекта			
Возможности проекта		Сл1	Сл2
	B1	0	+
	B2	+	+
	B3	0	0

Таблица 13 – Интерактивная матрица проекта для сильных сторон и угроз

Сильные стороны проекта					
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4
	У1	0	0	0	0
	У2	+	+	+	+
	У3	0	0	0	0

Таблица 14 – Интерактивная матрица проекта для слабых сторон и угроз

Слабые стороны проекта			
Возможности проекта		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.

При анализе сильных сторон, выявлены следующие корреляции сильных сторон проекта и возможностей: В4С1С2С3. Равным образом можно выявить следующие корреляции сильных сторон и угроз: У2С1С3С4.

В случае анализа слабых сторон выявлены следующие корреляции слабых сторон проекта с возможностями: В1Сл1Сл2Сл3. Также выявлены следующие корреляции слабых сторон и угроз: У1Сл1Сл2Сл3Сл4.

Результаты SWOT-анализа учитываются при разработке структуры работ, выполняемых в рамках научно-исследовательского проекта.

#### 4.1.5 Оценка готовности проекта к коммерциализации

На какой бы стадии жизненного цикла не находилась научная разработка полезно оценить степень ее готовности к коммерциализации и выяснить уровень собственных знаний для ее проведения (или завершения). Для этого необходимо заполнить специальную форму, содержащую показатели о степени проработанности проекта с позиции коммерциализации и компетенциям разработчика научного проекта. Перечень вопросов приведен в табл. 14.

Таблица 14 – Бланк оценки степени готовности научного проекта к коммерциализации

№ п/п	Наименование	Степень проработанности научного	Уровень имеющихся знаний у

		проекта	разработчика
1	Определен имеющийся научно-технический задел	5	5
2	Определены перспективные направления коммерциализации научно-технического задела	4	4
3	Определены отрасли и технологии (товары, услуги) для предложения на рынке	5	4
4	Определена товарная форма научно-технического задела для представления на рынок	4	4
5	Определены авторы и осуществлена охрана их прав	4	4
6	Проведена оценка стоимости интеллектуальной собственности	4	4
7	Проведены маркетинговые исследования рынков сбыта	4	4
8	Разработан бизнес-план коммерциализации научной разработки	3	5
9	Определены пути продвижения научной разработки на рынок	5	4
10	Разработана стратегия (форма) реализации научной разработки	4	4
11	Проработаны вопросы международного сотрудничества и выхода на зарубежный рынок	3	4
12	Проработаны вопросы использования услуг инфраструктуры поддержки, получения льгот	4	4
13	Проработаны вопросы финансирования коммерциализации научной разработки	3	4
14	Имеется команда для коммерциализации научной разработки	3	4
15	Проработан механизм реализации научного проекта	4	4
	<b>ИТОГО БАЛЛОВ</b>	59	62

При проведении анализа по таблице, приведенной выше, по каждому показателю составляем оценку по пятибалльной шкале. При этом система измерения по каждому направлению (степень проработанности научного проекта, уровень имеющихся знаний у разработчика) отличается. При оценке степени проработанности научного проекта: 1 балл означает не проработанность проекта, 2 балла – слабую проработанность, 3 балла – выполнено, но в качестве не уверен, 4 балла – выполнено качественно, 5 баллов – имеется положительное заключение независимого эксперта.

Для оценки уровня имеющихся знаний у разработчика система баллов принимает следующий вид: 1 означает не знаком или мало знаю, 2 – в объеме теоретических знаний, 3 – знаю теорию и практические примеры применения,

4 – знаю теорию и самостоятельно выполняю, 5 – знаю теорию, выполняю и могу консультировать.

Оценка готовности научного проекта к коммерциализации (или уровень имеющихся знаний у разработчика) определяется по формуле:

$$B_{\text{сум}} = \sum B_i \quad (11)$$

где  $B_{\text{сум}}$  – суммарное количество баллов по каждому направлению;

$B_i$  – балл по  $i$  – му показателю.

Значение  $B_{\text{сум}}$  позволяет говорить о мере готовности научной разработки и ее разработчика к коммерциализации. Перспективность данной разработки можно считать выше среднего, так как  $B_{\text{сум}}$  получилось от 59 до 45.

## **4.2 Инициация проекта**

### **4.2.1 Цели и результат проекта**

В качестве максимальной стоимости исполнения научно-исследовательского проекта принимается минимальный размер гранта на лучшие проекты фундаментальных научных исследований, выполняемые молодыми учеными – кандидатами наук в научных организациях РФ, так как аналогичные научные исследования ранее не проводились.

Таким образом, эскалация важности научных грантов вызвана с их экономическим значением, поскольку в первую очередь они служат специальным механизмом финансирования исследований, который играет жизненно важную роль для научных сообществ. Задача грантовой поддержки научных исследований была сформулирована в Стратегии инновационного развития Российской Федерации на период до 2020 года. Помимо этого, федеральный закон «О науке и государственной научно-технической политике» закрепил цель государственной научно-технической политики, а именно: «развитие, рациональное размещение и эффективное использование научно-технического потенциала, увеличение вклада науки и техники в развитие экономики государства, реализации важнейших социальных задач,

преобразование материального производства и интеграция науки и образования».

Таблица 15 – Заинтересованные стороны проекта

<b>Заинтересованные стороны проекта</b>	<b>Ожидания заинтересованных сторон</b>
Томский политехнический университет	Оптимальные параметры планетарный редуктор

Таблица 16 – Цели и результат проекта

<b>Цели проекта:</b>	Целью являются создать механизм, планетарный редуктор с преобразователем движения для скважинного поршневого насоса.
<b>Ожидаемые результаты проекта:</b>	В данном проекте рассматривается редуктор, который замедляет движение и механизм преобразование этого движения возвратно поступательная. Планетарный редуктор с преобразователем движение предназначен для использование в приводе поршневого насоса нового типа.
<b>Критерии приемки результата проекта:</b>	Расход ресурсов — не более установленного лимита.
<b>Требования к результату проекта:</b>	Планетарный редуктор ЭЦН насос
	Изделие должно быть ремонтпригодным в течение всего срока службы изделия
	Виды и периодичность технического обслуживания изделия должны осуществляться в соответствии с требованиями, указанными в эксплуатационной документации
	Изделие может транспортироваться любым видом транспорта. Независимо от вида используемого транспорта, изделие не

	должно быть повреждено
	Изделие должно быть безопасным при использовании по назначению
	Маркировка изделия и его составных частей должна быть устойчивой в течение всего срока службы изделия, и не должна смываться жидкостями, используемыми при эксплуатации изделия

#### 4.2.2 Организационная структура проекта

Таблица 17 – Рабочая группа проекта

№ п/п	ФИО, основное место работы, должность	Роль в проекте	Функции	Трудовые затраты, час.
1	Хайдарова.М Р., ТПУ, Магистрант	Исследователь	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Разработать методику исследования;</li> <li>– Анализ перспективности;</li> <li>– Формирование бюджета;</li> <li>– Определение эффективности;</li> </ul>	113 дн.
2	Крауиньш П. Я., ТПУ, Профессор	Руководитель	<ul style="list-style-type: none"> <li>– составляет для студента индивидуальное задание и план выполнения ВКР с конкретизацией срока сдачи материала на проверку;</li> <li>– давать рекомендации по ходу и содержанию проекта;</li> <li>– проверка диплома на соответствие установленным требованиям;</li> <li>– координировать деятельность участников проекта;</li> <li>– оценить качество работы исследователя.</li> </ul>	36 н.

#### 4.2.3 Ограничения и допущения проекта

Таблица 18 – Ограничения проекта

Фактор	Ограничения/допущения
Бюджет проекта	2 000 000 руб

Источник финансирования	Государственный бюджет
Сроки проекта	6 месяцев
Дата утверждения плана управления проектом	24.02.21
Дата завершения проекта	10.06.21
Прочие ограничения и допущения*	Затраты по оплате труда – 600000 руб.

### 4.3 Планирование научно-исследовательских работ

#### 4.3.1 Структура работ в рамках научного исследования

Для выполнения данного научного исследования необходимо сформировать рабочую группу, в состав которой входят руководитель, консультант и исследователь. Для каждой из запланированных работ, необходимо выбрать исполнителя этой работы. Разработанный список задач и производимых работ, в рамках проектирования, а также распределение исполнителей по этим работам, представлен в виде таблицы 19.

Таблица 19 - Список производимых задач и работ и их исполнители

Основные этапы	№ раб.	Содержание работ	Должность исполнителя
1	2	3	4
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления исследования	2	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, исследователь
	3	Выбор алгоритма исследований	Руководитель
	4	Подбор и изучение литературы по теме	Исследователь
	5	Оценка проработки изученной литературы	Руководитель
Теоретические и экспериментальные исследования	6	Составление принципиальной схемы	Консультант, исследователь
	7	Выполнение расчетов	Исследователь
	8	Построение 3D модели планетарного редуктора	Исследователь
	9	Проведение исследований для оптимизации профиля колес и шестерня	Исследователь
	10	Разработка математической модели для динамического анализа	Исследователь
Обобщение и оценка результатов	11	Оценка результатов исследования и расчетов	Руководитель, консультант, исследователь

Разработка технологической документации	12	Разработка сборочных чертежей	Консультант, исследователь
	13	Исследование математической модели	Исследователь
	14	Технико-экономические расчеты	Исследователь
	15	Составление пояснительной записки (эксплуатационно-технической документации)	Исследователь
	16	Проверка текста ВКР и выводов по анализу результатов исследования	Руководитель
Оформление отчета	17	Заполнение пояснительной записки	Исследователь
Подготовка к защите	18	Мероприятия по подготовке к защите	Руководитель, исследователь

#### 4.3.2 Определение трудоемкости выполнения работ

Для выполнения перечисленных в таблице 12 работ требуются специалисты: студент в качестве инженера и научный руководитель.

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:

$$t_{ож\ i} = \frac{3t_{\min i} + 2t_{\max i}}{5} \quad (10)$$

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

$t_{\min i}$  – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной  $i$ -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

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

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях  $T_p$ , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Такое вычисление необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как

удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i}, \quad (11)$$

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

$t_{ожі}$  – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

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

Наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта.

Диаграмма Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot K_{кал}, \quad (12)$$

где  $T_{ki}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы в календарных днях;

$T_{pi}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы в рабочих днях;

$k_{кал}$  – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}}, \quad (13)$$

где  $T_{кал} = 365$  – количество календарных дней в году;

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

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

$$k_{кал} = \frac{365}{365 - 104 - 14} = 1,477.$$

По полученные данные, коэффициенты и формулы в программе Excel выполняем расчеты для каждой работы. Рассчитанные значения в календарных днях по каждой работе  $T_{ki}$  округляем до целого числа.

Все рассчитанные значения сведены в таблице 20.

Таблица 20 – Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоемкость работ						Длительность работ в рабочих днях, $T_{pi}$		Длительность работ в календарных днях, $T_{ki}$	
	$t_{mini}$ , Чел-дни		$t_{maxi}$ , Чел-дни		$t_{ож}$ , Чел-дни		Руководитель	Инженер	Руководитель	Инженер
	Руководитель	Инженер	Руководитель	инженер	Руководитель	Инженер				
Календарное планирование работ по теме	3	3	6	6	4,2	4,2	2	2	3	3
Выбор алгоритма исследований	1	-	3	-	1,8	-	2	-	3	-
Подбор и изучение материалов по теме	-	10	-	15	-	12	-	12	-	18
Составление и утверждение тех. задание	5	-	8	-	6,2	-	6	-	9	-
Составление принципиальной схемы	8	8	10	10	8,8	8,8	4,4	4,4	7	7
Выполнение расчетов	-	3	-	6	-	4,2	-	4,2	-	6
Построение 3D модели планетарный редуктор с двумя выходами.	-	6	-	18	-	10	-	10	-	15
Проведение исследований для оптимизации работы редуктора	-	3	-	12	-	6,6	-	7	-	10
Проведение исследований для оптимизации профиля колес и шестерня	-	3	-	15	-	3,8	-	2	-	3
Разработка математических моделей для	7	7	16	16	11,4	11,4	6	6	9	9

динамического анализа										
Оценка результатов исследования	1	1	1	1	1	1	0,5	0,5	1	1
Разработка сборочных чертежей	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4
Исследование математической модели	-	2	-	2	-	2	-	2	-	3
Технико-экономические расчеты	-	3	-	4	-	3,4	-	3,4	-	5
Составление пояснительной записки (эксплуатационно-технической документации)	-	15	-	20	-	17	-	17	-	25
Заполнение пояснительной записки	-	2	-	4	-	2,8	-	2,8	-	4
<b>ИТОГО:</b>									<b>36</b>	<b>113</b>

Из таблицы 20 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.

#### **4.4 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.

#### 4.4.1 Расчет материальных затрат НИ

При планировании бюджета исследования должно быть обеспечено полное и достоверное отражение всех видов расходов, связанных с его выполнением. Поэтому необходимо учитывать материальные затраты. В данной работе в материальные затраты включаются затраты на канцелярские принадлежности и CD-диск.

Результаты расчётов по затратам на материалы приведены в таблице 13.

Таблица 21 – Результаты расчётов по затратам на материалы

Наименование	Цена за ед., руб.	Количество, ед.	Суммарная стоимость, руб.
Ручка	80	1	80
Тетрадь	40	2	80
Бумага для принтера формата А4	250	1 уп.	250
CD-RW 700 Mb	85	1	85
Всего за материалы, руб.			495
Транспортно – заготовительные расходы, руб.			300
Итого по статье, руб.			795

#### 4.4.2 Основная заработная плата

В данную статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, а также рабочих опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется на основе трудоемкости выполняемых работ и действующей системы тарифных ставок и окладов. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада.

Таблица 22 – Баланс рабочего времени исполнителей

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер

Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней - выходные дни - праздничные дни	104/14	104/14
Потери рабочего времени - отпуск - невыходы по болезни	24/0	48/0
Действительный годовой фонд рабочего времени	223	119

Основная заработная плата  $Z_{осн}$  одного работника рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{осн} = Z_{дн} \cdot T_p, \quad (15)$$

где  $Z_{дн}$  – среднедневная заработная плата, руб.;

$T_p$  – продолжительность работ, выполняемых работником, раб. дн. (табл. 13).

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d}, \quad (16)$$

где  $Z_m$  – должностной оклад работника за месяц;  $F_d$  – действительный годовой фонд рабочего времени исполнителей (табл. 22);  $M$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года.

- при отпуске в 24 раб. дня  $M = 11,2$  месяца, 5-дневная рабочая неделя;
- при отпуске в 48 раб. дня  $M = 10,4$  месяца, 6-дневная рабочая неделя;

Для шестидневной рабочей недели (рабочая неделя руководителя):

$$Z_{дн} = \frac{51285 \cdot 10,4}{223} = 2\,391,77 \text{ руб.}$$

Для пятидневной рабочей недели (рабочая неделя исследователя):

$$Z_{дн} = \frac{33150 \cdot 11,2}{119} = 3120 \text{ руб.}$$

Должностной оклад работника за месяц:

$$Z_m = Z_b \cdot (1 + k_{np} + k_d) \cdot k_p \quad (17)$$

где  $Z_b$  – базовый оклад, руб.;

$k_{np}$  – премиальный коэффициент;

$k_d$  – коэффициент доплат и надбавок;  $k_p$  – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Для руководителя:

$$Z_m = 21547.22 \cdot (1 + 0.3 + 0.2) \cdot 1.3 = 42017.1 \text{ руб.}$$

Для исследователя:

$$Z_m = 14000 \cdot (1 + 0.3 + 0.2) \cdot 1.3 = 27300 \text{ руб.}$$

Таблица 23 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	$Z_b$ , руб.	$k_{np}$	$k_d$	$k_p$	$Z_m$ , руб.	$Z_{дн}$ , руб.	$T_p$ , раб.дн.	$Z_{осн}$ , руб.
Руководитель	21547,22	0,3	0,2	1,3	42017,1	2391,77	36	86 103,72
Исследователь	14000	0,3	0,2	1,3	27300	3120	113	352 560
<b>Итого:</b>								<b>438 663,72</b>

#### 4.4.3 Дополнительная заработная плата

Дополнительная заработная плата определяется по формуле:

$$Z_{доп} = k_{доп} \cdot Z_{осн} \quad (18)$$

где  $k_{доп}$  – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии выполнения НИ принимаем равным 0,15).

Для руководителя:

$$Z_{доп} = 0.15 \cdot 86\ 103,72 = 12\ 915,558 \text{ руб.}$$

Для исследователя:

$$Z_{доп} = 0.15 \cdot 352\ 560 = 52\ 884 \text{ руб}$$

#### 4.4.4 Отчисления на социальные нужды

Статья включает в себя отчисления во внебюджетные фонды.

$$C_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} \cdot Z_{\text{доп}}) \quad (19)$$

где  $k_{\text{внеб}}$  – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд ОМС и социальное страхование). Общая ставка взносов составляет в 2020 году – 30% (ст. 425, 426 НК РФ).

Для руководителя:

$$C_{\text{внеб}} = 0,3 \cdot (86\,103,72 + 12\,915,558) = 29\,705,7834 \text{ руб.}$$

Для исследователя:

$$C_{\text{внеб}} = 0,3 \cdot (352\,560 + 52\,884) = 121\,633,2 \text{ руб.}$$

#### 4.4.5 Накладные расходы

В статье «Прочие расходы» отражены расходы на выполнение проекта, которые не учтены в предыдущих статьях.

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

$$C_{\text{накл}} = k_{\text{накл}} \cdot (Z_p + Z_{\text{эл.об}} + Z_{\text{кл}} + Z_o + Z_{\text{мат}} + Z_{\text{дз}})$$

где  $k_{\text{накл}}$  – коэффициент накладных расходов;

$Z_p$  - затраты на ремонт;

$Z_{\text{эл.об}}$  - затраты на электроэнергию;

$Z_{\text{кл}}$  - затраты на клининговые услуги;

$Z_o$  - затраты на отопление;

$Z_{\text{мат}}$  - затраты на материальный помощь;

$Z_{\text{дз}}$  - непредвиденные затраты.

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

$$\begin{aligned} C_{\text{накл}} &= 0,16 \cdot (2000 + 4000 + 10000 + 40000 + 60000 + 45000) = \\ &= 25\,760 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Итого имеем расходы (таблица 18).

Таблица 24 – Группировка затрат по статьям

Сырье, материалы	Основная заработная плата	Дополнительная заработная плата	Отчисления на социальные нужды	Итого без накладных расходов	Накладные расходы	Итого бюджетная стоимость
795 руб.	438 663,72 руб.	65799,558 руб.	151 338,98 34 руб.	656 597,25 8 руб.	25 760 руб.	682 357,25 руб.

По таблице 24 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  $C = 682\,357,25$  руб.

#### 4.5 Определение ресурсоэффективности научного исследования

Определение сравнительной эффективности исследования проводят для текущего проекта и для аналогов.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\max}}, \quad (20)$$

где  $I_{\phi}^p$  – интегральный финансовый показатель разработки;

$\Phi_{pi}$  – стоимость  $i$ -го варианта исполнения;

$\Phi_{\max}$  – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта.

Для текущего проекта:

$$I_{\phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\max}} = \frac{682357,25}{1000000} = 0,68$$

Для аналога 1.

$$I_{\phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\max}} = \frac{1000000}{1000000} = 1$$

Для аналога 2.

$$I_{\phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\max}} = \frac{1386599}{1000000} = 0,77$$

Интегральный показатель ресурсоэффективности можно вычислить по формуле:  $I_m^a = \sum_{i=1}^n a_i b_i^a$ ,  $I_m^p = \sum_{i=1}^n a_i b_i^p$

где  $I_m$  – 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;

Аналог 1 Изделия Nabtesco

Аналог 2 Изделия SPINEA

Таблица 25 – Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

	Весовой коэффициент параметров	Текущий проект	Аналог 1	Аналог 2
1. Способствует росту производительности труда пользователя	0,1	5	5	5
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,1	5	5	5
3. Экономичность производства	0,1	4	4	4
4. Надежность	0,25	5	4	2
5. Энергосбережение	0,25	5	4	5
6. Материалоемкость	0,1	4	4	4
7. Безопасность	0,1	5	5	5
Итого	1	4,8	4,3	4,05

$$I_{ТП} = 0,1 \cdot 5 + 0,1 \cdot 5 + 0,1 \cdot 4 + 0,25 \cdot 5 + 0,25 \cdot 5 + 0,1 \cdot 4 + 0,1 \cdot 5 = 4,8$$

$$I_{АН1} = 0,1 \cdot 5 + 0,1 \cdot 5 + 0,1 \cdot 4 + 0,25 \cdot 4 + 0,25 \cdot 4 + 0,1 \cdot 4 + 0,1 \cdot 5 = 4,3$$

$$I_{АН2} = 0,1 \cdot 5 + 0,1 \cdot 5 + 0,1 \cdot 4 + 0,25 \cdot 2 + 0,25 \cdot 5 + 0,1 \cdot 4 + 0,1 \cdot 5 = 4,05$$

Интегральный показатель эффективности разработки  $I_{финр}^p$  и аналога  $I_{финр}^a$

$$I_{финр}^p = \frac{I_m^p}{I_\phi^p}, \quad I_{финр}^a = \frac{I_m^a}{I_\phi^a}, \quad (21)$$

Для текущего проекта:

$$I_{финр}^p = \frac{4,8}{0,73} = 6,58$$

Для аналога 1:

$$I_{финр}^{a1} = \frac{4,3}{1} = 4,3$$

Для аналога 2:

$$I_{финр}^{a2} = \frac{4,05}{0,76} = 5,33$$

Сравнение интегрального показателя эффективности текущего проекта и аналогов позволит определить сравнительную эффективность проекта. Сравнительная эффективность проекта:

$$\mathcal{E}_{cp} = \frac{I_{финр}^p}{I_{финр}^a}, \quad (22)$$

где  $\mathcal{E}_{cp}$  – сравнительная эффективность проекта

$$\mathcal{E}_{cp(ТП)} = \frac{6,58}{6,58} = 1$$

$$\mathcal{E}_{cp(АН1)} = \frac{4,3}{6,58} = 0,65$$

$$= \frac{5,33}{6,58} = 0,81$$

Таблица 27 – сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Текущий проект	Аналог 1	Аналог 2
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,73	1	0,76

2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,8	4,3	4,05
3	Интегральный показатель эффективности	6,58	4,3	5,33
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1	0,65	0,81

В результате выполнения изначально сформулированных целей раздела, можно сделать следующие выводы:

1. По результатам проведенного анализа конкурентных технических решений можно отметить, что планетарный редуктор является наиболее предпочтительного и рационального, по сравнению с остальными;

2. При проведении планирования был разработан план-график выполнения этапов работ для руководителя и инженера, позволяющий оценить и спланировать рабочее время исполнителей. Были определены: общее количество календарных дней для выполнения работы – 125 дней, общее количество календарных дней, в течение которых работал исследователь – 113 и общее количество календарных дней, в течение которых работал руководитель - 36;

3. Составлен бюджет проектирования, позволяющий оценить затраты на реализацию проекта, которые составляют **438 663,72 руб.;**

4. По интегральным финансовым показателям можно отметить, что данное научное исследование эффективный, и в этой связи поддержка научного исследования может являться грантом на выполнение проектов фундаментальных научных исследований. Данный способ является самым быстрым и простым для реализации данного научного исследования.

Все, вышеперечисленные технико-экономические показатели проекта, позволяют сделать вывод о том, что данная конструкция планетарный редуктор экономически выгодна.

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
4НМ91	Хайдаровой Мавзуне Рахматжоновне

<b>Школа</b>	<b>ИШНПТ</b>	<b>Отделение (НОЦ)</b>	<b>Материаловедения</b>
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

Тема ВКР:

<b>Исследование влияния параметров нефтяного шлама на характеристики шнекового дозатора</b>	
<b>Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:</b>	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения.	Рабочее место – офисное помещение, стол, стул, ПЭВМ. В рамках магистерской диссертации проведены виртуальные исследования в программном обеспечении. Объект исследования: планетарный редуктор с преобразователем движения для поршневого насоса
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<b>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</b> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	- Трудовой кодекс РФ от 30.12.2001 N 197-ФЗ; - Федеральный закон «Об основах охраны труда в РФ»; - Федеральный закон «Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве»; - Федеральный закон «О промышленной безопасности опасных производственных объектов»; - Федеральный закон «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения»; - Федеральный закон «О пожарной безопасности». - гигиенические требования по СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03; - размещение рабочего места по ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ; - ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. - СН 2.2.4/2.1.8.566–96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. - СП 52.13330.2016. Естественное и искусственное освещение - ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. - ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности к рабочим местам. - ГН 2.2.5.3532-18 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны
<b>2. Производственная безопасность:</b> 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	Вредные факторы: - температура воздуха рабочей зоны; - повышенный уровень шума; - показатели микроклимата; - недостаточная освещенность рабочей зоны; - психофизиологические производственные факторы в том числе: физические перегрузки, связанные с тяжестью трудового процесса и нервно-психические перегрузки,

	<p>связанные с напряженностью трудового процесса;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Опасные факторы:</li> <li>- электрический ток;</li> <li>- короткое замыкание;</li> <li>- статическое электричество.</li> </ul> <p>Обоснование мероприятий по снижению воздействия.</p>
<b>3. Экологическая безопасность:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- загрязнение гидросферы применением СОЖ;</li> <li>- утилизация ТБО, оргоборудования, макулатуры, люминесцентных ламп.</li> </ul>
<b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</b>	<p>Возможные ЧС: наводнения, ураганы, пожары.</p> <p>Наиболее типичная ЧС: возникновение пожара на рабочем месте, электрическое поражение током человека.</p>

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Сечин Андрей Александрович	к.т.н		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4НМ91	Хайдарова Мавзуна Рахматжоновна		

## **5 Социальная ответственность**

Основной задачей данного раздела является выявление и анализ вредных и опасных факторов при исследовании и проектировании новой разработки и поиск средств защиты от них, создание оптимальных условий труда, анализ влияния на окружающую среду и профилактика ЧС.

Данный раздел включает в себя описание и влияние на человека опасных и вредных факторов при исследовании проекта на тему «Планетарный редуктор с преобразователем движения для скважинного поршневого насоса».

Конструкция планетарного редуктора была разработана с использованием программного обеспечения SolidWorks, где была изготовлена 3D модель оборудования, которая впоследствии использовалась для проведения экспериментов в виртуальной среде.

В разделе «Социальной ответственности» магистерской диссертации также были 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.

## **5.1 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 [19]:

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 ящичков (не менее 3 для хранения документации, листингов, канцелярских 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  $20^\circ$  ниже горизонтали к центру экрана, причем экран перпендикулярен этому направлению.

Должна также предусматриваться возможность регулирования экрана:

- по высоте +3 см;
- по наклону от  $-10^\circ$  до  $+20^\circ$  относительно вертикали;
- в левом и правом 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  $20^\circ$ ;
- плечи должны быть расслаблены;
- локти – под углом  $80^\circ \dots 100^\circ$ ;
- 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.

## 5.2 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»[20]), 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 28.

Таблица 28 – 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 [21];
2.Превышение уровня шума		+	+	- Гигиенические требования к микроклимату
3.Отсутствие или недостаток естественного света	+	+	+	производственных помещений СанПиН 2.2.4.548-96 [22];
4.Недостаточная освещенность рабочей зоны		+	+	- Требования к уровню шума на рабочих местах СН 2.2.4/2.1.8.562–96 [23];
5.Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека	+	+	+	- Требования к освещению СП 52.13330.2016 [25];
6.Психофизические факторы: умственное напряжение и эмоциональные перегрузки,	+	+	+	Естественное и искусственное освещение СНиП 23-05-

утомление				95*[26];
7.Электромагнитное излучение	+	+	+	- Электростатические поля. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля по ГОСТ 12.1.045-84 [6].

### **5.3 Анализ выявленных вредных и опасных факторов**

#### **5.3.1 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 должна соответствовать температуре, установленной в стандарте СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений». 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.

#### **5.3.2 Уровень шума на рабочем месте**

В основном вся работа конструктора происходит в окружающей среде внутри кабинета проектно-конструкторского отдела, 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.

#### **5.3.3 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/м<sup>2</sup>. Светильники местного освещения должны иметь не просвечивающий отражатель. Размещение светильников в помещении определяется следующими размерами:

Длина  $B=8$  м; ширина  $A=10$  м; высота  $H=3,5$  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 –  $h=H-d-m=5$  м.

Рассчитаем площадь помещения:

$$S = A \cdot B = 10 \cdot 8 = 80 \text{ м}^2 \quad (59)$$

Индекс помещения рассчитаем по формуле:

$$i = \frac{S}{(A + B) \cdot h} = \frac{80}{(10 + 8) \cdot 5} = 0,9 \quad (60)$$

По индексу помещения и коэффициентам отражения, находим коэффициент использования светового потока  $\eta=36\%$ . Количество принятых светильников  $N=12$ . Коэффициент минимальной освещенности принять за  $z=1,1$ . По СП 52.13330.2016 нормируемая освещенность составляет  $E_H=750$  лк, коэффициент запаса  $k_3=1,6$ .

Вычислим световой поток для создания требуемого освещения:

$$\Phi_{л} = \frac{E_H \cdot S \cdot k_3 \cdot z}{10 \cdot 0,36} = 29333,33 \text{ лм} \quad (61)$$

Световой поток для одного светильника равен:

$$\Phi_{л1} = \frac{\Phi_{л}}{N} = \frac{29333}{10} = 2933,33 \text{ лм} \quad (62)$$

Выберем люминесцентную лампу типа OSRAM Basic 765, G13, T8, 36Вт со значением светового потока 3350 лм в количестве 12 штук для обеспечения нормы освещения в кабинете. Схема расположения ламп приведена на рисунке 45.

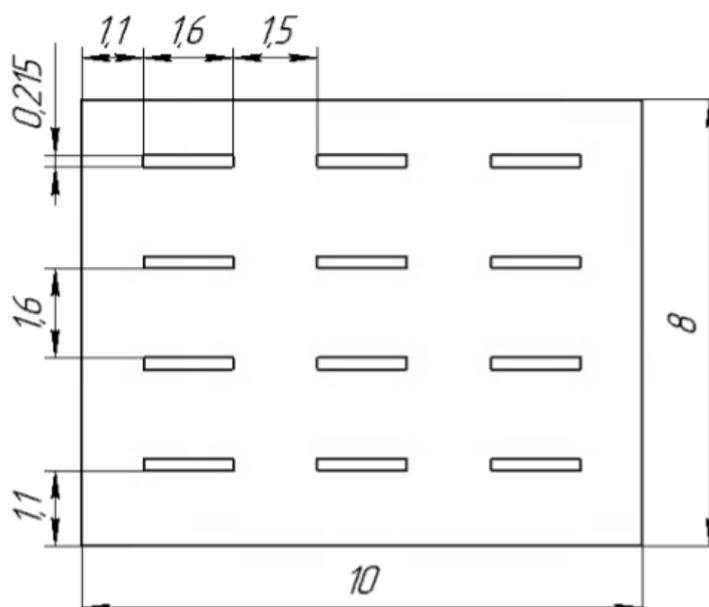


Рисунок 40 – Схема расположения ламп (размеры в м)

### **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 конструктора, соответствует норме.

### **Психофизиологические 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 ( $E_{\text{пред}}$ ) 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.

## **5.4 Обоснование мероприятий по снижению воздействий показателей микроклимата**

В помещения должны подаваться следующие объёмы наружного воздуха: при объёме помещения до 20м<sup>3</sup> на человека – не менее 30м<sup>3</sup> в час на человека; при объёме помещения более 40м<sup>3</sup> 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 в проектно-конструкторском отделе находится на четвертом этаже здания, его окна направлены на улицу, 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 летом, как правило окна и двери 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 СанПиН2.2.2.542-96 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 расположений – 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 психофизиологических 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 нейтрал (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[26]. 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.

### **5.5 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 «Шнекового дозатора» 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.

### **5.6 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[27]. 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 46. После эвакуации людей необходимо принять меры по пожаротушению.



Рисунок 46 – 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:

- 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 проведен обзор литературы по основным концепциям, необходимым для разработки и понимания планетарной передачи, а именно: определение планетарной передачи, информация о шестернях с профилем зуба Новикова и концепция балансировки ротора. Также был проведен анализ шести патентов на планетарные передачи, и стоит отметить, что во всех проанализированных патентах ни один из них не имеет конструктивных особенностей редуктора, разработанного в данной статье, что доказывает, что планетарный редуктор с двумя выходными скоростями можно считать инновацией для промышленного сегмента точных зубчатых колес.

Зубья колес и шестерен выполнены по профилю Новикова. Для редуктора этой конструкции было предложено упростить профиль Новикова, получить зуб с полукруглым профилем, упростить его изготовление и сохранить качества, присущие профилю Новикова. Также необходимо было отрегулировать профили зубьев колес, чтобы исключить натяг при установке. Параметры, выбранные для модификаций, такие как высота зуба и радиус корня зуба, оказались эффективными в устранении помех, так как их значения были изменены, в результате мы получили полное исключение вмешательства при сборке. Исследования грузоподъемности зубьев шестерни показали, что трансмиссия лучше всего работает при увеличении нагрузки на шестерни.

В разделе математического моделирования создана математическая модель планетарного редуктора. Кроме того, полученная модель была исследована в Matlab и Simulink. Из исследования видно, что вибрации, создаваемые раздаточными устройствами, приемлемы для использования. Определена экономическая и ресурсоэффективная составляющая работы. Проведен расчет необходимых затрат на выполнение НИОКР, определены сильные и слабые стороны проекта. Учитываются вопросы организации рабочего места дизайнера. Составлен список опасных и вредных факторов.

## Список использованных источников

1. Решетов Д.Н. Детали машин-М: Машиностроение1989.-655с.
2. Иванов М.Н. Детали машин.-М: Высшая школа 1999. – 400с.
3. Редукторы планетарно-цевочные: общие сведения:  
[http://www.ergo-luks.ru/index.php?option=com\\_content&task=view&id=94](http://www.ergo-luks.ru/index.php?option=com_content&task=view&id=94),  
свободный. [дата обращения: 27.01.2021].
4. Степанов В.С. Методика проектирования привода на основе волновой передачи с телами качения. Автореферат. Москва 2009г.
5. Передача Новикова: [http://tehpromcomplect.ru/peredachi\\_novikova](http://tehpromcomplect.ru/peredachi_novikova),  
свободный. [дата обращения: 27.04.2021].
6. Степанова Д.Л., Никулин П.А., Крауиньш П.Я. Исследование распределения нагрузки волнового кинематического редуктора с модифицированным профилем зуба и зависимости нагрузочных способностей по отношению к его передаточному числу и габаритным размерам // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №4 (2016) <http://naukovedenie.ru/PDF/96TVN416.pdf> , [дата обращения: 20.04.2021].
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя Том 2.
8. Алямовский А. А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. М.: ДМК Пресс, 2010. 464 с., ил. (Серия «Проектирование»).
9. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: «Наука», 1991
10. 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](http://earchive.tpu.ru/bitstream/11683/17114/1/conference_tpu-2015-C04-v1-068.pdf) , дата обращения: 20.04.2021].
11. П. Г. Гузенков., Детали машин. – М: Высшая школа, 1986.
12. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 1., – М: Машиностроение, 2001.

13. «Трудовой кодекс Российской Федерации» от 30.12.2001 N 197-ФЗ(ред. от 01.05.2021). [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.consultant.ru/document/cons\\_doc\\_LAW\\_34683](http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_34683), свободный, [дата обращения: 10.05.2021].

14. Плеханов Ф.И.(2013), Зубчатая планетарная передача, Патент № RU2520728 С1.

15. Плеханов Ф.И.(2013), Планетарная передача, Патент № RU2520887 С1.

16. ГОСТ 12.0.002-14 «ССБТ. Основные понятия. Термины и определения».

17. ГОСТ 12.1.005-88«Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».

18. СанПиН 2.2.4.548-96«Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений».

19. СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96. «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».

20. СНиП 23 – 05 – 95. «Естественное и искусственное освещение».

21. Лампа люминесцентная Osram T8 G13 18 Вт свет холодный белый 765. [Электронный ресурс]. – Режим доступа:[https://leroymerlin.ru/product/lampa-lyuminescentnaya-osram-t8-g13-18-vt-svet-holodnyy-belyy-765-12215543/?utm\\_source=gdeslon&sub=95774&utm\\_medium=partner&partners=12345&gclid=EAIaIQobChMI64K6mbCB8QIV8AWiAx18dwMqEAAAYASAAEgLBYPD\\_BwE](https://leroymerlin.ru/product/lampa-lyuminescentnaya-osram-t8-g13-18-vt-svet-holodnyy-belyy-765-12215543/?utm_source=gdeslon&sub=95774&utm_medium=partner&partners=12345&gclid=EAIaIQobChMI64K6mbCB8QIV8AWiAx18dwMqEAAAYASAAEgLBYPD_BwE), свободный, [дата обращения: 12.05.2021].

22. ГОСТ 12.1.019 – 2017 ССБТ. «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты».

ГОСТ 12.1.004 – 91 ССБТ. «Пожарная безопасность».

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Функция

```
function f=mass3(t,n)
m1=1.007;%Масса 1, кг
m2=;%Масса 2, кг
h1=6174.2;%Коэффициент демпфирования, Н*с/м
h2=3174.2;%Коэффициент демпфирования, Н*с/м
c1=706214688.2;%Жесткость вала, Н/м
c2=1577184688.2;%Жесткость деталей (прижим, втулка) 2, Н/м
Fext=50;
n(1)=x1, n(2)=V1, n(3)=x2, n(4)=V2, n(5)=x3, n(6)=V3
f=[n(2);
    (Fext-c1*(n(1)-n(3))-h1*(n(2)-n(4)))/m1;
    n(4);
    (c1*(n(1)-n(3))+h1*(n(2)-n(4))-c2*(n(3)-n(5))-h2*(n(4)-n(6)))/m2;

f01=(sqrt(c1/m1)/(2*pi))
f02=(sqrt((c1+c2)/m2)/(2*pi))
end
```

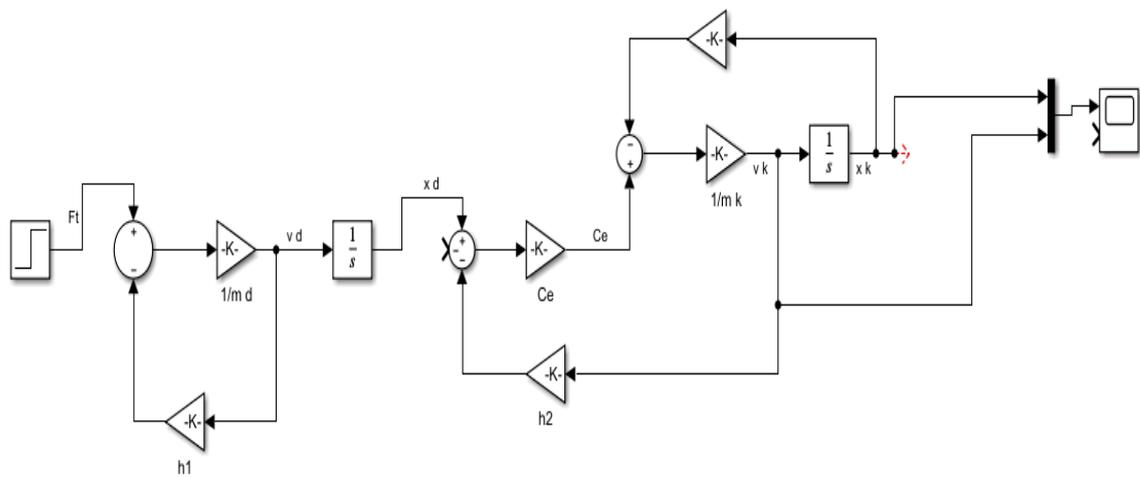
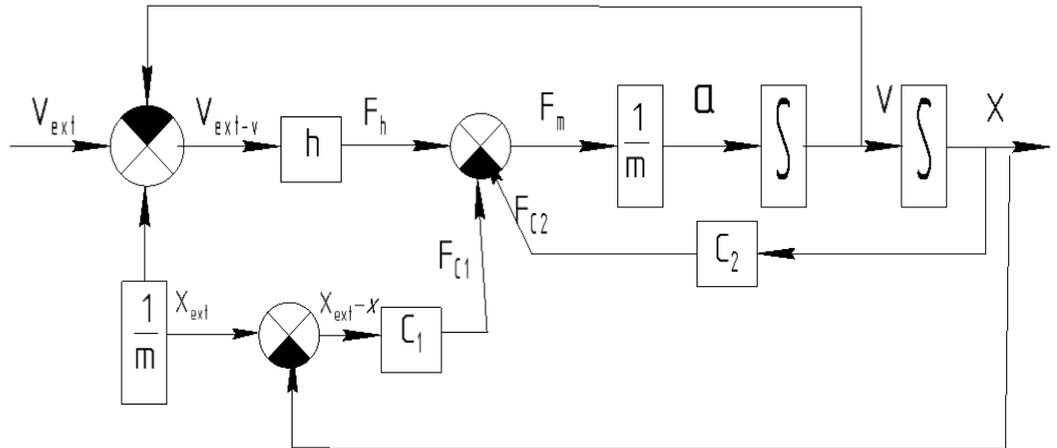
### Программа

```
clear;
clc;
close all;
[t,n]=ode45(@mass3,[0,2],[0,0,0,0,]); %Дифференцируем
x1=n(:,1);
V1=n(:,2);
x2=n(:,3);
V2=n(:,4);
%Dля тела 1
subplot(2,3,1) %Создадим верхнее окно с графиком
plot(t,x1,'b'); %Построим график, b-голубой цвет
grid on; %Добавим сетку
title('Перемещение тела 1'); %Добавим название графику
xlabel('Время, с'); %Подписываем ось x
ylabel('Расстояние, м'); %Подписываем ось y
subplot(2,3,4) %Создадим нижнее окно с графиком
plot(t,V1,'r'); %Построим график, r-красный цвет
grid on; %Добавим сетку
title('Скорость тела 1'); %Добавим название графику
xlabel('Время, с'); %Подписываем ось x
ylabel('Скорость, м/с'); %Подписываем ось y
```

```
%Для тела 2
subplot(2,3,2) %Создадим верхнее окно с графиком
plot(t,x2,'b'); %Построим график, b-голубой цвет
grid on; %Добавим сетку
title('Перемещение тела 2'); %Добавим название графику
xlabel('Время, с'); %Подписываем ось x
ylabel('Расстояние, м'); %Подписываем ось y
subplot(2,3,5) %Создадим нижнее окно с графиком
plot(t,V2,'r'); %Построим график, r-красный цвет
grid on; %Добавим сетку
title('Скорость тела 2'); %Добавим название графику
xlabel('Время, с'); %Подписываем ось x
ylabel('Скорость, м/с'); %Подписываем ось y
```

# ПРИЛОЖЕНИЕ Б

## Схема в Simulink





## **1 Literature review**

### **1.1 Planetary reductor**

A gearbox is a device that is part of the drive mechanisms of machines and systems. Its main task is to increase the torque by reducing the angular speeds of the drive shaft. Different gearboxes use different types of gears - worm, chain, toothed, and also combined (toothed-worm, toothed chain, etc.).

Main technical characteristics:

- Power;
- Angular wave velocities;
- Efficiency;
- Ratio;
- Number of gears and stages.

The planetary gearbox is one of the most typical representatives of the category of manual transmissions. The design is based on the use of a planetary gear (hence the name of the device), which converts torque using several gears interacting with a central gear. Such a reducer is also called a differential; it can use one or more planetary gears. Today, gearboxes are widely used in all areas of industry and the national economy. Earth-moving, quarrying and road-building machines are equipped with special and standard gearboxes. They can be integrated into both tracked and conventional transmissions to provide high ground clearance for vehicles operating in difficult conditions.

Devices used in forestry and agriculture (loaders, conveyor belts, slewing gears, hoist drives, etc.) must meet the most stringent criteria in terms of reliability, efficiency and durability. Gearboxes for the mining industry and the mining industry are distinguished by their durability and the ability to work for a long time in

intensive operation. Planetary gears are widely used in devices and mechanisms that transmit very high torques. In the energy sector and in refineries, gears are used in heating systems, screw compressors, fans and power generators that meet the highest demands for durability and reliability.

Gearboxes are also widely used in the food industry, especially in gears that implement high torque cycles at low speeds. This is typical for extruders, mills, spiral freezers, stirrers, etc.

## 1.2 Planetary pinion gear

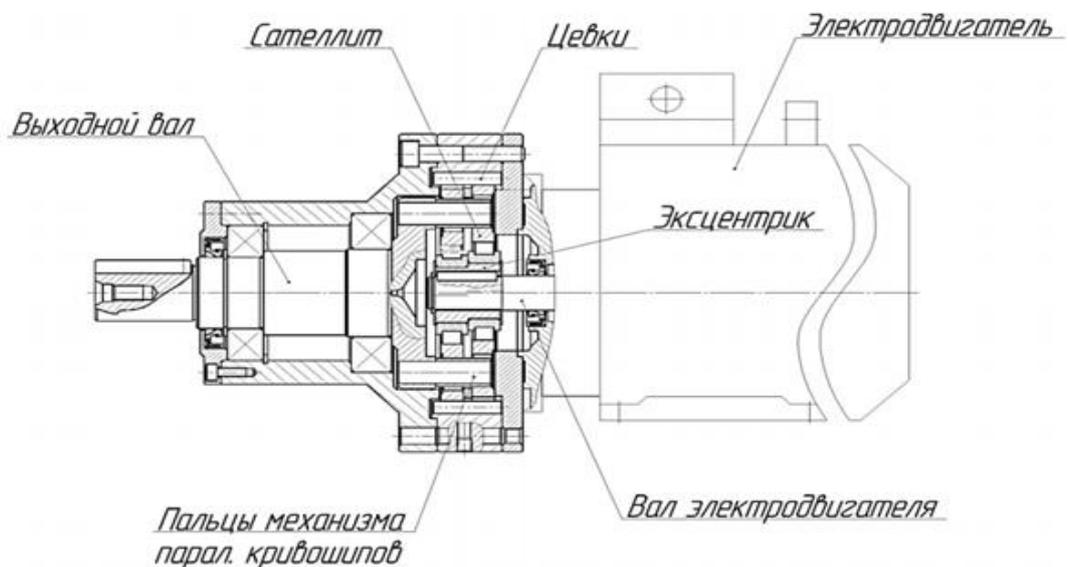


Figure 1 - Planetary pinion gearbox

The transmission is based on an ingeniously simple principle. The rotating eccentric rolls the cycloidal discs along the inner circumference of the stationary ring gear. The resulting action is similar to the rolling action of the pulley on the inner rim gear. The cycloid disc moves clockwise in the crown case while it slowly rotates counterclockwise around its axis. In this system, the cycloidal profile of the disc gradually engages the rollers of the stationary inner ring gear to allow reverse rotation at low speed. For each full revolution of the shaft at high speed, the cycloid disk rotates one stage of the cycloidal gear in the opposite direction. Typically, the number of cycloidal teeth on the disk is one less than the number of rollers in the

fixed ring gear housing, which determines the gear ratio of the gearbox, which is numerically equal to the number of cycloidal teeth on the disk.

The flower gearbox is reliable due to the key factor - the gear overlap ratio, which is 66%. In practice, this means that 66% of the teeth of the cycloid disc are in simultaneous contact at any given time, and although it is more accurate to call the teeth of the cycloid disc tarsus, in everyday life both terms can be used. It is this fact that allows us to provide a two-year warranty for all gearboxes with the highest shock overloads, which can be up to 500% of the nominal torque for which the gearbox was selected. Any other type of transmission has a ten times less overlap ratio, so all manufacturers of the most famous transmissions usually provide an overload capacity of no more than 200% of the rated torque.

Compared to other types of gearboxes that use involutes gears, MCPs have a number of significant operational advantages:

- high reliability and durability (up to 15 years of operation, 8 hours a day at constant load);
- high overload resistance (up to 500%);
- low inertia and low noise level (up to 70 dB);
- small dimensions and low relative weight (from 0.03 to 0.08 kg / N \* m);
- a wide range of transfers at one level (from 7 to 119);
- high efficiency (up to 95%);
- no restrictions on thermal conditions;
- require minimal maintenance in operation.
- Main disadvantages:
  - increased requirements for the accuracy of manufacturing and installation (to ensure the assembly of planetary gears, it is necessary to comply with the alignment condition (coincidence of the geometric centers of the wheels);

- the state of assembly (the sum of the teeth of the central wheels is a multiple of the number of satellites) and proximity (the tops of the teeth of the satellites do not touch);
- a sharp decrease in the transmission efficiency with an increase in the gear ratio.

Benefits of planetary gears:

1. Greater kinematic capabilities, since the planetary gearbox can perform the functions of a gearbox with a constant ratio (for example, with a fixed pinion gear), a gearbox with several links in series, a differential mechanism for adding and subtracting offsets.

2. The overall dimensions and weight of gearboxes based on planetary gears can be 2-4 times less than the overall dimensions and weight of conventional gearboxes. The reduction in size and weight is attributed to the following characteristics:

a) multithreading - power is transmitted from the input channel to the output channel by several parallel streams, the number of which is equal to the number of satellites (for example, with four satellites, the load on the gear of each satellite is on average four times less than that of a gear clutch of a conventional single-stream transmission, which makes it possible to reduce diameters of the sun wheel and satellites);

b) the structural diagram of the planetary gear has a symmetrical design and due to this symmetry the components of the load in the gear are mutually balanced and practically not transmitted to the bearings of the main links, therefore these bearings can be made in small sizes.

### **1.3 Novikov's transfer**

#### **1.3.1 Novikov's transmission and involute gearing. Major differences**

The most widespread and widespread involute profile has established itself due to its high manufacturability and noticeable operational advantages over gears with other tooth profiles. Its main advantages include a constant gear ratio and correct engagement regardless of changes in the center distance, as well as the possibility of using involute engagement in shifting gears.

However, cylindrical or bevel, planetary or undulating gears with an involute profile has a number of significant disadvantages: high friction losses, high sensitivity to deformation and high contact stresses in the teeth. This limits the ability to transmit large torques.

### **1.3.2 Advantages and disadvantages of gears with Novikov gearing**

The main competitive advantage of Novikov's gearbox is a significantly higher carrying capacity. If the hardness of the working surface of the teeth does not exceed HB 350, then the Novikov transmission, all other things being equal, guarantees that the load will be approximately 2.5 times greater than the allowable for involute transmission. Consequently, with the same transmitted power, Novikov's transmission has dimensions almost 2 times smaller.

The profiles of the teeth in the Novikov engagement allow the use of higher gear ratios, and the lubricating film, which is perfectly retained between the contacting elements, increases the service life of the teeth and increases the efficiency of the transmission (friction losses according to Novikov, the engagement is about 2 times lower than in gears with an involute profile tooth). Due to the point contact of the teeth, the Novikov gear is not so sensitive to errors and distortions during installation. But Novikov's engagement also has its problem areas:

- Noticeable sensitivity and dependence on changes in the center-to-center distance;
- With an increase in the load, a significant increase in the axial component is noted, which leads to a complication of the design of support bearing assemblies;

- When making a gear with one line of engagement, two special cutters are required (one for cutting the teeth of the wheel, and the other for the gears). Many scientists agree that both types of transmissions still have significant potential for improvement and may well coexist in mechanical engineering for many years.

### 1.3.3 Technical features of Novikov's transfer

The main task of the designers working on the modification of the gears was to increase their carrying capacity. The original version of bonding tooth surfaces developed by M.L. Novikov became a real breakthrough in the field of mechanical engineering. Novikov's idea was to replace the linear contact of the tooth surfaces with a contact point. As a result, this approach made it possible to change the type of tooth profile observed during the final cutting: instead of mutually curved curves, Novikov used teeth outlined by circles of radii with a minimum difference in curvature. In this case, one of the profiles is usually convex, and the second, respectively, concave.

However, in some cases, the gear and wheel teeth may have a different profile, as shown in Figure 2:

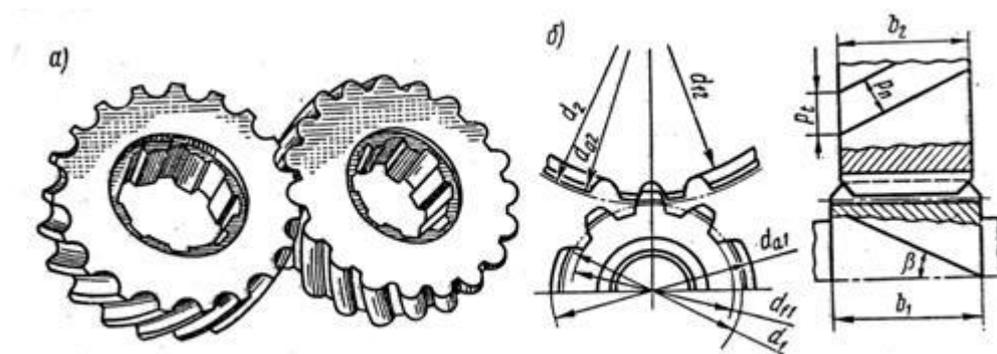


Figure 2 - Forms of Novikov gear teeth.

The combination of such profiles of the teeth makes it possible to ensure that the area of their contact during operation moves along the profile, and is not located directly along the entire line. In this case, both the travel speed and the generated pressure angle remain unchanged. Initially, Novikov created a kind of obligations

with one line of obligations, which, depending on where the contact took place, could be “polarized” or “polarized”. However, the later created transmission with two lines of engagement (prepolar clutch) has better performance characteristics (higher carrying capacity and manufacturability, less noise and sensitivity to axial displacements). In this embodiment, the legs of each of the wheels are concave and the heads are convex.

In addition to the operational benefits, the bottom strut meshing has the advantage that gear and wheel teeth can be cut with just one tool. This simplifies the technology of work and increases their accuracy.

#### **1.4 Scope of Novikov's gears**

As has often happened in the history of world industry, the invention, which has become widespread in the national economy, was originally intended for the needs of the military-industrial complex. Although M. Novikovs were aircraft engines, the gear system he developed (in the West it is often and completely unreasonably called the Wilbager-Novikov system) helped to solve many problems in the design of powerful low-speed heavy units - for example, chariots armed with tractors, tractors, etc.

Novikov's gears became more widespread in the general gear industry, mainly in the USSR and the post-Soviet states that were subsequently formed. However, in general, the production of gearboxes, in which Novikov's transmission was used, in the 60-70s of the last century was established in 49 countries of the world.

#### **1.5 Patent Review**

To gain market acceptance for a new device, it is necessary to identify market requirements and trends by assessing what competitors have developed. Patent research plays an important role in enhancing the competitiveness of the engineering sector. This version of the patent is also needed to help the designer make decisions when creating, developing and selling a product.

### 1.6.1 Planetary gear (patent No. 2520887)

The invention relates to mechanical engineering, in particular to high-speed transmissions with low load, Figure 3. The transmission contains a main cam (1), two satellites (2) with external teeth, a stationary central wheel (3) with teeth. internal driven shaft (4) and a mechanism for eliminating the movement of the satellites, consisting of two unsupported disks (6) with holes in which rubber bushings (7, 8) are installed, pawls (5) of the driven shaft and tongues (9), the satellites are installed with interference. Half of the rubber bushings (7) are fitted with an interference fit on the satellite pins (9), the second (8) - on the pins (5) of the driven shaft (4). The radial displacement of each satellite (2) the value of the distance between the transmission shafts is obtained by summing the deformation of the rubber bushings (7) installed on the pins (9) of the satellites, and the radial displacement of unsupported disks (6) due to deformation of the rubber bushings (8) on the pins of the driven shaft (five).

Mounted on the holes of unsupported discs (6) and on pins (9, 5), rubber bushings (7, 8) absorb shock loads during transmission of forces and movement, reducing noise levels.

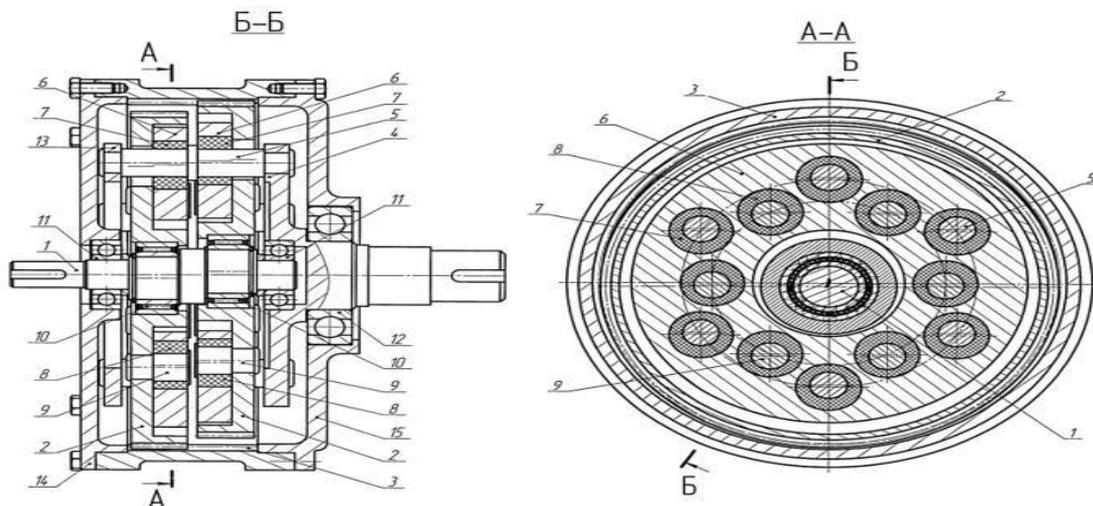


Figure 3 - Planetary gear diagram.

### 1.6.2 Gear planetary gear (patent No. 2520728)

The invention relates to mechanical construction and can be used in all sectors of the national economy, Figure 4. The planetary gearbox contains an eccentric support (1), a satellite (2) with holes, a stationary central wheel (3), a cheek. (4) is rigidly connected to the low-speed shaft (5), the fingers (6) are driven into the holes of the cheeks (4). Each pin has two steel bushings (7), one plastic bushing (8) and one steel bushing (9). Steel bushings (7) are installed on the axle (6) with a gap. The outer diameter of the steel bush (9) is less than the diameter of the hole in the satellite (2) by twice the transmission center distance.

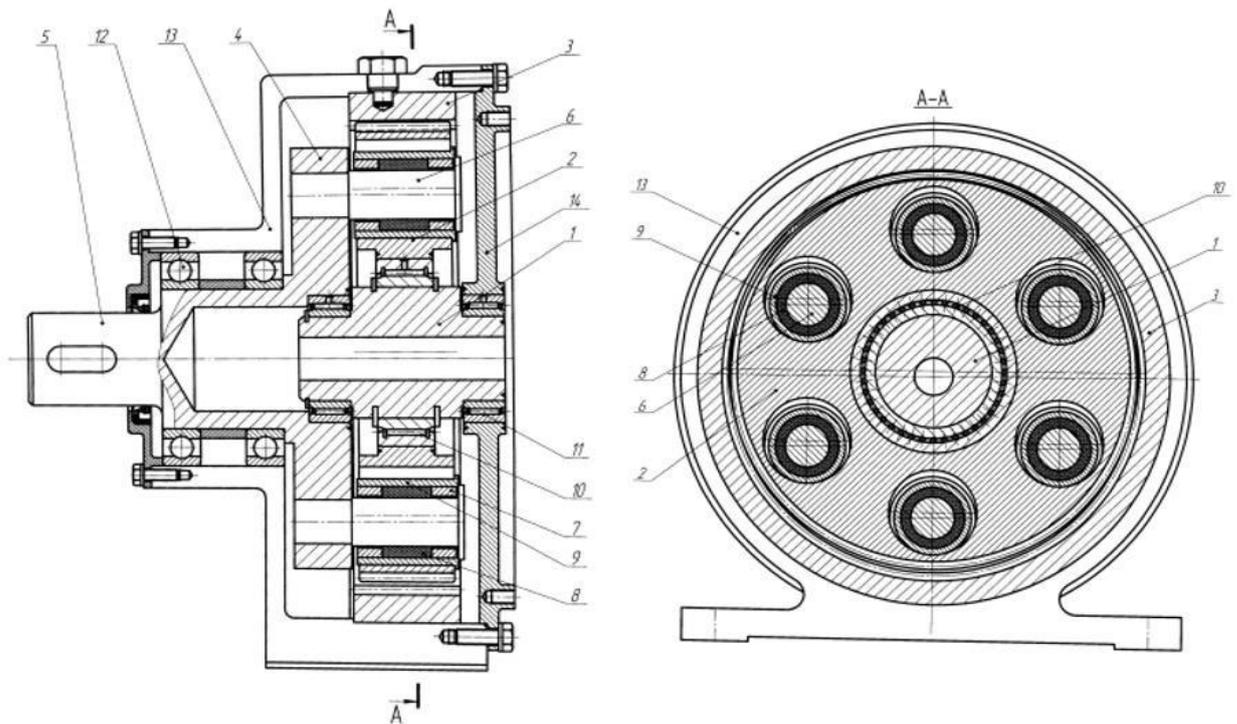


Figure 4 - Gear planetary gear

## **1.7 Here is a brief overview of the pumps**

Pumps are devices that primarily move fluids under pressure with energy transfer. The pumps are usually supplied with homogeneous liquids (water, oil products), but it is also possible to pump two-phase liquids and gases.

According to the principle of operation, pumps are divided into dynamic and piston (piston) pumps. In dynamic pumps, the fluid moves under the action of force in a chamber of constant volume, which is connected to input and output devices. In positive displacement piston pumps, fluid moves by suction and displacement of fluid due to the cyclical change in volume in the working spaces during the movement of pistons, membranes and plates. Vane and jet pumps are dynamic, while piston and rotary pumps are reciprocating.

Centrifugal pumps are the most popular and commonly used type of pump for pumping liquids. In simple terms, it is a pump that uses a rotating impeller to move water or other liquids through centrifugal force. It is the undisputed pump choice, especially for transferring fluid from one place to another in a variety of industries including agriculture, utilities (waste water and wastewater treatment), industry, power plants, petroleum, mining, chemicals, pharmaceuticals and many more. Industries. Centrifugal pumps are useful because they can typically handle large volumes of liquid, provide very high flow rates (which can vary with changes in the dynamic total head (TDH) of a particular piping system), and have the ability to adjust their flow rates to suit to a wide range.

Centrifugal pumps are usually designed to handle relatively low viscosity liquids such as water or light oil. More viscous liquids, for example 10 or 20 mass. Oils at 68-70 degrees Fahrenheit require additional power to drive centrifugal pumps. For viscous liquids over 30 wt. oil, reciprocating pumps are preferred over centrifugal pumps for lower energy costs. The sectional type CNS pump body consists of separate sections, the number of which is equal to the number of steps

minus one, since one wheel is located in the front cover. Sealing between sections is provided by rubber gaskets. The sectional design of the pump casing allows you to increase or decrease the number of sections and thereby increase or decrease the head without changing the flow rate.

The electric motor in the centrifugal pumping device acts as a driving element. The part of the internal structure of the centrifugal pump, in which the drive motor is located, is carefully sealed, which is necessary to protect the unit from contact with the pumped liquid medium.

### **1.8 Well centrifugal pumps**

All centrifugal pumps for wells work on a similar principle - the kinetic energy generated by the rotation of the impeller is transferred to the blades on the particles of matter. Due to the action of centrifugal force, all the liquid in the area of the impeller enters the pump housing and the new one falls into place under pressure. The passage of the liquid occurs due to the constant rotation of the wheel: water (or any other liquid) is pressed against the walls of the pump housing, and then pushed out into a special outlet.

The pressure at the inlet to the pump drops and at the impeller reaches quite high values. The main feature of a centrifugal pump is that liquid is continuously pumped in it.