

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

Институт Кибернетики

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

Кафедра Технологии машиностроения и промышленной робототехники

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
«Исследование мехатронного устройства с торцевым кинематическим волновым редуктором»

УДК 621.865.8-047.37:621.83.061.1

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ51	Джасем Мохамад Али		

Руководитель

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

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Спицын В. В.	к. э. н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Пустовойтова М. И.	к. х. н., доцент		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТМСИР	Вильнин А. Д.			

Томск – 2017 г.

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ

по основной образовательной программе подготовки магистров по направлению 15.04.05
«Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»,
профиль подготовки «Конструирование технологического оборудования»

Код результат	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
Профессиональные и общепрофессиональные компетенции	
P1	формулировать цели проекта (программы), задач при заданных критериях, целевых функциях, ограничениях, строить структуру их взаимосвязей, разрабатывать технические задания на создание новых эффективных технологий изготовления машиностроительных изделий.
P2	участвовать в разработке проектов машиностроительных изделий и производств.
P3	разрабатывать их эскизные, технические и рабочие проекты, проводить технические расчеты по выполняемым проектам, технико-экономическому и функционально-стоимостному анализу эффективности проектируемых машиностроительных производств.
P4	выполнять разработку функциональной, логической, технической и экономической организации машиностроительных производств, их элементов, технического, алгоритмического и программного обеспечения на основе современных методов, средств и технологий проектирования.
P5	разрабатывать и внедрять эффективные технологии изготовления машиностроительных изделий, участвовать в модернизации и автоматизации действующих и проектировании новых машиностроительных производств различного назначения, средств и систем их оснащения, производственных и технологических процессов с использованием автоматизированных систем технологической подготовки
P6	выбирать и эффективно использовать материалы, оборудование, инструменты, технологическую оснастку, средства автоматизации, контроля, диагностики, управления, алгоритмы и программы выбора и расчета параметров технологических процессов, технических и эксплуатационных.
Универсальные (общекультурные) компетенции	
P7	Использовать базовые и специальные знания в области проектного менеджмента для ведения комплексной инженерной деятельности.
P8	Осуществлять коммуникации в профессиональной среде и в обществе в целом. Владеть иностранным языком (углублённый английский язык), позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты комплексной инженерной деятельности.
P9	Эффективно работать индивидуально и в качестве члена команды, состоящей из специалистов различных
P10	Демонстрировать личную ответственность за результаты работы и готовность следовать профессиональной этике и нормам ведения комплексной инженерной деятельности.
P11	Демонстрировать знания правовых, социальных, экологических и культурных аспектов комплексной инженерной деятельности, а также готовность к достижению должного уровня физической подготовленности для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности.

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

Институт Кибернетики
Направление подготовки 15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств
Кафедра Технологии машиностроения и промышленной робототехники

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой

_____ Вильнин А.Д.
(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

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

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ51	Джасему Мохамеду Али

Тема работы:

«Исследование мехатронного устройства с торцевым кинематическим волновым редуктором»	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	21.04.2017 г. № 2753/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	08.06.2017 г.
--	---------------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>Исходные данные к работе <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Разработка конструктивной схемы торцевого кинематического волнового редуктора с передаточным отношением ($i=30$). Провести его кинематическое и динамическое исследование, анализ его плавности хода, проверка несущей способности зубьев и расчет его потерь на трение с использованием виртуальных моделей.</p>
<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Литературно-патентный обзор конструкций волнового редуктора с торцевыми зубьями; описание конструктивной схемы устройства; необходимые расчеты по конструктивной схеме устройства, исследование кинематики движения исполнительного механизма и динамики конструкции с построением математических моделей.</p>

Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	Конструктивная схема, графики кинематики движения, математические модели, графики переходного процесса.
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
«Расчеты и аналитика»	Крауиньш Пётр Янович
«Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	Спицын Владислав Владимирович
«Социальная»	Пустовойтова Марина Игоревна
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
«Литературный обзор»	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	01.10.2015
---	------------

Задание выдал руководитель:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ51	Джасем Мохамад Али		

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

Институт Кибернетики

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

Кафедра Технологии машиностроения и промышленной робототехники

Форма представления работы:

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

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

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела
25.05.2017	Основная часть	75
19.05.2017	Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	15
23.05.2017	Социальная ответственность	10

Составил преподаватель:

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

СОГЛАСОВАНО:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТМСПР	Вильнин А. Д.			

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

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ51	Джасем Мохамад Али

Институт	ИК	Кафедра	ТМСИР
Уровень образования	Магестр	Направление/специальность	15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и	Оценить потенциальных потребителей научного исследования, проанализировать
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Сформировать бюджет научных исследований, основываясь на расчетах для трех исполнений. Построить календарный график работ.
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Определить ресурсную, финансовую, бюджетную, социальную и экономическую эффективность исследования, основываясь на трех

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Матрица SWOT 2. График проведения работ и бюджет НИ

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

10.12.2016

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Спицын В. В.	к. э. н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ51	Джасем М. А.		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»**

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ51	Джасем Мохамад Али

Институт	Кибернетика	Кафедра	ТМСИР
Уровень образования	магистр	Направление/специальность	Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения

Разработанный в рамках магистерской диссертации проект является процессом производства детали «волновой редуктор с торцевыми зубьями», а также содержащиеся в производственном цеху станки и сопутствующее оборудование. процессом производства детали «волновой редуктор с торцевыми зубьями», а также содержащиеся в производственном цеху станки и сопутствующее оборудование.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Производственная безопасность

1.1. Анализ факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:

- физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;
- действие фактора на организм человека;
- приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);
- предлагаемые средства защиты;
- (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства).

1.2. Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:

- механические опасности (источники, средства защиты);

1.1. Выявленные вредные факторы (по ГОСТ 12.0.003- 74 ССБТ).
Повышенный уровень шума на рабочем месте;
Недостаточная освещенность рабочей зоны;
Повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны;
Повышенная запыленность и загазованность воздуха рабочей зоны;
Повышенный уровень вибрации.

1.2. Выявленные опасные факторы (по ГОСТ 12.0.003- 74 ССБТ):
Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека;
Незащищенные подвижные элементы металлообрабатывающих станков: вращение заготовки, движение различных

<ul style="list-style-type: none"> – термические опасности (источники, средства защиты); – электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты); – пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения). 	элементов станков.
<p>2. Экологическая безопасность:</p> <ul style="list-style-type: none"> – защита селитебной зоны – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); – анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды. 	Анализ влияния факторов производства детали на окружающую среду.
<p>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> – перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения; – выбор наиболее типичной ЧС; – разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; – разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий. 	Приведены возможные для данного предприятия чрезвычайные ситуации и способы их устранения.
<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	Приведены требования к организации рабочего места с соблюдением требований безопасности сотрудника.

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Пустовойтова Марина Игоревна	к. х. н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ51	Джасем Мохамед Али		

Приложение П
(справочное)

**Форма титульного листа приложения для раздела ВКР,
выполненного на иностранном языке**

Приложение (обозначение приложения)

Раздел (2)
(Литературный обзор)

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ51	Джасем Мохамад Али		

Консультант кафедры _____ (аббревиатура кафедры) _____ :

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

Консультант – лингвист кафедры _____ (аббревиатура кафедры) _____ :

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Куркан Н. В.			

РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация 119 страниц, 41 рисунков, 43 таблиц(ы), 36 источника, 2 приложения.

Ключевые слова: Волновой редуктор, передаточное отношение (i), кинематическая схема, плавность хода, нагрузочная способность зубьев.

Объектом исследования является волновой редуктор с торцевыми зубьями.

Целью работы является разработка концептуальной схемы конструкции торцевого кинематического волнового редуктора.

В процессе работы был приведен обзор типов и компоновок волновых редукторов, произведен обзор принтеров, даны соответствующие понятия и определения. Разработана конструкция торцевого кинематического волнового редуктора. Построена кинематическая схема редуктора. Произведён проектный и кинематический расчет. Во второй части работы построены математические модели волнового редуктора с торцевыми зубьями..

Магистерская диссертация выполнена в текстовом редакторе MicrosoftWord 2013.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	10
1. Объект и предмет исследования	13
2. LITERATURE REVIEW	14
3. Расчёты и аналитика	35
3.1. Особенности конструкции и работы волнового редуктора с торцевыми зубьями.....	35
3.2 Кинематическая схема волнового редуктора с торцевым зацеплением.....	36
3.2.1 Исходные данные:.....	37
3.2.2 Расчет габаритов и размеров.....	37
3.3. Анализ плавности хода волнового торцевого кинематического редуктора.....	41
3.4 Расчет несущей способности зубьев редуктора:.....	45
3.4.1 Расчет несущей способности зубьев редуктора:.....	47
3.6 Схема и математическая модель редуктора:	58
3.6.1 Расчетная схема и математическая модель	58
3.6.2 Составление блок схем и дифференциальных уравнений математических моделей	60
3.6.3 Структурная схема и результаты:.....	61
3.6.4 Определение коэффициента жесткости в подшипнике.....	63
Типичные показатели	70
3.6.5 Анализ результатов:.....	72
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	74
4.1. Предпроектный анализ.....	74
4.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования.....	74
4.1.2. Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.....	76
4.1.3. SWOT – анализ.....	77
4.1.4. Оценка готовности проекта к коммерциализации.....	79
Методы коммерциализации результатов научно-технического исследования	80
4.2 Планирование управления научно-техническим проектом.....	82
4.2.1 Структура работ в рамках научного исследования.....	82
Продолжительность этапов работ.....	83
Расчет нарастания технической готовности работ.....	85
4.2.4 Бюджет научного исследования.....	87
4.2.4.1 Расчет материальных затрат НТИ.....	87

4.2.4.2	Основная заработная плата исполнителей.....	87
4.2.4.4	Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).....	90
4.2.4.5	Расчет затрат на электроэнергию	91
4.2.4.6	Расчет амортизационных расходов	93
4.2.4.7	Накладные расходы.	93
	Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования.	94
	Заключение.....	95
5.	Социальная ответственность.....	96
	Введение	96
5.1	Производственная безопасность	96
5.1.1.	Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения.....	98
5.1.2	Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения.....	102
5.2.	Экологическая безопасность.	104
5.3	Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	106
5.3.1.	Обоснование мероприятий по предотвращению пожара и разработка порядка действия в случае его возникновения	107
5.4	Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	107
5.4.1	Правовые вопросы обеспечения безопасности	108
	Организационные вопросы обеспечения безопасности	108
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	112
	Приложение.....	108

Введение

Волновой редуктор представляет собой механическую передачу, которая преобразует энергию деформации гибкого элемента в движение. Редуктор данного типа впервые был построен в 1959 году американским изобретателем Массером. Открытие стало новым этапом в развитии инженерной техники. Волновая передача позволила обеспечивать недостижимый до того момента уровень кинематической точности и невероятную плавность движения. Также с ней можно было добиваться высокого передаточного отношения при небольшом количестве составных деталей. Сейчас подобные механизмы используются в ракетной и авиационной отраслях, в робототехнике, в точном машиностроении, а также при производстве манипуляторов, от которых требуется высокая точность перемещения. К недостаткам волновых передач можно отнести высокую напряженность основных элементов гибкого колеса и генератора волн.

Актуальность работы.

Цель данной диссертации состоит в исследовании новой поколения волнового редуктора с торцевыми зубьями. Одним из главных приоритетов развития отрасли редукторостроения является повышение допустимой грузоподъемности и передаточного числа. Волновой кинематический редуктор имеет большой спектр применимости, благодаря таким показателям, как высокая нагрузочная способность, малые габариты, высокие передаточные числа и высокая точность позиционирования выходного звена.

Цель работы.

Разработка методов расчета нагрузочной способности зубьев, оценки КПД волнового редуктора и влияния конструктивно-технологических параметров на динамические характеристики устройства на основе математического моделирования и теоретико-экспериментальных исследований.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

Разработка математической модели состоит из следующих этапов:

1. Провести анализ источников информации с целью определения основных характеристик редуктора.
2. Разработать кинематическую схему и описать принцип работы редуктора.
3. Провести кинематический анализ редуктора.
4. Создать математическую модель редуктора.
5. Провести анализ плавности хода зубчатого зацепления.
6. Провести силовой анализ зацепления.
7. Провести расчеты потерь на трение зацепления.
8. Сделать выводы о достижении поставленной цели.

Научная новизна:

На базе эффектов кривизны контакта сформулированы соответствующие современным тенденциям развития машиностроения физические основы совершенствования зубчатых передач, показывающие возможности значительного увеличения их несущей способности.

Практическая значимость:

На основе полученной виртуальной модели и ее исследования можно создать макетный образец.

1. Объект и предмет исследования

Объектом исследования является волновой редуктор с торцевыми зубьями и предметом исследования является кинематика и динамика волнового редуктора с торцевыми зубьями.

Данная работа предполагает исследование волнового редуктора с торцевыми зубьями с точки зрения кинематики и динамики с использованием виртуальных моделей, созданных в программном Solidworks для принятых габаритов конструкции.

Математические модели данного волнового редуктора будут строиться посредством определения основных движений шестерни, составление схем и дифференциальных уравнений, написания кода в программе Pascal.

2. LITERATURE REVIEW

INTRODUCTION

This chapter provides the current available literature on harmonic kinematic drives. Most of references are patents, because gear reducer configurations similar to the HKD (Harmonic kinematic Drive) have been studied mostly in patents. It should be noted that, the earliest patent was issued in 1895. There are a few published papers discussing the design of gear reducers similar to the HGD. The review of selected patents is presented in Section 2.2.

2.1 FEATURES OF GEARING

This section briefly describes the gearing terminology currently used in industrial practice as gearing fundamentals.

2.1.1 Law of gearing & Internal - External Gear Pairs

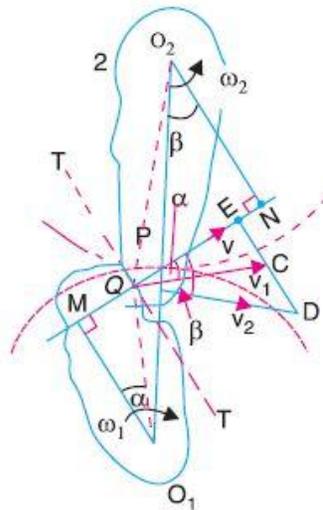


Fig. 2.1 Conjugate action according to the law of gearing

Two parallel shafts need to be turned synchronously to transmit uniform speed and power from one to the other. To ensure this, the 'law of gearing' has to be obeyed. Consider two gears 1 and 2 fixed to shaft axes O_1 - O_2 as shown in Fig.

2.1 (adopted from [1]). The two gears are in contact at point c. It is evident that r_1 and O_1P and O_2P are the pitch circle radii from O_1 - O_2 respectively of the two gears. Pitch circles are theoretical circles that touch each other tangentially on which the gears turn by rolling w.r.t each other without slipping.

Then according to the law of gearing, to transmit uniform rotary power from gear 1 to 2 or vice versa, the locus of point c must be a straight line, indicating that all points of contact hence developed due to angular motion are along this straight line – MN, which is known as the ‘line of action’ or the ‘pressure line’. Point P is the pitch point which is at the intersection of the line of action and the line of centres O_1 - O_2 .

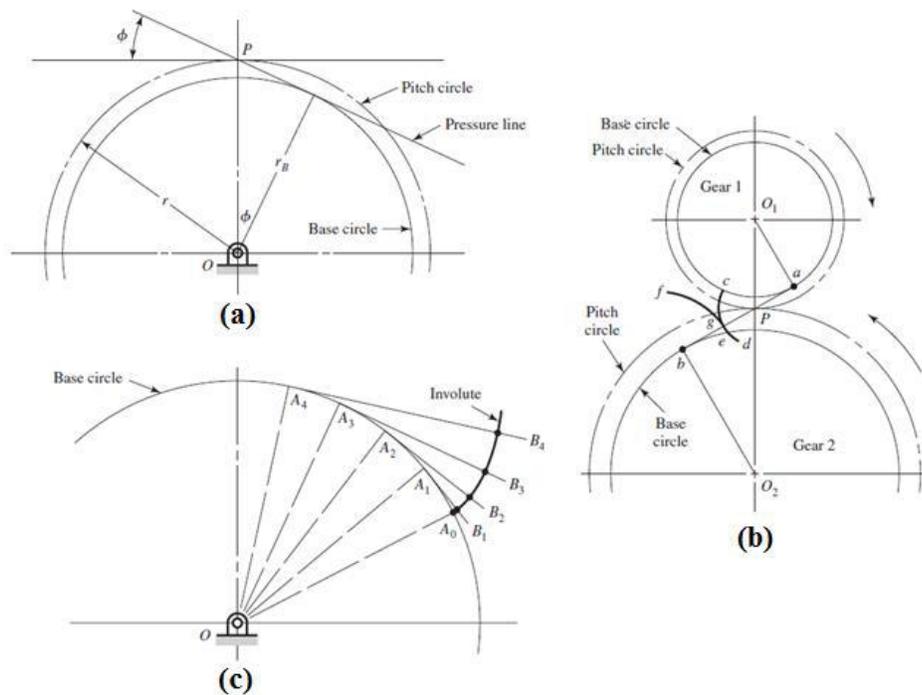


Fig. 2.2 Construction geometry of spur gears; (a) The pressure line and its angle with the tangent to a base circle; (b) Theoretical pitch circles of conjugate gears; (c) The involute originates from the base circle

The line of action makes an angle ϕ , as shown in Fig. 2.2 (a), with a tangent line at point-P on the pitch circle, which is common to both gears. This is the

‘pressure angle’. Standardised values of ϕ commonly used currently are 14.5° , 20° and 25° . The 14.5° is now obsolete and the preferred pressure angle for most gears is 20° . A circle drawn from one of the shaft centres that is tangent to the pressure line forms the base-circle from which the involute tooth form originates. Pitch circles can be drawn when two centre points O_1 and O_2 are defined (Fig. 2.2-b shows the theoretical pitch circles).

The involute form is the locus of a point on an unwrapping tangent to the base circle as is seen in Fig. 2.2 (c). This form was developed for smooth conjugate action which has only rolling motion theoretically speaking, as some sliding is inevitable in practical cases. This form is preferred in most modern gears because power can be uniformly transmitted through tooth-mesh even when the centre distance between the gears is varied. In reality, two actual pitch circles can be realised only when two gears come into mesh with each other. The centre-distance between the two, then determines the actual pressure angle. This may be different from the theoretical (the working pressure angle); but the law of gearing is still valid, since tooth contact along the face of the involute tooth still passes through the line of action.

2.1.2 Harmonic Drive

It is a strain wave gear which can improve certain characteristics compared to traditional gearing systems. The strain wave gear was invented in 1957 by C.W. Musser. The harmonic drive is composed of three main parts; wave generator, flexspline, and circular spline (Figure 2.3). The wave generator is connected to the prime mover input, and its elliptical shape causes elastic deflection of the flexspline as it rotates. Through two external-internal tooth meshes that are 180° apart, the flexspline drives the circular spline which is connected to the output load.

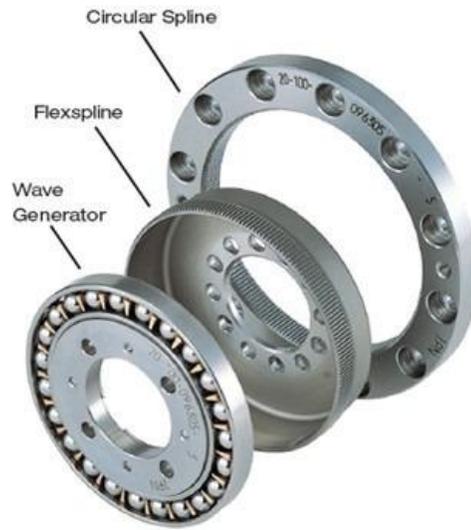


Fig. 2.3 Harmonic drive

The harmonic drive is designed to provide for multiple tooth engagement (minimum of two at no load) at any given time resulting in nearly zero backlash (less than one arc-min). Its reduction ratio range is reasonably wide (approximately 50:1 to 200:1). For these reasons, harmonic drives are widely used in applications requiring precision positioning, especially in robotics and semiconductor industries. Other advantages are simplicity in configuration, small number of parts, and good torque density [2].

2.2 PATENT REVIEW

We will study the following patents in chronological order

Regan [3] (1895)'s patent is presumed to be the first patent using wobble gears for speed reduction (See Figure 2.4). The difference between his design and the HKG is that his wobble gear has external teeth on the first stage and internal teeth on the second stage while the HKG is close to the bevel gears with teeth on the its face for output and input gear. The output gear of his design thus has external

gear teeth that mesh with the internal gear teeth of the wobble gear. Unfortunately, this design not only limits torque capacity of the output gear but also lengthens the force path. Add to that, he recognized that this kind of gearing needs counterbalancing of the eccentric wobble gear mass.

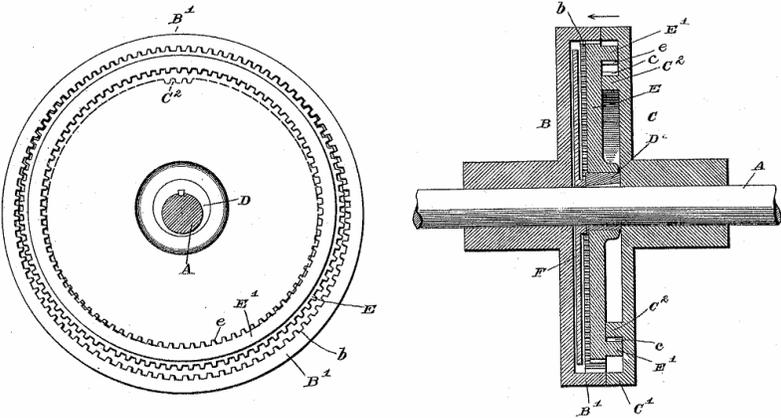


Fig. 2.4 Regan (1895)'s wobble gearing (US Patent No. 546,249).

Harrison [4] (1910) patented a single stage wobble gearing with external-internal tooth meshing (see Figure 2.5). The output plate has a cup shape structure that is assembled in between the fixed gear and the input member that has a very thin rim. His design provided a very good layout for the counterweights utilizing the space allowed by the thin input member. This layout saves the space for the counterweights, but sacrifices the out-of-plane stiffness of the wobble gear which can cause misalignment between the meshing teeth. Harrison was able to take advantage of small diameter low friction rolling element bearings.

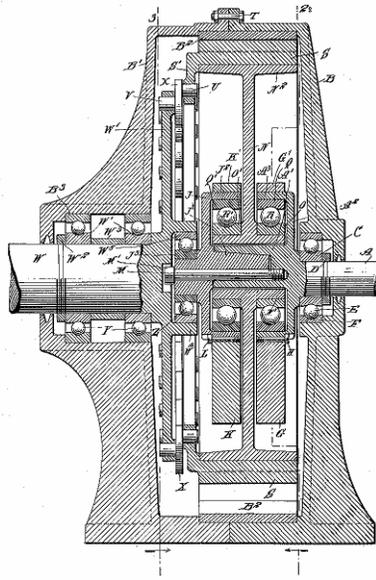


Fig. 2.5 Harrison (1910)'s gear transmission (US Patent No. 978,371).

Hatlee [5] (1916) presented a good layout for a double stage wobble-fixed-output gear arrangement in his patent (see Figure 2.6). It employs unsophisticated tooth profiles, and he says the gear teeth can be replaced by friction surfaces. He never mentioned the need to provide for balancing.

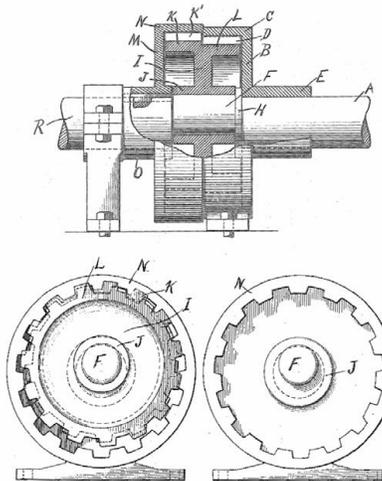


Fig.2.6 Hatlee (1916)'s gearing and tooth profile (US Patent No. 1,192,627).

Wildhaber [6] (1926) first patented the circular-arc tooth profile (circular-arc tooth form in the normal plane). Later on, Novikov (1956) reinvented and patented a similar idea (circular-arc tooth form in the transverse plane). The circular-arc tooth profile is made in a helical configuration in order to maintain continuous contact in the axial direction (see Figure 2.7). The basic idea is to achieve very high convex-concave conformity between two meshing gear teeth to reduce contact stress in the gearing. This is especially useful in the internal meshing of two gears of almost the same size once the sensitivity of the contact pattern to the center distance error is well known.

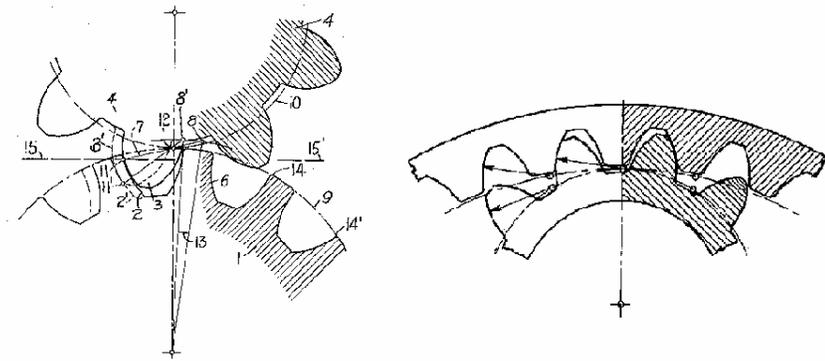


Fig.2.7 Wildhaber (1926)'s circular-arc tooth profile (US Patent No. 1,601,750).

Braren [7] (1928) proposed gear transmissions similar to modern cycloidal drives without the epicyclical step reduction (see Figure 2.8). His design employed two wobble plates 180° out of phase ensuring balancing of the system. He used tooth-to-pin meshing.

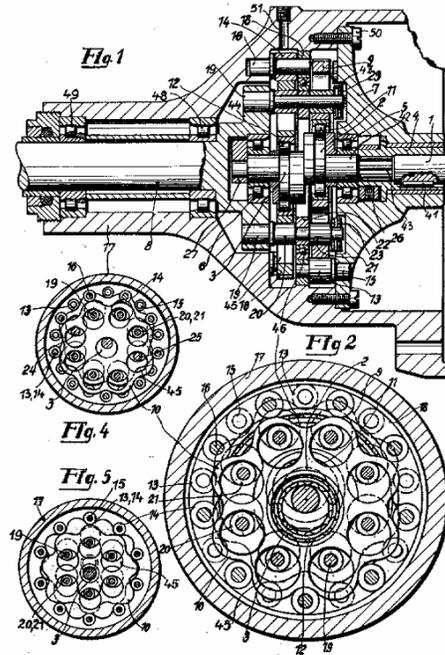


Fig.2.8 Braren (1928)'s gear transmission (US Patent No. 1,694,031).

Heap et al. [8] (1928) without the epicyclic step reduction proposed gear transmissions similar to modern cycloidal drives (see Figure 2.9). their designs is similar to the Braren's design on the one hand employed two wobble plates 180° out of phase ensuring balancing of the system and used tooth-to-tooth engagement.

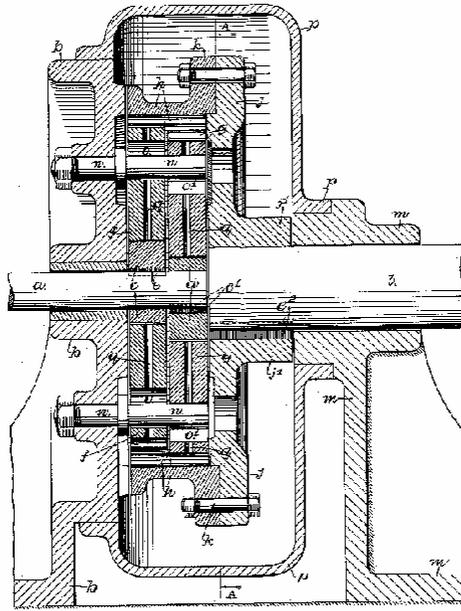


Fig.2.9 Heap et al. (1928)'s gear transmissions (US Patent No. 1,770,035).

Kittredge [9] (1939)'s patent presented a layout of a combination of epicyclic gearing and a two stage wobble gearing (see Figure 2.10), which is basically similar in form with one of the two types of the cycloidal drive today. Weaknesses of this design include the long, deformable shaft connection between the epicyclic and wobble gearings, they are attached to each other with Cardan couplings.

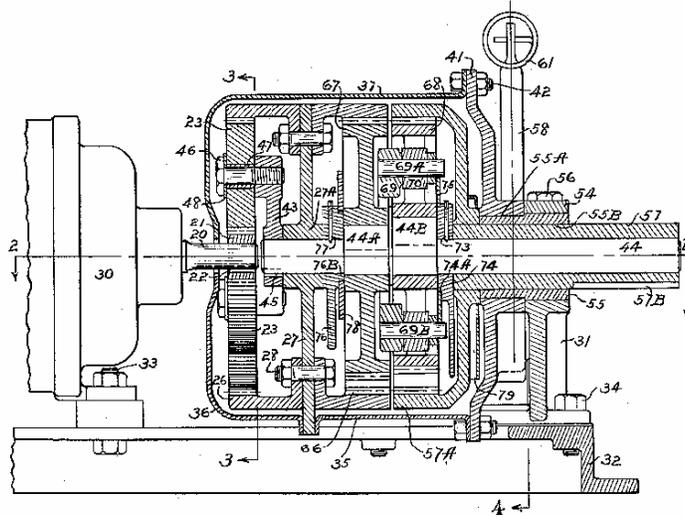


Fig. 2.10 Kittredge (1939)'s patent (US Patent No. 2,168,164).

Perry [10] (1939) presented a single stage wobble gear train, that can be stacked to a double stage wobble gear train (see Figure 2.11). Each stage has an eccentric driving a single wobble gear to drive cantilever pins in circular holes to drive the rotating output. The design includes a counterweight. Force path of the single stage wobble gear train is relatively short but that of the double stage wobble gear train is long and serpentine. The reduction ratio of the single stage wobble gear is limited.

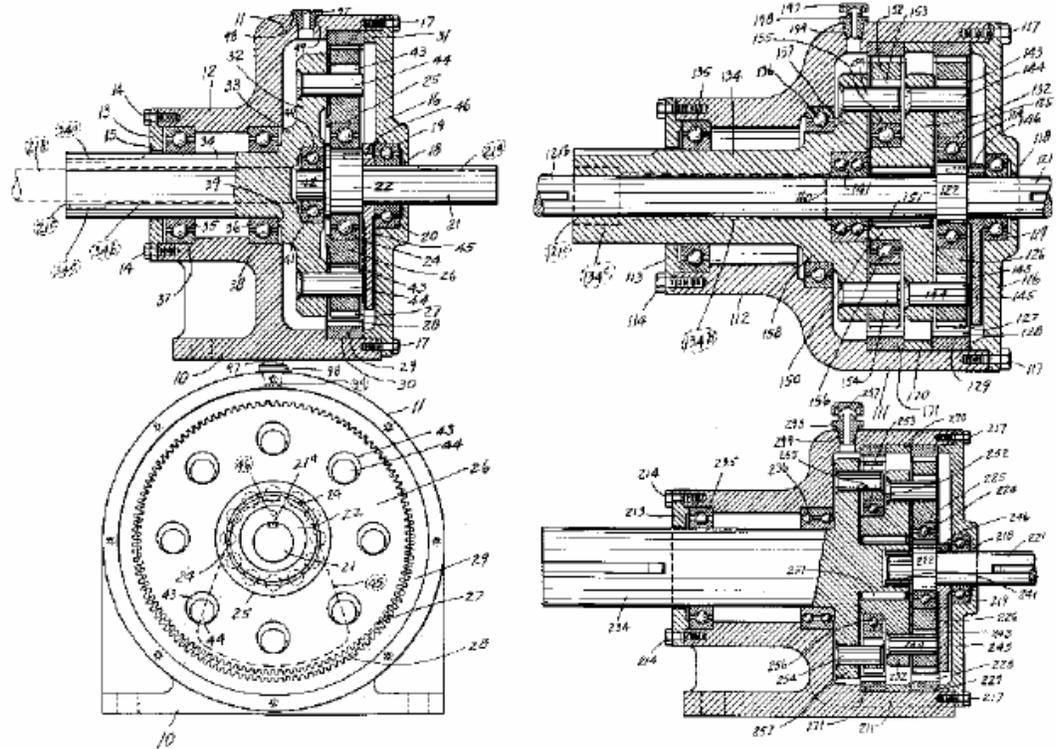


Fig. 2.11 Perry (1939)'s single stage (left) and dual stage (right) gear reducers (US Patent No. 2,170,951).

Foot [11] (1941) suggested the use of a triangular tooth form (see Figure 2.12). He concentrated on minimizing the tooth number difference (less than 3) between two internally mating gears for efficiency reasons. His tooth form is claimed to reduce friction power loss by minimizing sliding in the tooth meshing. He also claims that up to 1/6 of the teeth in the wobble gear are engaged at any one time. This engagement covers an arc of 60° which is very high. The triangular tooth form, however, inherently makes for a very high contact angle (from 35° to 41°) and creates large forces which tend to separate the wobble gear from its mating internal gear. His patent is one of the earliest patents which shows the traces of tooth engagement and disengagement.

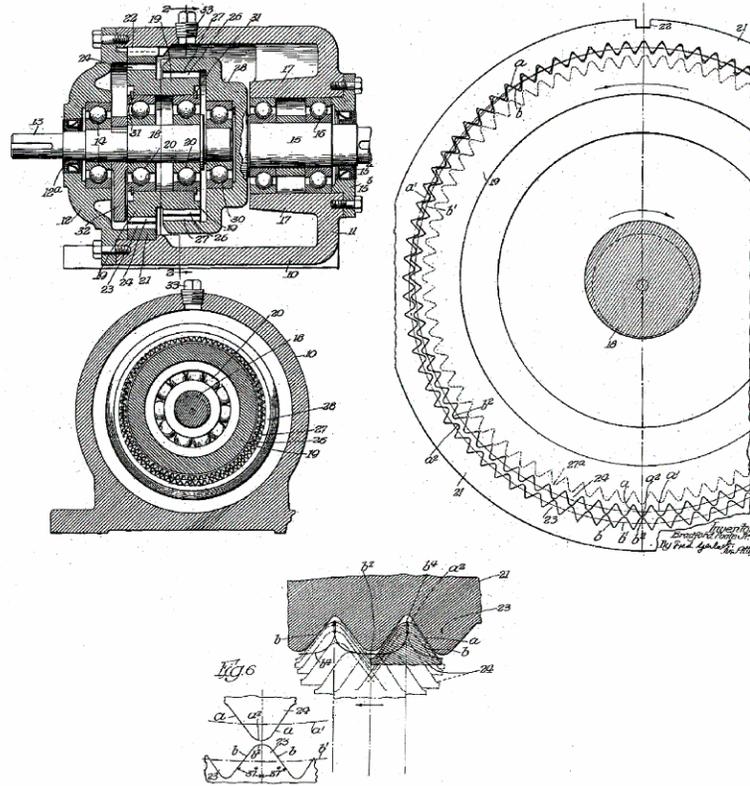


Fig. 2.12 Foote (1941)'s gearing and tooth profile (US Patent No. 2,250,259).

Jackson [12] (1949)'s patent presented a single stage wobble gear (Figure 2-13). This design uses small diameter rolling element bearings. He provided a useful explanation of the kinematic layout of the single stage wobble gear. The weakness of these designs is in the use of multiple rolling pins for the output.

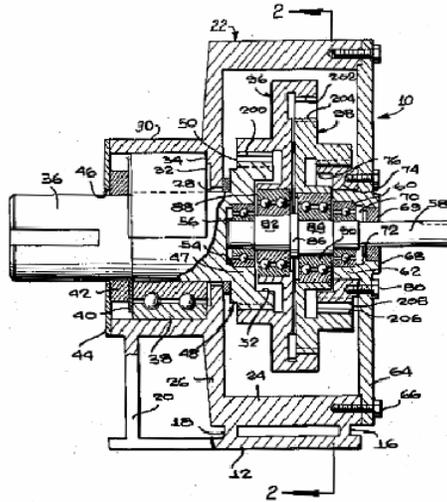


Fig. 2.14 Menge (1961) gear reducers (US Patent No. 2,972,910).

Sundt [14] (1962) presented differential gear reducer which is quiet, vibrationless in operation and highly efficient in operation, wherein efficiencies of over 90%. In this design avoided friction as much as possible at the engaging tooth forms are such that minimum pressure angles are used to minimize tooth loads (see Figure 2.15). He noted that his tooth form is structurally strong.

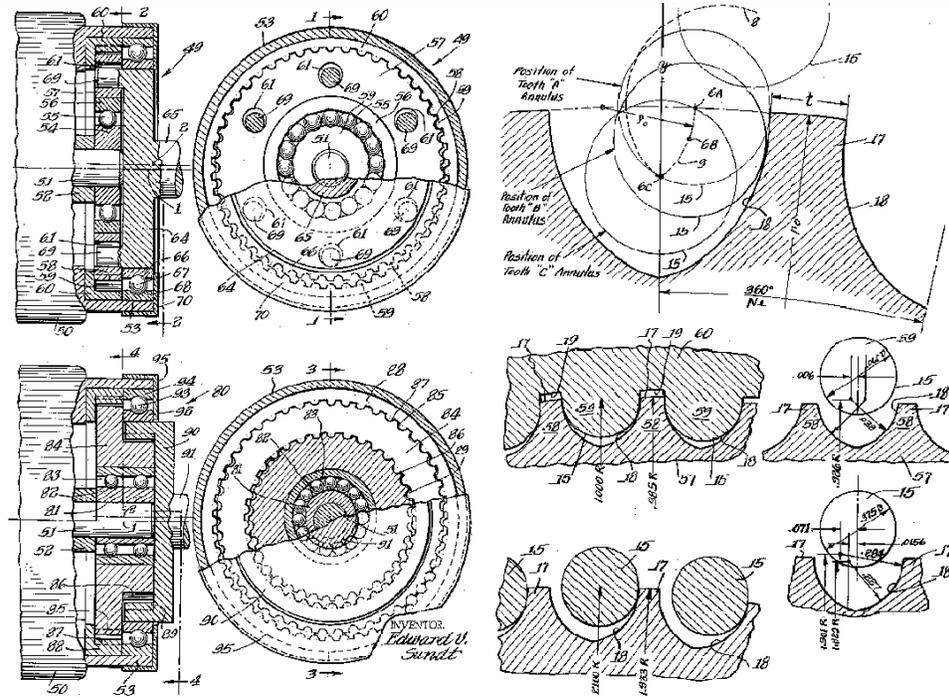


Fig.2.15 Sundt (1962)'s gearing and work on tooth profile design (US Patent No.3,037,400).

Wildhaber [15] (1969) He made a single wobble gear that has two sets of teeth on the same side (axial overlap) and all tooth forces act in one plane (see Figure 2.16). He also claims that the low sliding reduces the generation of noise. Weaknesses in this design are the alignment shift of the wobble gear teeth due to its unavoidable thin plate design. And, stress concentration on the corner of the rims.

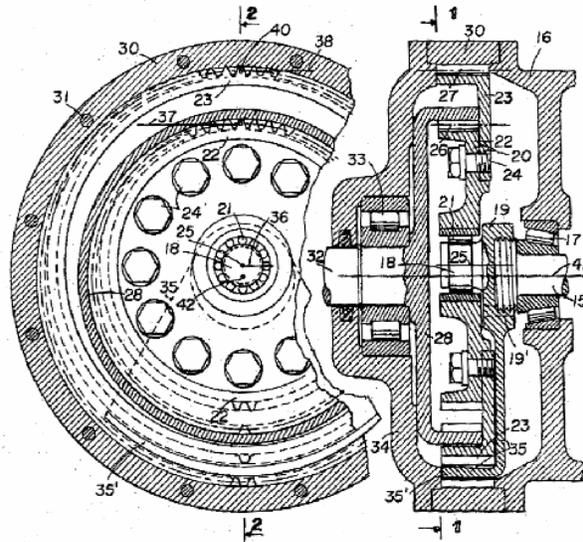


Fig. 2.16 Wildhaber (1969a)'s axially overlapping gear reducer (US Patent No.3,427,901).

Osterwalder [16] (1977) This patent presented two layouts of counterweight implementations within the volume created by thinned side- by-side wobble gear (see Figure 2.17).He also claims the short force path in this kind of system is an advantage. And that the system can maintain an efficiency of up to 98 % , Although he did not provide any evidence. He preferred 30° pressure angle for reduction of noise, vibration and backlash. Also without evidence.

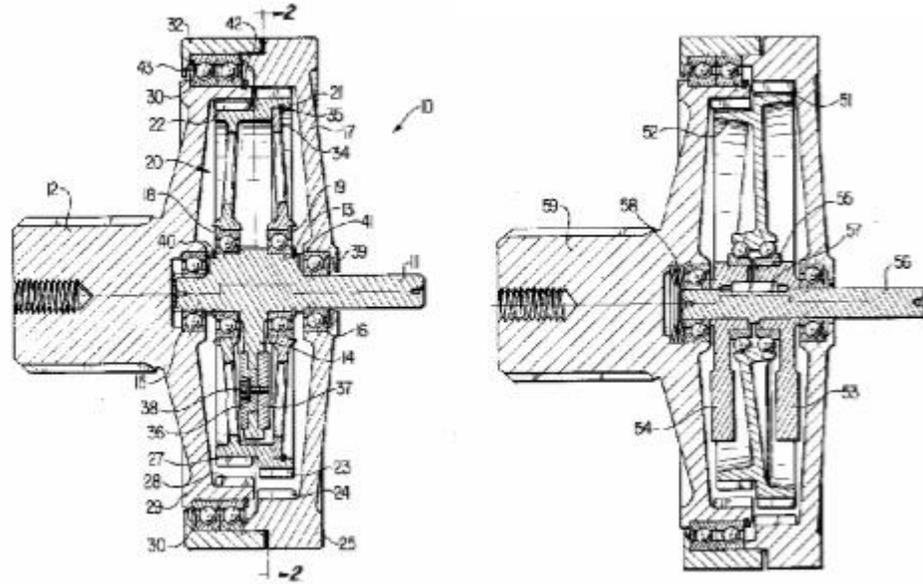


Fig. 2.17 Osterwalder (1977)'s gearings (US Patent No. 4,023,441).

Rennerfelt [17] (1991) this patent discussed of harmonic drives and compared it with his 'eccentric gear'. Harmonic drives avoid tooth interferences by using the flexspline, but require very tight manufacturing tolerances to reduce backlash, and therefore high cost. Large frictional resistance and inertia to the input side are other disadvantages. He notes that very tight tolerances on the components are required to obtain small backlash. He claims that the eccentric gear exhibits low friction, low inertia, virtually no backlash, and high rigidity. He also claims that the eccentric gear provides very high contact ratio and good load distribution. His example argues that as many as 8 tooth pairs can be in mesh due to tooth resilience (this is for an internal gear pair with module of 0.3 and tooth numbers of 90 and 82) (see Figure 2.18).

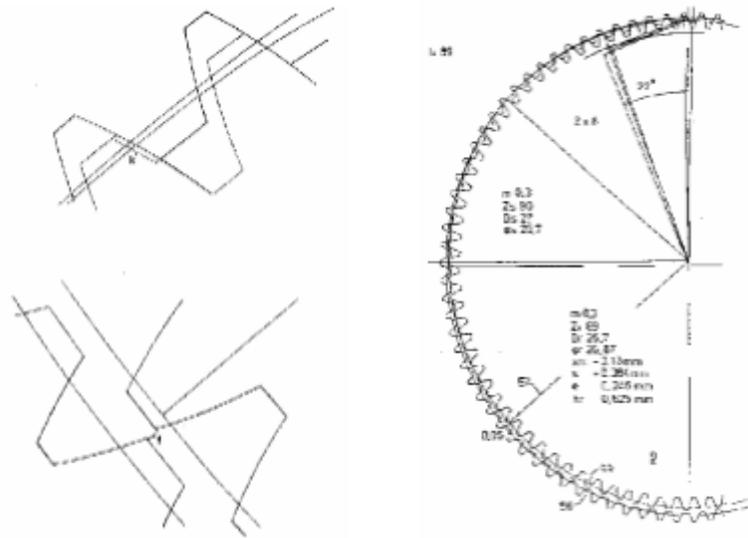


Fig.2.18 Rennerfelt (1991)'s tooth design (US Patent No. 5,030,184).

Koriakov-Savoysky et al [18] (1996) presented a wobble gear configuration which used back-to-back, 180° out-of-phase wobble gears meshing with a stationary internal gear to drive multiple pins connected to the output (see Figure 2.19, left). The means of meshing here is a unique gear tooth contact. "The internal pair of gears with one to six tooth number differences has two simultaneous contact zones at 10 o'clock and 2 o'clock (when the eccentricity is positioned at 12 o'clock) with respect to the plane perpendicular to the gear axes. In this position, the wobble gear teeth contact with the internal gear teeth on the right side of the tooth flank at 10 o'clock zone while the wobble gear teeth contact with the internal gear teeth on the left side of the tooth flank at 2 o'clock zone p1" (see Figure 2.19, right). The advantages they claim for this patent rolling contact, high contact ratio and minimum backlash are realized only when the gear teeth are made perfect and assumed not to deform under load, which is virtually impossible.

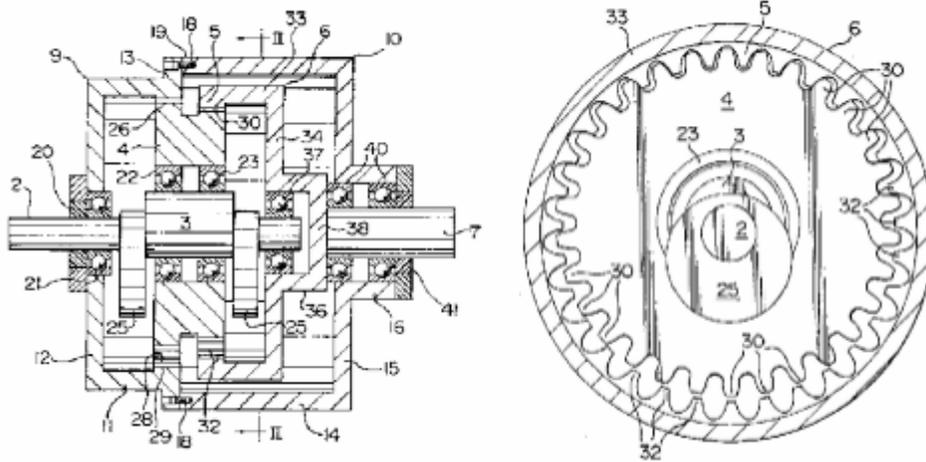


Fig.2.19 Koriakov-Savoysky et al. (1996)'s gear transmission and its tooth contact (US Patent No. 5,505,668).

2-3 OTHER LITERATURE SOURCES

Other non-patent review of new generations from Harmonic Drive characteristics are sourced from available published technical and journal papers. One of the papers on new design Harmonic drives by Robert Krisch [19] presents the flat-wheel harmonic drive, that has function principle similar to the basic principle of the classical harmonic drives (Figure 2.20). The flexible and the solid gear of the drive are coaxial flat wheels. The rollers of the rotating wave generator (g) periodically and elastically deform axially the flexible gear (1), which teething comes into mesh with the toothing of the solid gear (2). Since the flexible and solid gears have a different number of teeth, there will be a relative rotational motion between the flexible and the solid gear.

He claims, that in case of higher levels of loading moment, there are more teeth in mesh, according to classical harmonic drives. It can be stated, that increasing moment of load on the output shaft of the drive causes increasing number

of teeth in mesh. But on the other hand, the force acting on the teeth has a negative sign, which shall mean contact between the coasting sides of the teeth. It requires more investigations to check this fact.

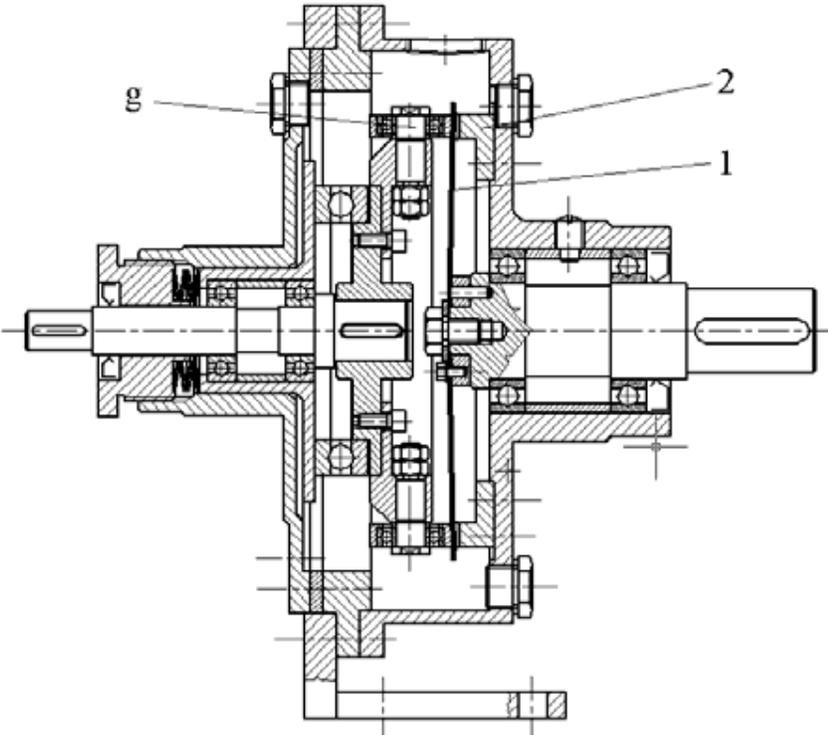


Fig.2.20 Flat-wheel harmonic drive

2.5 SUMMARY

The following section presents the Literature Review findings and knowledge gaps respectively:

- Most of patents address different designs for Harmonic Gear Driver in order to obtain a high reduction rate and small dimensions, in addition to reducing weight from the point of view of dynamics and vibrations.
- In one of the patents, the role of the shape of the teeth was addressed in reducing friction and increasing the resulting torque on the output in addition to the smooth performance (without noise).
- The paper [19] presented an advanced model of harmonic Drive by placing a flexible plate as a transmission gear.

Gaps

- The idea of using a solid gear that transmits the wave was limited to planetary reducers only.
- Rely on the flexible ring to generate the wave in the harmonic drive.
- The kinematic aspect was not highlighted (smoothness of work: angular speed stability between input and output reducer) to develop designs.

3. Расчёты и аналитика

3.1. Особенности конструкции и работы волнового редуктора с торцевыми зубьями

На рисунке 3.1.1. показаны 3D виртуальный модель волнового торцевого кинематического редуктора, который содержит входный вал (вал-эксцентрик) с эксцентриком e (1); Входное колесо с количеством зубьев Z_1 (2); шестерня имеет зубья с двух торцов Z_2 (3); выходное колесо с количеством зубьев Z_3 (4); выходный вал (5); корпус (6).

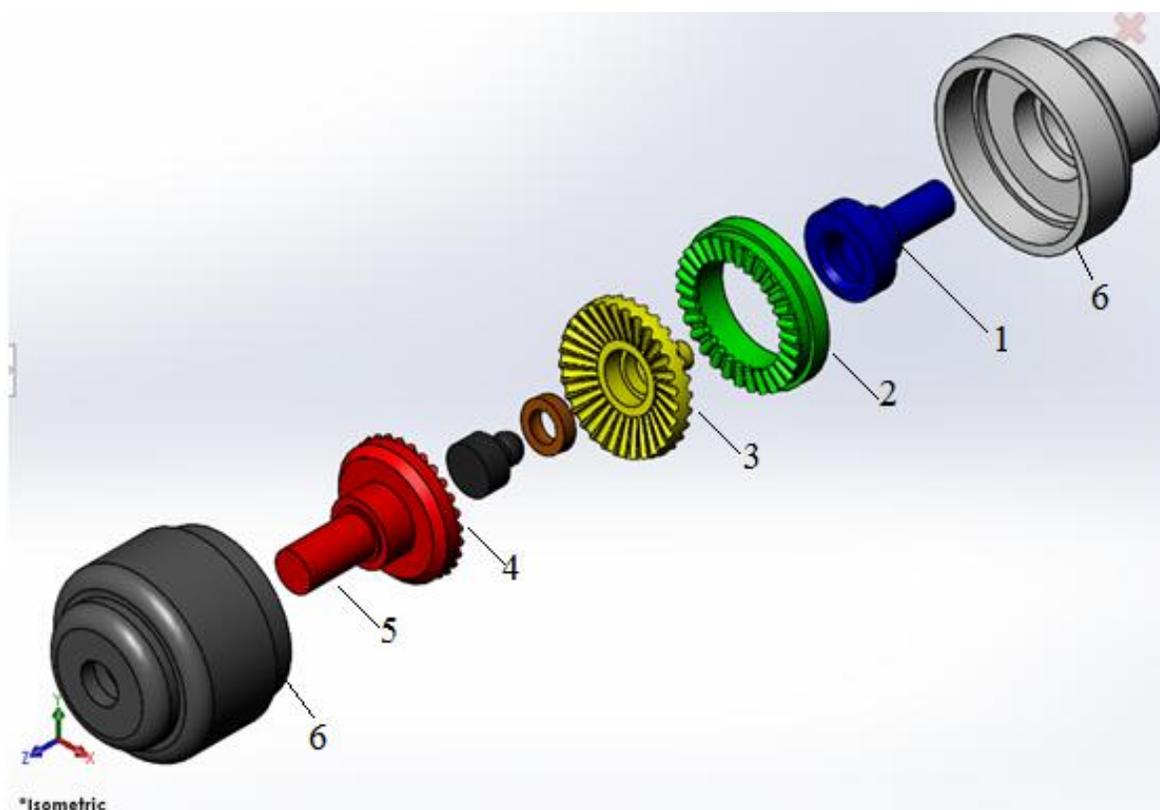


Рис. 3.1.1. Виртуальный модель для исследований

На рисунке 3.1.2. показаны сборка волнового торцевого кинематического редуктора.

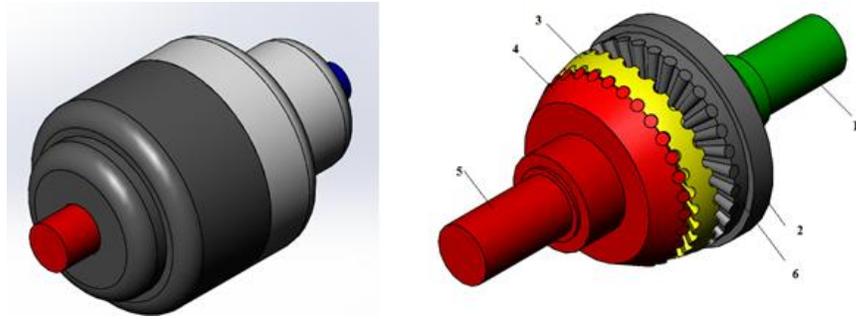


Рис. 3.1.2. Сборка волнового торцевого кинематического редуктора

Принцип работы данного редуктора заключается в следующем:

При вращении входного вала (вала -эксцентрика) 1, приводит в движение шестерню 3, которая совершает пространственное колебательное движение между колесами Z_1 и Z_3 . Благодаря сложному движению шестерни 2, которое передают выходному колесу 3.

3.2 Кинематическая схема волнового редуктора с торцевым зацеплением

На рис.3.2.1 изображена кинематическая схема движения торцевого кинематического волнового редуктора. Колесо $Z_1=30$ неподвижно закреплено в корпусе редуктора. Шестерня Z_2 и колесо Z_1 имеют одинаковое число зубьев и посажена на эксцентриковый вал. Также зубья шестерни с другой стороны также имеют зубья Z_2 . И как шестерня находится в зацеплении между неподвижным колесом Z_1 и выходным колесом $Z_3=29$, и передает движение на колесо Z_3 . Таким образом, колесо Z_1 является опорой для шестерни.

Примечательным в этой схеме является движение шестерни. Она не только вращается вокруг своей наклонной оси, но совершает пространственное колебательное движение между колесами. но и колеблется от колеса Z_1 до колеса Z_3 . За половину оборота шестерня перекачивается из положения указанного на рисунке 3.2.1-а в положение указанное на рисунке 1-б, а за следующую половину оборота обратно.

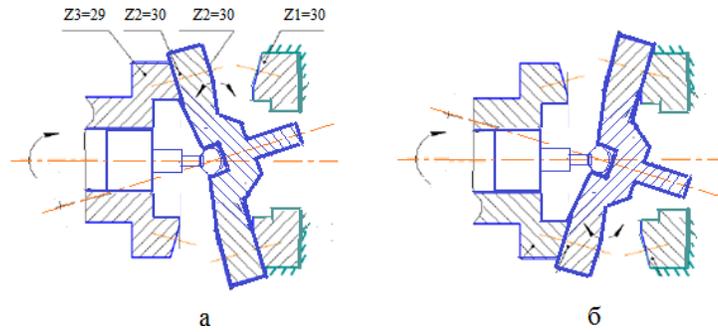


Рис. 3.2.1. Схема кинематическая торцевого кинематического волнового редуктора.

3.2.1 Исходные данные:

Мощность мотора – $N = 1$ кВт;

Частота оборотов входного вала – $n = 1850$ об/мин.

Передаточное отношение (i) в волновом редукторе определяется:

$$i = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_3}, \quad (3.2.1)$$

Где:

Z_2, Z_3 – количество зубьев шестерни и выходного колеса последовательности.

3.2.2 Расчет габаритов и размеров

Принимаем следующее количество зубьев:

$Z_2 = 30$ – зубьев;

$Z_3 = 29$ – зубьев.

Зуб данного редуктора имеет профиль Новикова, поэтому примем модуль Зубья из таблицы 3.2.1.

Таблица 3.2.1. Стандартные значения модулей для передачи с зацеплением..Новикова

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1,6		6,3		25	
2,0	1,8	8	7,1		28
2,4	2,25	10	9	31,5	35,5
3,15	2,8	12,5	11,2	40	45
4	3,55	16	14	50	56
5	4,5	20	18	63	
	5,6		22,4		

Примем значение из 1-го ряда $m = 2,4$. В данном случае m означает средний окружной модуль $m = 2,4 \approx r$.

Где $r = 2,4$ мм – средний радиус зуба колеса в форме усеченного конуса.

Тогда, можно вычислить шаг зубьев с помощью кинематической схемы:

$$P = m \cdot \pi = r \cdot \pi \quad (3.2.2)$$

Длина делительной окружности шестерни (колеса).

$$L = r \cdot \pi \cdot Z_{2,3} = 2 \cdot \pi \cdot R_{2,3} \quad (3.2.3)$$

Где $R_{2,3}$ – радиус делительной окружности шестерни и колеса последовательности .

От уравнения (3.2.3) , получим следующую уравнению :

$$R_{2,3} = \frac{r \cdot Z_{2,3}}{2} \quad (3.2.4)$$

$$R_2 = \frac{2,4 \cdot 30}{2} = 36 \text{ мм}$$

$$R_3 = \frac{2,4 \cdot 29}{2} = 34,8 \text{ мм}$$

Теперь найдем следующие параметры:

углы α, β и радиус R .

На рисунке 3.2.1. показаны: 1 – зуб колеса в форме усеченного конуса;

2 – шестерня; 3 – выходное колесо.

Где ($2^*\alpha, 2^*\beta$) : угол возникающий при вершине конуса выходного колеса 3 и шестерни 2 последовательности.

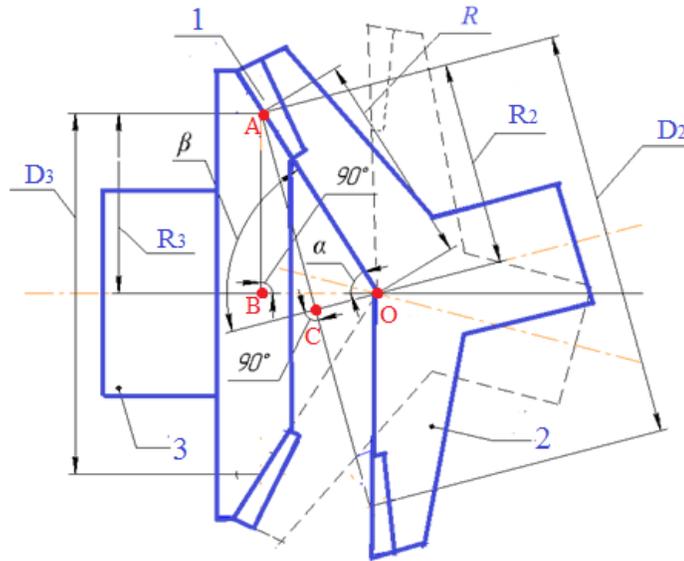


Рис 3.2.1. схема торцевого кинематического волнового редуктора.

Видно, что общая сторона R между прямоугольными треугольниками ΔABO и ΔACO :

$$\frac{R_3}{\sin \alpha} = \frac{R_2}{\sin \beta} = R$$

У нас есть две неизвестные переменные α и β . В таком случае, мы будем принимать значение β и вычислить значение α из следующего уравнения:

$$\sin \alpha = \frac{R_3 \cdot \sin \beta}{R_2}$$

Выбор углов (α , β), определяемых требованиями углового зазора Δ [$\Delta = 2 \cdot (\beta - \alpha)$], которого мы стремимся быть наименьшим возможным, что может обеспечить наибольшее возможное количество зубьев, участвующих в зацепление.

Производим проверку углового зазора чере зинтерференцию в программе SolidWorks при каждом значении β . Полученные данные показны в таблицу 3.3.2.

Таблицу 3.3.2.

β°	$\text{Sin}\beta$	$\text{Sin}\alpha$	α°	R	угловой зазор Δ	Число зубьев, которое участвуют в интерференции
90	1	29.67022316	37.24137931	75.16489	0.966666667	1
89	1	27.73604465	37.24705222	75.13198	0.966519439	0.999848
88	1	25.93264033	37.26407958	75.03368	0.966077799	0.999391
87	1	24.25746014	37.29248737	74.87127	0.965341884	0.99863
86	1	22.70643346	37.33231896	74.64678	0.964311915	0.997564
85	1	21.27421128	37.38363533	74.36289	0.962988208	0.996195
84	3	19.95445831	37.44651524	74.02277	0.961371166	0.994522
83	3	18.74016131	37.52105557	73.62992	0.95946128	0.992546
82	3	17.62392422	37.60737167	73.18804	0.957259133	0.990268
81	3	16.59822876	37.70559779	72.70089	0.954765396	0.987688
80	3	15.65564826	37.81588762	72.17218	0.951980828	0.984808
79	3	14.78901092	37.93841485	71.60549	0.948906277	0.981627
78	3	13.99151471	38.07337388	71.00424	0.945542681	0.978148
79	3	14.78901092	37.93841485	71.60549	0.948906277	0.981627
78	3	13.99151471	38.07337388	71.00424	0.945542681	0.978148
77	5	13.25679999	38.22098057	70.3716	0.941891063	0.97437
76	5	12.57898769	38.38147309	69.71051	0.937952535	0.970296
75	5	11.952691	38.55511293	69.02365	0.933728299	0.965926
74	5	11.37300802	38.74218589	68.3135	0.929219639	0.961262
73	5	10.83550133	38.94300335	67.58225	0.924427931	0.956305
72	5	10.33616956	39.15790352	66.83192	0.919354632	0.951057
71	5	9.871414513	39.38725295	66.06429	0.91400129	0.945519
70.81186	0	9.78757107	39.43204953	65.91807	0.912962943	0.944444
70	5	9.438006626	39.63144808	65.281	0.908369533	0.939693
69	5	9.033050458	39.890917	64.48347	0.902461079	0.93358

На рисунке 3.3.2. показан 3D модели з зацепления между колесом и шестерней торцевого кинематического волнового редуктора.

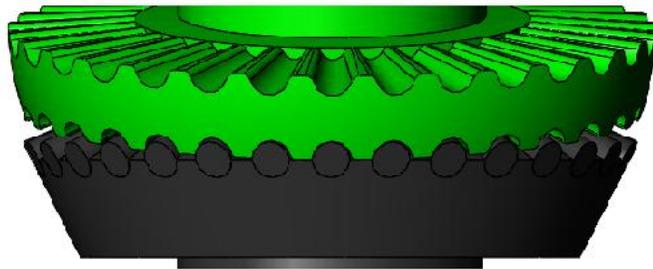


Рис .3.3.2. Зацепление между колесом и шестерней

Зубья колеса не входят в интерференцию с зубьями шестерни.при значениях $\alpha = 65.918070^\circ$ и $\beta = 70.811860^\circ$.

3.3. Анализ плавности хода волнового торцевого кинематического редуктора

С помощью программы Solidworks построена виртуальная модель волнового торцевого кинематического редуктора. И с помощью этой модели проведем исследование, которое заключается в том, чтобы выявить на какой угол поворачивается колесо при повороте шестерни на 360° . Для этого необходимо вращать входной вал, на котором установлена шестерня, которая в свою очередь находится в зацеплении с колесом. При вращении входного вала угол поворота колеса может быть неравномерным. Поворачивая вал на определенный угол и измеряя при этом на какой угол повернулось колесо, можно проанализировать плавность работы редуктора, за один полный оборот вала. Полученные данные и по ним построен график зависимости угла поворота колеса от угла поворота вала.

Построенный график имеет линейную форму характер которой говорит о равномерности и плавности зубчатого зацепления.

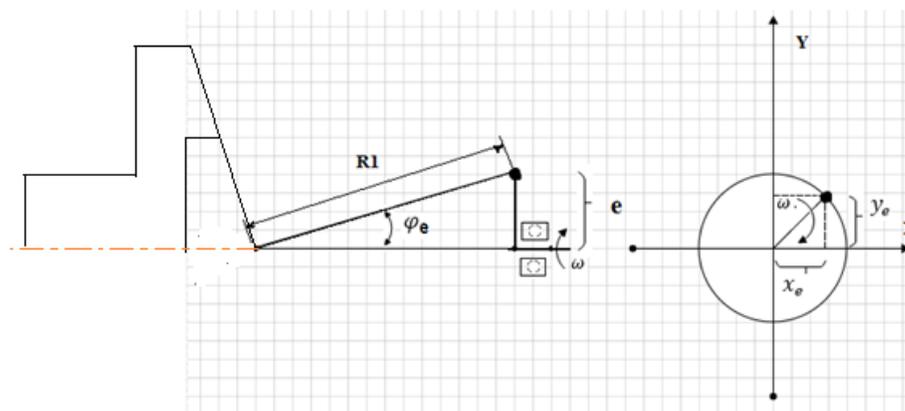


Рис 3.3.1. Расчетная схема волнового торцевого кинематического редуктора

На рисунке 3.3.1. показаны следующие параметр:

φ_e – угол поворота вала –эксцентрика с эксцентриком e (от 0 – 360 *N);

N- Количество поворотов вала –эксцентрика;

Угол поворота вала –эксцентрика на один зуб шестерни

$$\varphi_e = \frac{\Delta\varphi_{ш}}{Z_3}$$

$$\Delta\varphi_{ш} = \frac{360}{Z_3} = \frac{360}{30} = 12^\circ, \text{ отсюда что}$$

$$\varphi_e = \frac{\Delta\varphi_{ш}}{Z_3} = \frac{12}{30} = 0,4^\circ = 24'$$

Т.е. при повороте вала –эксцентрика на угол $\varphi_e = 0,4^\circ$, так выходное колесо поворачивает на угол

$$\varphi_k = \frac{\varphi_e}{i} = \frac{0,4^\circ \cdot 60}{30} = 0,8'$$

На рис. 3.3.2. показано движение зубьев во время движения шестерни. Стрелками показано направление движения зуба и впадины (рис. 3.3.2. а).

Такое положение, при котором зуб полностью входит в падину, зубья шестерни занимают поочередно, так как одновременно два зуба такое положение занять не могут 3.3.2. б .

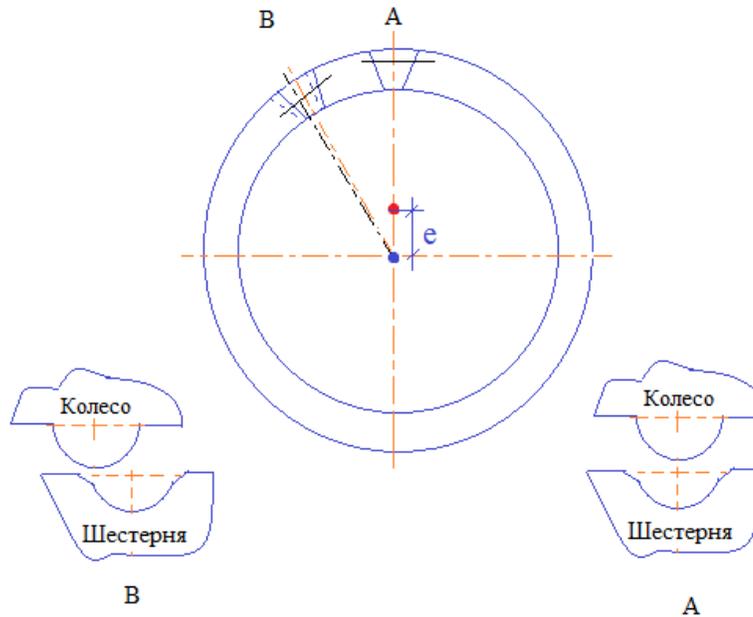


Рис3.3.2. Зацепление колеса и шестерни: а – поперечное сечение в полном зацеплении убьев ; б – поперечное сечение убьев не в зацепление.

Остальные зубья – только под разными углами, ориентированными не в плоскости, как на рисунке 3.3.3.а. в пространстве. Это можно наблюдать на рис. 3.3.3. б.

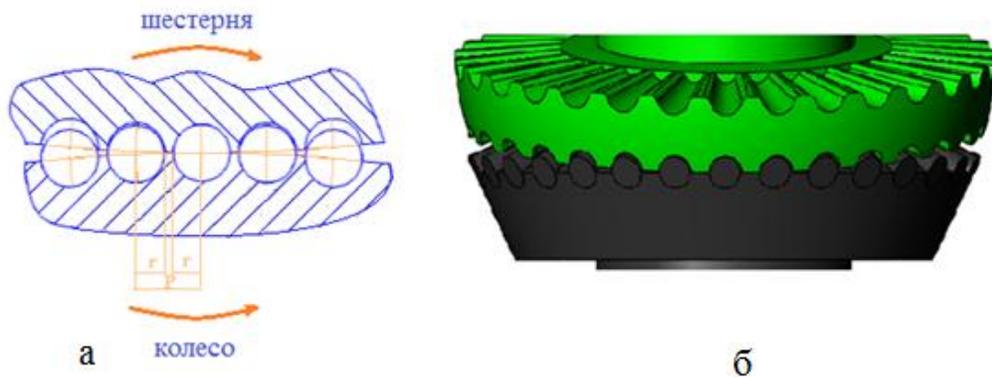


Рис3.3.2. Зацепление колеса и шестерни: а –вид спереди; б –вид справа.

За оборот вала- эксцентрика на один зуб. Полученные данные сведем в таблицу 3.3.1 и по ним построен график (рис 3.3.3) зависимости угла поворота колеса от угла поворота вала- эксцентрика.

Таблица 3.31. Значение углов поворота вала-эксцентрика и колеса

Таблица 3.31.

φ_e (Угол поворота вала -эксцентрика, Мин)	φ_k (Угол поворота Выходного колеса, Мин)	интерференция
0	0	Нет
2	0.066667	Нет
4	0.133333	Нет
6	0.2	Нет
8	0.266667	Нет
10	0.333333	Нет
12	0.4	Нет
14	0.466667	Нет
16	0.533333	Нет
18	0.6	Нет
20	0.666667	Нет
22	0.733333	Нет
24	0.8	Нет

Построенный график показаны на рисунке 3.3.4 имеет линейную форму характер которой говорит о равномерности и плавности хода зубчатого зацепления.

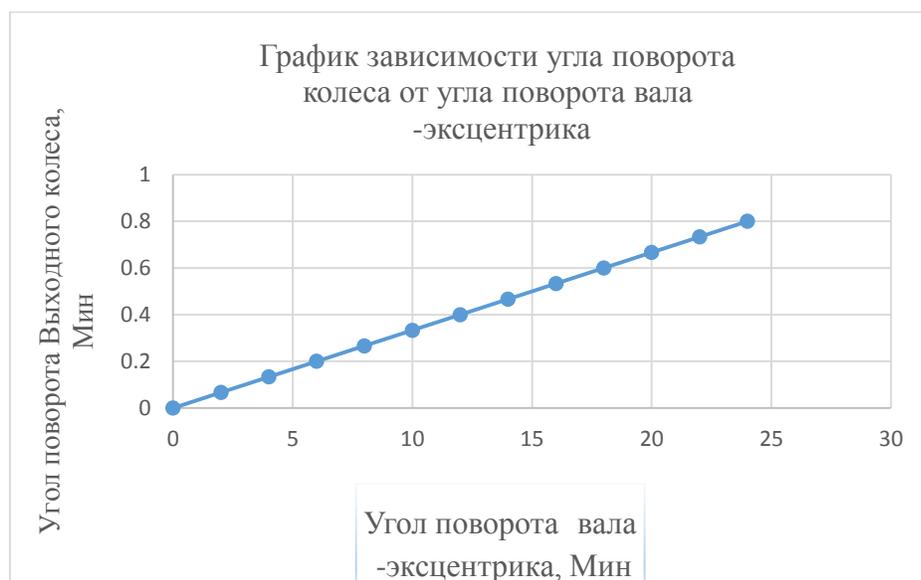


Рис 3.3.4. График зависимости угла поворота колеса от угла поворота вала -эксцентрика

3.4 Расчет несущей способности зубьев редуктора:

В программе " SolidWorks " сделаем колесо редуктора неподвижным звеном в нулевом положении, а шестерню поворачиваем на определенный малый угол. Это приводит к тому, что происходит контакт поверхностей зубьев колеса и шестерни(при больших значениях угла поворота). Такая интерференция не происходит при малых значениях угла поворота из-за люфта между зубьями. Поэтому, чем выше значение угла поворота, тем больше интерференция колеса и шестерни. На рисунке 3.4.1. показан интерференция- красная зона).

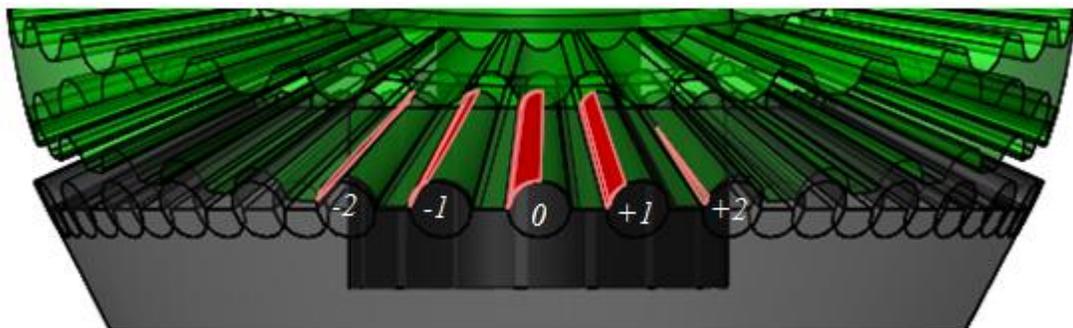


Рис .3.4.1. Интерференция колеса и шестерни

Основываясь на полученных данных, которые показаны в таблице 3.4.1. Построим график зависимости напряжения зубьев при повороте на один зуб (рис. 3.4.2). Видно из полученного графика, что максимальное значение интерференции приходится на зуб №0, это ведет к тому, что нагрузка которая, может вызвать объем интерференции, воспринимает зуб №0 больше всех. Эту нагрузку также делится на соседние зубья (зуб №1, 2, -1, -2) которые делят эту нагрузку между собой, потому что разница между количеством зубьев колеса и шестерни всего один зуб, это ведет к тому, что нагрузка воспринимается симметрично относительно зуба №0, это видно на графике (рис. 3.4.2).

Таблица 3.4.1.

Поворот шестерни		Интерференция зубьев ΔW , мм ³						Суммарная интерференция зубьев мм ³
Минуты	Градусы	№-2	№-1	№0	№1	№2	№3	
0	0	0.23	0.47	1.11	0.491	0.19	0	2.491
2	0.033333	0.15	0.42	0.9	0.52	0.22	0.002	2.212
4	0.066667	0.11	0.395	0.792	0.565	0.26	0.006	2.128
6	0.1	0.07	0.35	0.71	0.607	0.3	0.01	2.047
8	0.133333	0.04	0.334	0.65	0.648	0.34	0.021	2.033
10	0.166667	0.03	0.317	0.61	0.697	0.38	0.032	2.066
12	0.2	0.009	0.29	0.57	0.746	0.42	0.04	2.075
14	0.233333	0.004	0.272	0.54	0.784	0.47	0.055	2.125
16	0.266667	0.001	0.256	0.51	0.826	0.51	0.067	2.17
18	0.3	0	0.247	0.49	0.867	0.54	0.075	2.219
20	0.333333	0	0.232	0.464	0.912	0.58	0.084	2.272
22	0.366667	0	0.22	0.44	0.947	0.61	0.092	2.309
24	0.4	0	0.21	0.42	0.973	0.63	0.11	2.343
26	0.433333	0	0.199	0.4	0.991	0.666	0.13	2.386
28	0.466667	0	0.175	0.37	1.01	0.699	0.154	2.408
30	0.5	0	0.156	0.34	0.982	0.748	0.178	2.404
32	0.533333	0	0.137	0.314	0.915	0.771	0.196	2.333
34	0.566667	0	0.101	0.282	0.848	0.816	0.218	2.265
36	0.6	0	0.088	0.268	0.807	0.848	0.238	2.249
38	0.633333	0	0.046	0.246	0.738	0.879	0.252	2.161
40	0.666667	0	0.019	0.22	0.686	0.919	0.286	2.13
42	0.7	0	0	0.176	0.647	0.955	0.308	2.086
44	0.733333	0	0	0.135	0.587	0.991	0.332	2.045
46	0.766667	0	0	0.092	0.547	1.02	0.375	2.034
48	0.8	0	0	0.03	0.509	1.05	0.418	2.007
50	0.833333	0	0	0	0.475	1.087	0.447	2.009

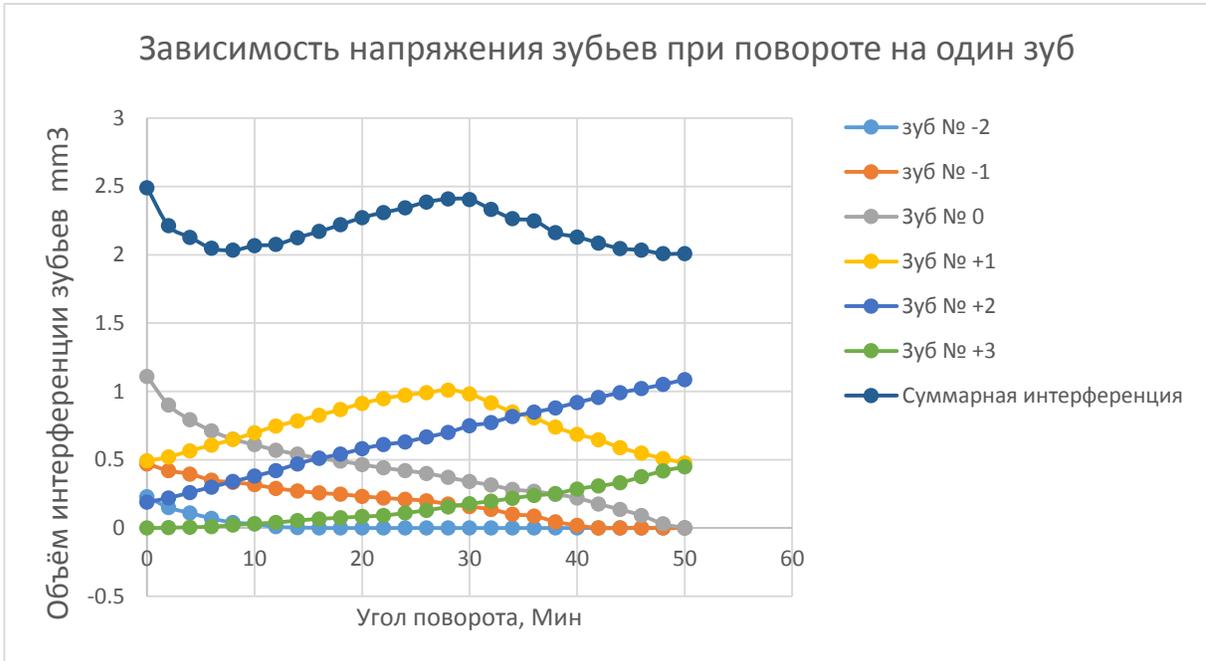


Рис. 3.4.2 Зависимость напряжения зубьев при повороте на один зуб

3.4.1 Расчет несущей способности зубьев редуктора:

Расчет будет применяться к зубу, на котором влияют большей нагрузки, т.е. зуб с большей интерференцией, это означает зуб № 0.

Расчет площади интерференции. В соответствии с картинке 3.4.3. Видно что области перекрытия составляет четверть площади боковой поверхности усеченного конуса.

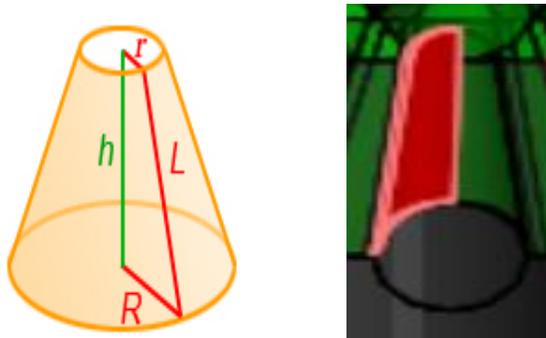


Рис. 3.4.3 зуб в форме усеченного конуса

L - Образующая усеченного конуса = 16.59916905 мм

R - Радиус нижнего основания = 2,8 мм

r - Радиус верхнего основания = 1.6057531 мм

h — высота = 16.55615256 мм

$$S_{\text{бок}} = \pi \cdot L (R + r) = 229.750453 \text{ мм}^2$$

Объем усеченного конуса вычисляется по формуле:

$$W = \frac{1}{3} \pi \cdot h (R^2 + R \cdot r + r^2) = 258.581971 \text{ мм}^3$$

С помощью полученной интерференции можно определить величину удельной деформации зуба ε . Зная величину удельную деформацию зуба, можно определить усилия, необходимые для этой деформации. Но при этом необходимо учитывать предел допускаемых напряжений, чтобы предотвратить необратимые деформации (срез, смятие) зуба.

Относительная деформация является безразмерной величиной, как отношение двух объемов ΔW и W , и по своему числовому значению равно удельной деформации каждой единицы объема. Полученные данные показаны в таблицу 3.4.2.

$$\varepsilon = \frac{\Delta W}{2 \cdot W} \quad (3.4.1)$$

Таблица 3.4.2.

Поворот шестерни		Удельная деформация зубьев ε						Суммарная Удельная деформация
Минуты	Градусы	№-2	№-1	№0	№1	№2	№3	
0	0	0.000445	0.000909	0.002146	0.000949	0.000367	0	0.004817
2	0.033333	0.00029	0.000812	0.00174	0.001005	0.000425	3.87E-06	0.004277
4	0.066667	0.000213	0.000764	0.001531	0.001092	0.000503	1.16E-05	0.004115
6	0.1	0.000135	0.000677	0.001373	0.001174	0.00058	1.93E-05	0.003958
8	0.133333	7.73E-05	0.000646	0.001257	0.001253	0.000657	4.06E-05	0.003931
10	0.166667	5.8E-05	0.000613	0.00118	0.001348	0.000735	6.19E-05	0.003995
12	0.2	1.74E-05	0.000561	0.001102	0.001442	0.000812	7.73E-05	0.004012
14	0.233333	7.73E-06	0.000526	0.001044	0.001516	0.000909	0.000106	0.004109
16	0.266667	1.93E-06	0.000495	0.000986	0.001597	0.000986	0.00013	0.004196
18	0.3	0	0.000478	0.000947	0.001676	0.001044	0.000145	0.004291
20	0.333333	0	0.000449	0.000897	0.001763	0.001122	0.000162	0.004393
22	0.366667	0	0.000425	0.000851	0.001831	0.00118	0.000178	0.004465
24	0.4	0	0.000406	0.000812	0.001881	0.001218	0.000213	0.00453
26	0.433333	0	0.000385	0.000773	0.001916	0.001288	0.000251	0.004614
28	0.466667	0	0.000338	0.000715	0.001953	0.001352	0.000298	0.004656
30	0.5	0	0.000302	0.000657	0.001899	0.001446	0.000344	0.004648
32	0.533333	0	0.000265	0.000607	0.001769	0.001491	0.000379	0.004511
34	0.566667	0	0.000195	0.000545	0.00164	0.001578	0.000422	0.00438
36	0.6	0	0.00017	0.000518	0.00156	0.00164	0.00046	0.004349
38	0.633333	0	8.89E-05	0.000476	0.001427	0.0017	0.000487	0.004179
40	0.666667	0	3.67E-05	0.000425	0.001326	0.001777	0.000553	0.004119
42	0.7	0	0	0.00034	0.001251	0.001847	0.000596	0.004034
44	0.733333	0	0	0.000261	0.001135	0.001916	0.000642	0.003954
46	0.766667	0	0	0.000178	0.001058	0.001972	0.000725	0.003933
48	0.8	0	0	5.8E-05	0.000984	0.00203	0.000808	0.003881
50	0.833333	0	0	0	0.000918	0.002102	0.000864	0.003885

Относительная деформация (или объем интерференции) прямо пропорционально нагрузке и обратно пропорционально площади поперечного сечения. Поэтому, так известна относительная деформация , то σ определяется по формуле (3.4.2):

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad (3.4.2)$$

Где $E = 2,1$ ГПа – модуль Юнга для стали ШХ15-Ш

Предел текучести $\sigma_{0,2} = 1670$ Мпа.

Полученные данные показаны в таблицу 3.4.3.

Таблица 3.4.3.

Поворот шестерни		напряжения зубьев σ , МПа					
Минуты	Градусы	№-2	№-1	№0	№1	№2	№3
0	0	0.93394	1.908486	4.507275	0.000949	0.771516	0
2	0.033333	0.609091	1.705455	3.654547	0.001005	0.893334	0.008121
4	0.066667	0.446667	1.60394	3.216001	0.001092	1.055758	0.024363
6	0.1	0.284243	1.421213	2.883032	0.001174	1.218182	0.040606
8	0.133333	0.162424	1.356243	2.639395	0.001253	1.380607	0.085272
10	0.166667	0.121818	1.287213	2.476971	0.001348	1.543031	0.129938
12	0.2	0.036545	1.177576	2.314547	0.001442	1.705455	0.162423
14	0.233333	0.016242	1.104485	2.192728	0.001516	1.908486	0.223332
16	0.266667	0.004061	1.039516	2.07091	0.001597	2.07091	0.272058
18	0.3	0	1.00297	1.989698	0.001676	2.192728	0.304543
20	0.333333	0	0.942061	1.884122	0.001763	2.355153	0.341088
22	0.366667	0	0.893334	1.786667	0.001831	2.476971	0.373573
24	0.4	0	0.852728	1.705455	0.001881	2.558183	0.446663
26	0.433333	0	0.808061	1.624243	0.001916	2.704365	0.527874
28	0.466667	0	0.710606	1.502425	0.001953	2.838365	0.625328
30	0.5	0	0.633455	1.380607	0.001899	3.037335	0.722782
32	0.533333	0	0.556303	1.275031	0.001769	3.130729	0.795872
34	0.566667	0	0.410121	1.145091	0.00164	3.313456	0.885205
36	0.6	0	0.357333	1.088243	0.00156	3.443396	0.966416
38	0.633333	0	0.186788	0.99891	0.001427	3.569274	1.023264
40	0.666667	0	0.077152	0.893334	0.001326	3.731699	1.161324
42	0.7	0	0	0.714667	0.001251	3.877881	1.250656
44	0.733333	0	0	0.548182	0.001135	4.024062	1.34811
46	0.766667	0	0	0.373576	0.001058	4.14182	1.522715
48	0.8	0	0	0.121818	0.000984	4.263638	1.697319
50	0.833333	0	0	0	0.000918	4.413881	1.815076

Благодаря интерференции мы можем определить площадь поверхности, на которой влияет напряжения для каждого зуба участвующего в зацепление. Результаты представлены в следующей таблице. Полученные данные показаны в таблицу 3.4.4.

Таблица 3.4.4.

	Зуб №-2	Зуб №-1	Зуб №0	Зуб №+1	Зуб №+2
$S_{\text{контант}}$	0.207207*S	0.423423*S	$S=0,25*S_{\text{бок}}$	0.442342* S	0.171171*S

Значение, мм ²	11.90149	24.32043	57.43761	25.40709	9.831664
------------------------------	----------	----------	----------	----------	----------

Где S – площадь контакта зуба №-0, у которого полное зацепление.

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

$$\sigma = \frac{F}{S}$$

Результаты представлены в следующей таблице 3.4.5.

Таблице 3.4.5.

Угол поворота		Сила влияющая на зуб F, Н					
Минуты	Градусы	№-2	№-1	№0	№1	№2	№3
0	0	11.11527	46.4152	258.8871	50.6556	7.585281	0
2	0.033333	4.727668	37.06492	170.1961	56.81606	10.16974	0.00084
4	0.066667	2.542435	32.78375	131.7998	67.0751	14.20402	0.007564
6	0.1	1.029581	25.73953	105.9208	77.41798	18.91067	0.021012
8	0.133333	0.33619	23.43999	88.7751	88.22963	24.28971	0.092661
10	0.166667	0.189107	21.11461	78.18512	102.0775	30.34112	0.21516
12	0.2	0.01702	17.67097	68.26753	116.9344	37.06492	0.336187
14	0.233333	0.003362	15.54541	61.27058	129.1506	46.4152	0.635603
16	0.266667	0.00021	13.77033	54.65184	143.3589	54.65184	0.943214
18	0.3	0	12.81912	50.44947	157.9438	61.27058	1.181907
20	0.333333	0	11.30942	45.23769	174.7649	70.68389	1.482584
22	0.366667	0	10.16974	40.67896	188.4362	78.18512	1.778428
24	0.4	0	9.26623	37.06492	198.9254	83.39607	2.542413
26	0.433333	0	8.320906	33.61897	206.3535	93.19936	3.550973
28	0.466667	0	6.434882	28.76523	214.342	102.6641	4.983129
30	0.5	0	5.113446	24.28971	202.6224	117.5622	6.65734
32	0.533333	0	3.943716	20.71685	175.9165	124.9031	8.071846
34	0.566667	0	2.14342	16.70947	151.0971	139.9087	9.98559
36	0.6	0	1.627158	15.09156	136.8395	151.0971	11.90185
38	0.633333	0	0.444611	12.71554	114.4398	162.3462	13.34326
40	0.666667	0	0.075853	10.16974	98.88096	177.458	17.18671
42	0.7	0	0	6.508633	87.95753	191.6334	19.93252
44	0.733333	0	0	3.829411	72.40035	206.3535	23.15991

46	0.766667	0	0	1.778444	62.86937	218.6074	29.54767
48	0.8	0	0	0.189107	54.43773	231.6557	36.71244
50	0.833333	0	0	0	47.40801	248.2696	41.98322

Таким образом, мы можем определить крутящий момент, которым дают каждый зуб участвующий в зацепление. М определяется формулой:

$$M = r \cdot F \quad (3.4.3)$$

Где r- рычаг силы = 30.64170998 мм,

Полученные данные сведем в таблицу 3.4.6

Таблица 3.4.6

Угол поворота		Крутящий момент зубьев М, м.Н						Суммарная крутящий момент зубьев М, м.Н
Минуты	Градусы	№-2	№-1	№0	№1	№2	№3	
0	0	0.000341	0.001422	0.007933	0.001552	0.000232	0	0.01148
2	0.033333	0.000145	0.001136	0.005215	0.001741	0.000312	2.58E-08	0.008548
4	0.066667	7.79E-05	0.001005	0.004039	0.002055	0.000435	2.32E-07	0.007612
6	0.1	3.15E-05	0.000789	0.003246	0.002372	0.000579	6.44E-07	0.007018
8	0.133333	1.03E-05	0.000718	0.00272	0.002704	0.000744	2.84E-06	0.006899
10	0.166667	5.79E-06	0.000647	0.002396	0.003128	0.00093	6.59E-06	0.007113
12	0.2	5.22E-07	0.000541	0.002092	0.003583	0.001136	1.03E-05	0.007363
14	0.233333	1.03E-07	0.000476	0.001877	0.003957	0.001422	1.95E-05	0.007753
16	0.266667	6.44E-09	0.000422	0.001675	0.004393	0.001675	2.89E-05	0.008193
18	0.3	0	0.000393	0.001546	0.00484	0.001877	3.62E-05	0.008692
20	0.333333	0	0.000347	0.001386	0.005355	0.002166	4.54E-05	0.009299
22	0.366667	0	0.000312	0.001246	0.005774	0.002396	5.45E-05	0.009782
24	0.4	0	0.000284	0.001136	0.006095	0.002555	7.79E-05	0.010148
26	0.433333	0	0.000255	0.00103	0.006323	0.002856	0.000109	0.010573
28	0.466667	0	0.000197	0.000881	0.006568	0.003146	0.000153	0.010945
30	0.5	0	0.000157	0.000744	0.006209	0.003602	0.000204	0.010916
32	0.533333	0	0.000121	0.000635	0.00539	0.003827	0.000247	0.010221
34	0.566667	0	6.57E-05	0.000512	0.00463	0.004287	0.000306	0.009801
36	0.6	0	4.99E-05	0.000462	0.004193	0.00463	0.000365	0.0097
38	0.633333	0	1.36E-05	0.00039	0.003507	0.004975	0.000409	0.009293
40	0.666667	0	2.32E-06	0.000312	0.00303	0.005438	0.000527	0.009308
42	0.7	0	0	0.000199	0.002695	0.005872	0.000611	0.009377
44	0.733333	0	0	0.000117	0.002218	0.006323	0.00071	0.009368
46	0.766667	0	0	5.45E-05	0.001926	0.006699	0.000905	0.009585
48	0.8	0	0	5.79E-06	0.001668	0.007098	0.001125	0.009897
50	0.833333	0	0	0	0.001453	0.007607	0.001286	0.010347

Проведём исследование до пятнадцати зубьев. Полученные данные и

по ним построен график (рис 3.4.4.) зависимости крутящего момента выходного вала при нагрузке зубьев.



Рис 3.4.4. зависимости крутящего момента выходного вала при нагрузке зубьев.

Построенный график показан на рисунке 3.4.4 имеет импульсную форму, это значит, что крутящий момент выходного вала непостоянный. (при условии что вал двигательной установки напрямую без дополнительной передачи передает вращение на входной вал редуктора [25])

Таким образом, в соответствии зависимости крутящего момента выходного колеса с зацеплением зубьев, что текущий редуктор не дает постоянную величину крутящего момента, это дает импульс к форме импульсов. И, следовательно, должны быть осторожны происходить явление резонанса.

3.5 Расчет потерь на трение волновом торцевом кинематическом редукторе

Сила трения, возникающая в зоне зацепления влияет во многом на значение КПД волнового торцевого кинематического редуктора.

Для оценки значения КПД необходимо определить полный путь и путь трения скольжения.

Полный теоретический путь трения скольжения ($L_{\text{полн}}$) за один оборот составляет длины окружности основной базы зуба, в нашем случае зуба колеса в форме усеченного конуса, радиус его основной базы ($r = 2,4$ мм) :

$$L_{\text{полн}} = \pi \cdot r = 7,54 \text{ мм (3.5.1)}$$

Для определения практического пути трения, создадим виртуальную модель зубчатого зацепления волнового торцевого кинематического редуктора. И с помощью этой модели проведем исследование, которое заключается в том, что в положение полного зацепления, временные оси между зубьями совпадают к друг другу рис.3.5.1.

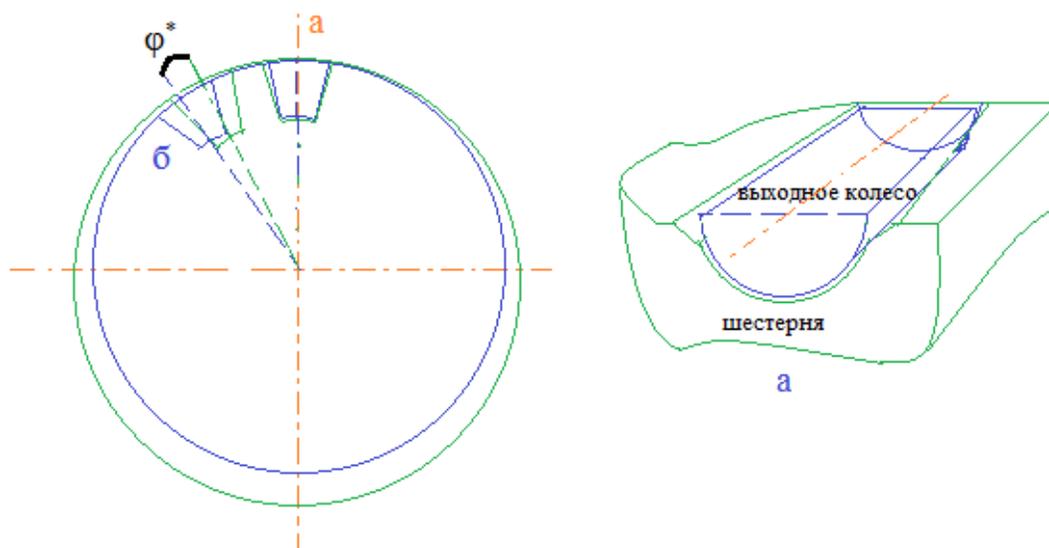


Рис.3.5.1. Зацепление между колесом и шестерней

А положение соседнего зуба колеса и шестерни не полного зацепления

рис.3.5.2. Т.е. между ними есть угол (φ^*), измерим угол и переводим ее в радиане, а потом умножаем ее на радиус получаем длину дуги, которая считается "путь трения" на одном зубе равен.

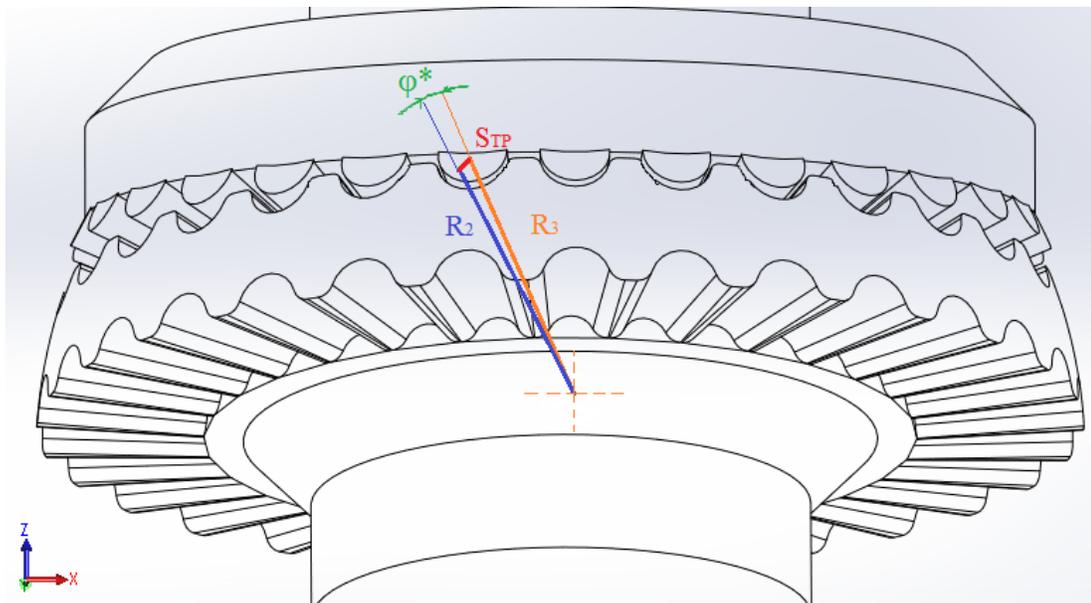


Рис.3.5.2. 3D-Зацепление зубьев

Рассмотрим рис.3.5.3. на нем показан механизм зацепления пары зубьев. можно рассчитать путь трения на одном зубе (путь скольжения зубьев), который вычисляется по формуле:

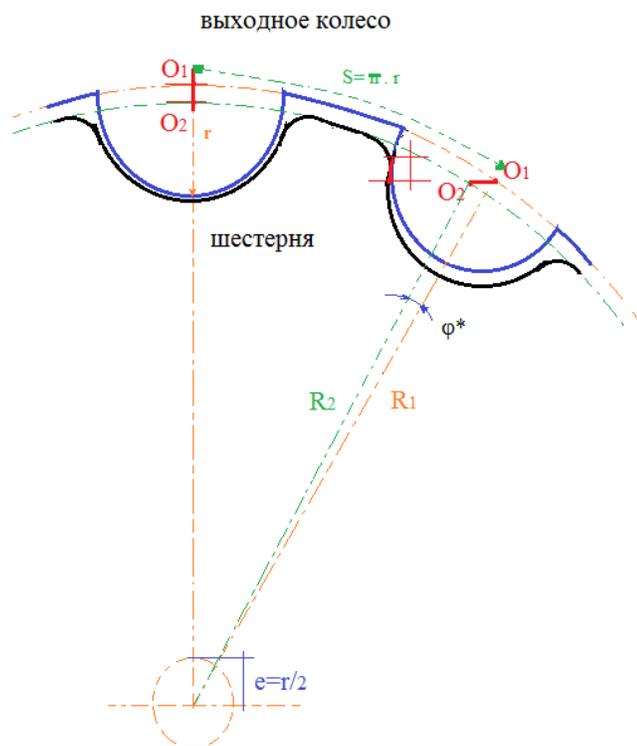


Рис.3.5.3 Схема зацепления зубьев.

Путь трения на одном зубе $L_{\text{ТРЕН}}$ равен

$$L_{\text{ТРЕН}} = \overline{O_1 O_2} = \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \cdot \varphi^*$$

Где: φ^* – в радиане = 0.0072221 Рад;

$$L_{\text{ТРЕН}} = \left(\frac{34,8 + 36}{2} \right) \cdot 0.0072221 = 0.255 \text{ мм}$$

Так как количество зубьев колеса данной передачи - 29 зуба, при одном повороте колеса путь трения равен 7.414мм.

Рассчитаем КПД зацепления равен:

$$\eta = \left(\frac{A_{\text{ПОЛН}} - A_{\text{ТРЕН}}}{A_{\text{ПОЛН}}} \right)$$

Где:

$A_{\text{ТРЕН}}$ – работа трения = $A_{\text{ТРЕН}} = f * P * L_{\text{ТРЕН}}$,

f – Коэффициент трения = 0,1

$A_{\text{ПОЛН}}$ - работа полного теоретического пути трения скольжения.

$$A_{\text{ПОЛН}} = P * L_{\text{ПОЛН}} ;$$

Из уравнения 3.5.3 получаем:

$$\eta = \left(\frac{L_{\text{ПОЛН}} - L_{\text{ТРЕН}}}{L_{\text{ПОЛН}}} \right) = \frac{7,54 - 0,255 * 0,1}{7,54} = 0,9635 * 100 = 96,35 \% :$$

Таким образом, КПД зубчатого зацепления составляет 96,35 % за счет потерь на трения скольжения между зубьями шестерни и колеса.

Благодаря кинематике волнового торцевого редуктора,, уменьшается сила трения скольжения, так как сокращается путь скольжения на каждом зубе. Сокращение пути трения снижает потери в зацеплении при работе механизма.

3.6 Схема и математическая модель редуктора:

Рассмотрим математическую модель волнового редуктора с торцевыми зубьями, в состав которого входит вращательное угловое перемещение φ_0 . Выходом колеса служит угловое перемещение φ_2 , момент сопротивления M_2 .

3.6.1 Расчетная схема и математическая модель

Графическое изображение модели зацепления показана на рисунке 3.6.1.

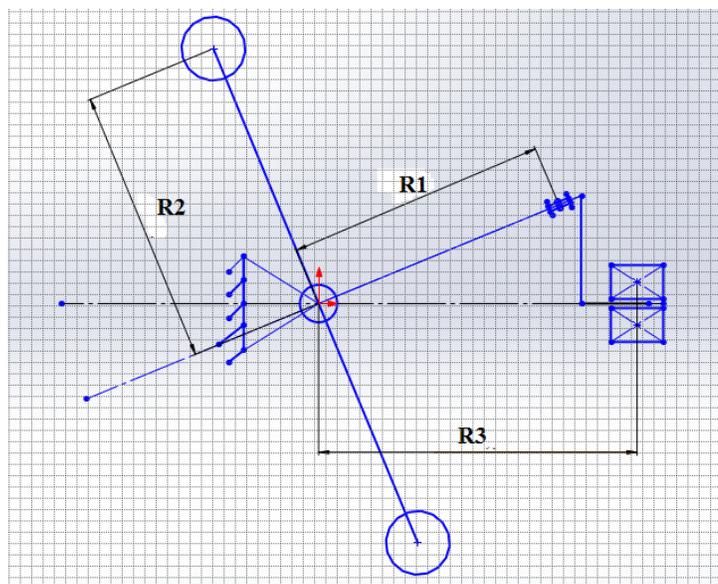


Рис. 3.6.1. Принципиальная схема волнового редуктора

Расчетная схема показана на рисунке 3.6.2. - это упрощенная, идеализированная схема, которая отражает наиболее существенные особенности волнового редуктора с торцевыми зубьями, определяющие его поведение под нагрузкой.

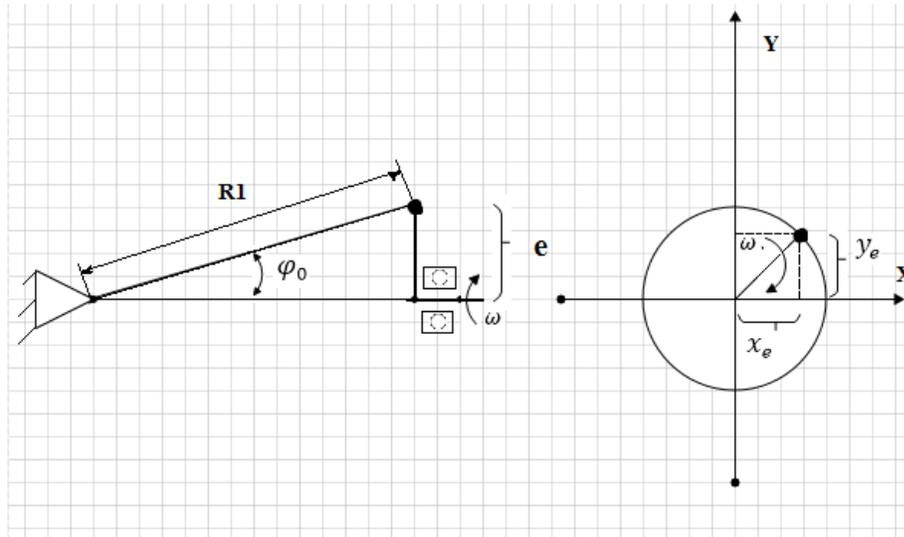


Рис. 3.6.2. Расчетная схема волнового редуктора

Уравнение перемещения руки шестерня примет вид:

$$x_e = e \cdot \cos \omega t$$

$$y_e = e \cdot \sin \omega t$$

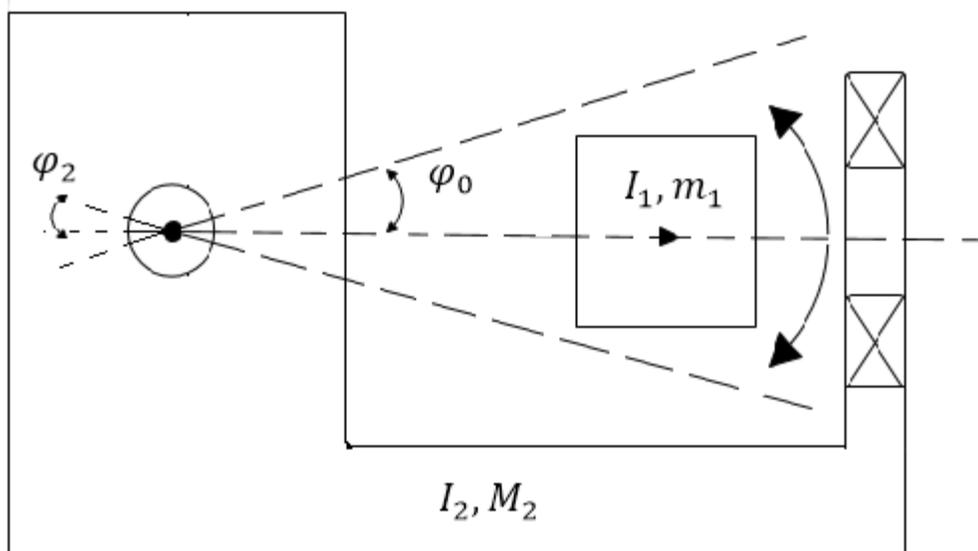
Где e – эксцентриситет передачи

ω – угол поворота входного звена (генератора).

$$y_e = e \cdot \sin \omega t \quad (/R)$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \frac{y_e}{R} = \varphi \\ \frac{e}{R} = \varphi_0 \end{array} \right. \Rightarrow$$

$$\varphi = \varphi_0 \sin \omega t$$



Инерции генератора волн дают возможность рассматривать редуктор как линейную двухмассовую динамическую систему. При формировании динамической модели привода представим его в виде двух взаимосвязанных частей: генератора волн(шестерня), редуктора и выходного звена (рис. 3.5.4.)

3.6.2 Составление блок схем и дифференциальных уравнений математических моделей

Для построения математической модели волнового редуктора с торцевыми зубьями используются известные из физики уравнения, описывающие его функциональные элементы.

Кинематический механизм описывается уравнениями, полученными на основании второго закона Ньютона:

$$I_1 \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \alpha \cdot \frac{d\varphi}{dt} = M_1 \text{ (Входной момент)}$$

$$- I_1 \cdot \varphi_0 \cdot \omega^2 \cdot \sin\omega t + \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \omega \cdot \cos\omega t = M_1$$

$$- m_1 \cdot r \cdot \varphi_0 \cdot \omega^2 \cdot \sin\omega t + \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \omega \cdot \cos\omega t = M_1$$

$$I_2 \cdot \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} + \alpha \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} + C \cdot \varphi_2 = M_2 \text{ (Выходной момент)}$$

где ω - скорость вращения входного вала, вращательное угловое перемещение φ_0 . Выходом колеса служит угловое перемещение φ_2 , M_1 - вращающий момент приложенный к входному валу, M_2 - приведенный момент сопротивления, I_1 - приведенный момент инерции шестерни, I_2 - приведенный момент инерции колеса.

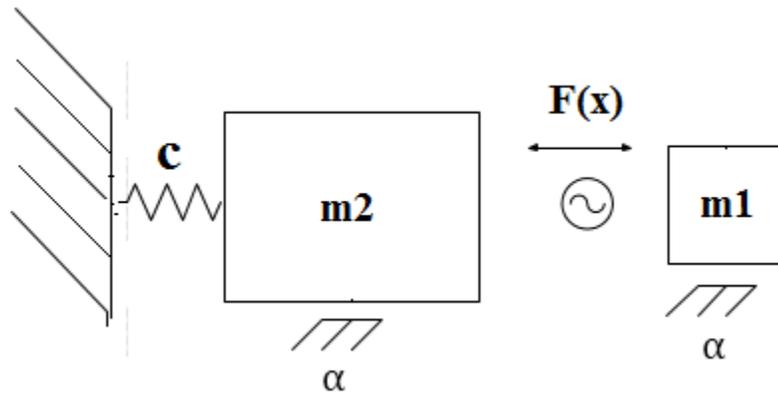
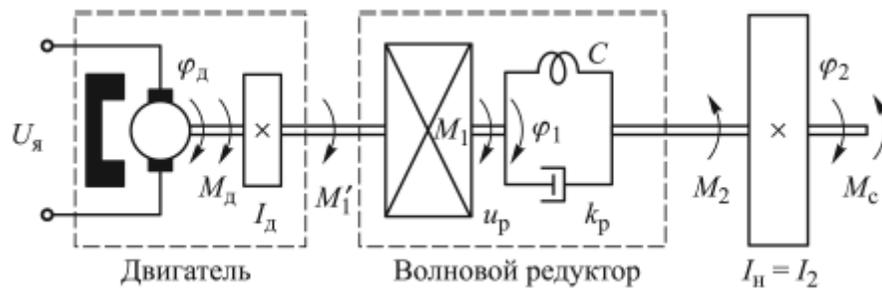


Рис 3.6.4. Математическая модель

3.6.3 Структурная схема и результаты:

На рис.6 приведена структурная схема волнового редуктора с торцевыми зубьями,

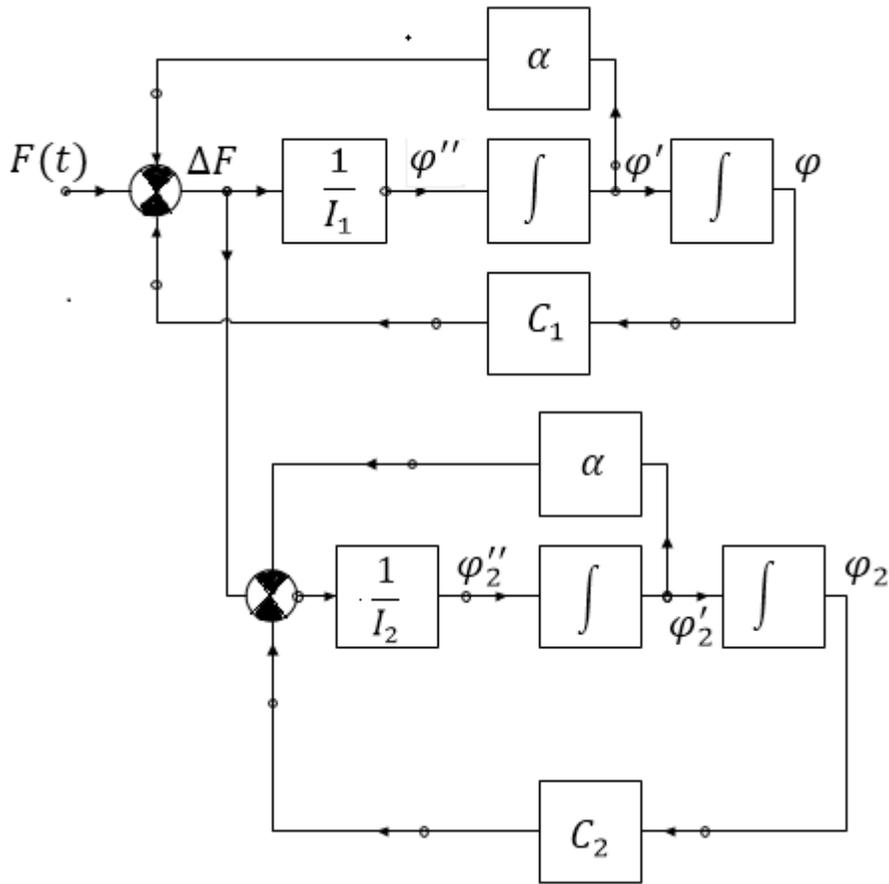


Рис 3.6.5. Структурная схема (Блок-схема волнового редуктора)

$F(t)$ - сила; I_1 - момент инерции шестерня; I_2 - момент инерции остальных частей редуктора; C_1 - Коэффициент жёсткости шестерня; α_2, C_2 - Коэффициент трения и жёсткости остальных частей редуктора.

Откуда

$$f1 := (P - \alpha_1 * y - c * x) / m, \text{ где } x = x, y = v$$

$$f2 := y, \text{ где } y = v$$

Решаем такие уравнения методом Рунге-Кутта 4-го порядка (методом последовательных приближений).

$$x^{n+1} = x^n + 16(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4),$$

$$k_1 = \tau f(t_n, x_n),$$

$$k_2 = \tau f(t_n + \tau/2, x_n + k_1/2),$$

$$k_3 = \tau f(t_n + \tau^2, x_n + k_2^2),$$

$$k_4 = \tau f(t_{n+1}, x_n + k_3).$$

3.6.4 Определение коэффициента жесткости в подшипнике

Исходные данные для выбора подшипников качения

При выборе типа и размеров подшипников учитывают:

значение величины и характер изменения нагрузки; частоту вращения колец; требуемый расчетный ресурс и надежность; условия работы (рабочая температура, возможные перекосы колец, способ смазывания и т.д.); особые требования к опоре (жесткость, точность вращения, уровень шума, стойкость против кор-розии).

3.6.4.1 Расчёт жёсткости подшипника

Жесткость подшипника определяется его конструкцией, размерами и рабочим зазором. Она возрастает по мере увеличения числа тел качения, передающих нагрузку.

Упругая деформация

Подшипники качения имеют прогрессивный коэффициент жесткости. Значения смещений могут быть вычислены при помощи приближенных уравнений. Формулы справедливы для подшипников, установленных без перекоса в жесткую сопряженную конструкцию. Для упорных подшипников предполагается сила, действующая по центру.

Чем выше переменные контактные напряжения, возникающие на поверхности тел качения и беговых дорожках колец подшипника, тем раньше начинается процесс их усталостного разрушения. Для уменьшения контактных напряжений ограничивают нагрузку на подшипники, добиваются повышения точности их изготовления, устраняют радиальные зазоры, вызывающие повышенную неравномерность распределения нагрузки по

телам качения.

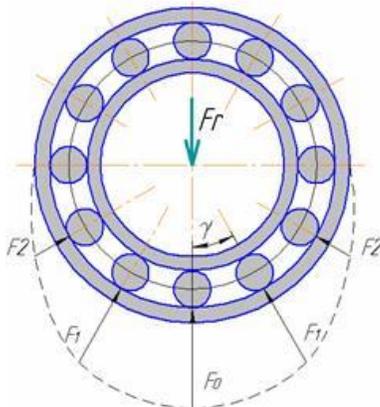


Рис. 3.6.6. Распределение нагрузки между телами качения и кольцами подшипника

При высокой точности изготовления подшипника и отсутствия радиального зазора между телами качения и кольцами подшипника распределение нагрузки по шарикам (роликам) будет косинусоидальным (рис. 3.6.6.). Если же после сборки в подшипнике имеется радиальный зазор, то внешнюю нагрузку воспринимает меньшее число тел качения и нагрузка, приходящаяся на наиболее нагруженное тело качения, возрастает. Долговечность такого подшипника снижается.

Определить расчетным путем нагруженность тел качения с учетом возможных отклонений в размерах деталей подшипника, наличия зазоров и других случайных факторов, трудно поддающихся учету, весьма сложно, особенно если наряду с радиальными на подшипник действуют еще и осевые силы, способные существенно перераспределить нагрузку по телам качения. В связи с этим практически невозможно расчетным путем однозначно установить соответствие между действующей на подшипник нагрузкой и его долговечностью. Это соответствие устанавливают на основе экспериментальных исследований.

Жесткость подшипника определяется его конструкцией, размерами и рабочим зазором. Она возрастает по мере увеличения числа тел качения, передающих нагрузку.

$$\delta_r = \frac{1}{c_s} \cdot F_r^{0,84} + \frac{s}{2}$$

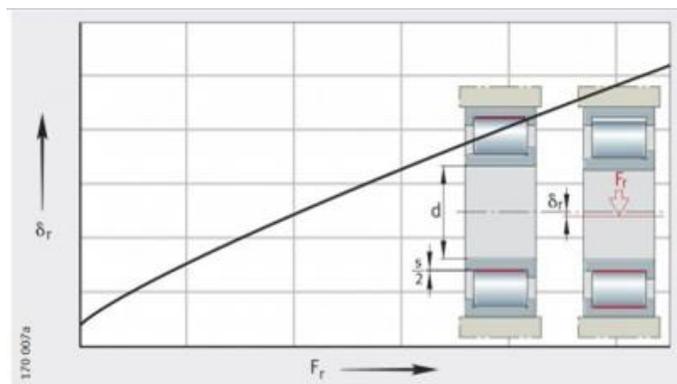
$$\delta_a = \frac{1}{c_s} \cdot \left[(F_{av} + F_a)^{0,84} - F_{av}^{0,84} \right]$$

$$c_s = K_c \cdot d^{0,65}$$

c_s	$\text{H}^{0,84}/\text{мкм}$
коэффициент жесткости;	
d	мм
диаметр отверстия подшипника;	
δ_r	мкм
радиальное смещение оси вала относительно центра отверстия корпуса, <i>рис. 2</i> , стр. 62;	
δ_a	мкм
относительное осевое смещение тугого и свободного колец, <i>рис. 3</i> , стр. 62;	
s	мкм
радиальный рабочий зазор в смонтированном ненагруженном подшипнике;	
F_r	Н
радиальная нагрузка на подшипник;	
F_a	Н
осевая нагрузка на подшипник;	
F_{av}	Н
осевая сила предварительного натяга;	
K_c	–
вспомогательный коэффициент для расчета коэффициента жесткости,	

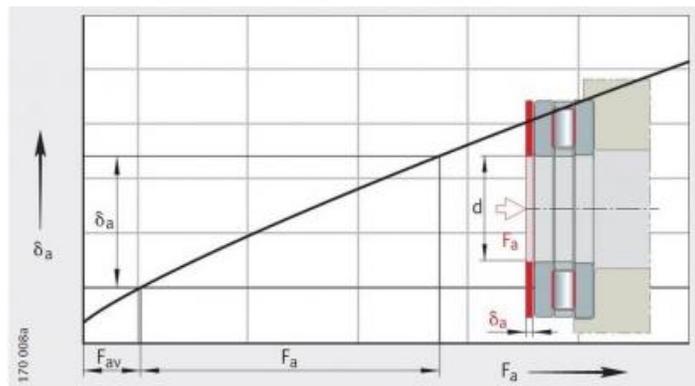
Вспомогательный коэффициент K_c

Конструктивный ряд подшипника	Коэффициент K_c	Конструктивный ряд подшипника	Коэффициент K_c
SL1818	12,8	NJ2..-E	11,1
SL1829, SL1830, SL1923	16	NJ3..-E	11,3
SL1850, SL0148, SL0248, SL0249	29,2	NJ22..-E	15,4
NA48	24,9	NJ23..-E	16,9
NA49	23,5	NU10	9,5
NA69	37,3	NU19	11,3
NKIS	21,3	NN30..-AS-K	18,6
NKI	$4,4 \cdot B^{0,8}/d^{0,2}$	ZNR31-22	21,1
HK, BK	$4,2 \cdot C^{0,8}/d^{0,2}$	ZNR31-23	23,2
K811, 811, K812, 812	36,7	ZNR31-30	30
K893, 893, K894, 894	59,7	ZNR31-31	29,3
		ZNR31-32	28,9



Радиальное смещение

F_r = радиальная нагрузка δ_r = радиальное смещение



Осевое смещение

δ_a = осевое смещение

F_a = осевая нагрузка

F_{av} = осевая сила предварительного натяга

Конструктивный ряд подшипника

126 - подшипник радиально-упорный шариковый однорядный с разъемным внутренним кольцом и трехточечным контактом, например, 126126;

$$C = K_C \cdot d^{0,65}$$

$$C_1 = 16 \cdot 15^{0,65} = 45.546 \text{ Н/мкм}$$

$$C_2 = 16 \cdot 25^{0,65} = 129.653 \text{ Н/мкм}$$

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}$$

$$C = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2} = 33,7 \text{ Н/мкм}$$

3.6.4.2 Определение коэффициента вязкого трения

Такое объяснение сил вязкого трения основано на механическом описании направленного движения жидкости. При этом подходе используется принцип отвердевания, согласно которому движущаяся жидкость рассматривается как твердое тело, которое можно мысленно разделять на слои или другие удобные для решения задач механики жидкостей. Величина силы вязкого трения была получена Ньютоном.

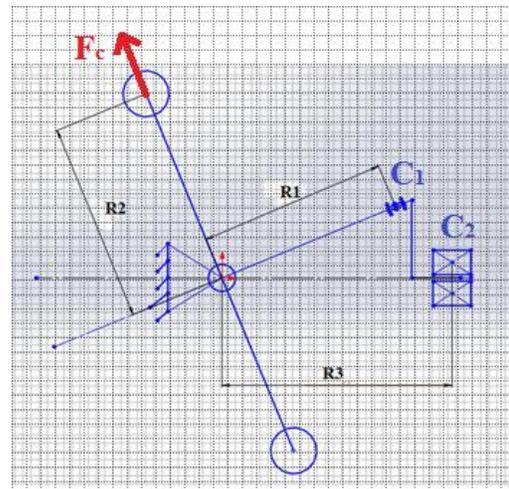
Сила вязкого трения зависит от свойств жидкости. Эта зависимость описывается введением коэффициента вязкости η .

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

$$F_{mp} = -\eta \cdot \frac{dV}{dz} \cdot S$$

(3.6.5)

67



Знак «минус» в формуле (3.6.5) связан с тем, что формула (3.6.5) описывает модуль силы вязкого трения, а величина градиента скорости имеет отрицательное значение.

Эта формула называется законом Ньютона для вязкого трения. Используем эту формулу для выяснения смысла коэффициента вязкости:

$$\eta = \frac{F_{mp}}{\left| \frac{dV}{dz} \right| \cdot S} \quad (3.6.6)$$

Из формулы (3.6.6) следует, что коэффициент вязкости показывает, какая сила вязкого трения возникает между слоями, площадью, равной единице, при градиенте скорости, равном единице.

Выведем единицу измерения для коэффициента вязкости в системе единиц СИ:

$$[\eta] = \frac{H \cdot c \cdot m}{m \cdot m^2} = \frac{H}{m^2} \cdot c = Pa \cdot c$$

В системе единиц СГС единица коэффициента вязкости называется пуаз (П):

$$[\eta] = \frac{дин \cdot см \cdot с}{см \cdot см^2} = \frac{дин}{см^2} \cdot с = П$$

Легко выводится соотношение между этими единицами:

$$1П = \frac{10^{-5} H \cdot c}{10^{-4} m^2} = 0,1 Pa \cdot c$$

Коэффициент вязкости в формуле (3.6.5) часто называют динамической вязкостью. Кроме динамической вязкости часто используется понятие кинематической вязкости ν .

Кинематической вязкостью называется величина, равная отношению

динамической вязкости к плотности ρ жидкости или газа:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3.6.7)$$

Определим единицу кинематической вязкости в системе единиц СИ:

$$[\nu] = \frac{\text{Па} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^2}{\text{кг}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^3}{\text{с}^2 \cdot \text{м}^2 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

В системе единиц СГС кинематическая вязкость измеряется в стоксах (Ст.):

$$[\nu] = \frac{\text{см}^2}{\text{с}} = \text{Ст}$$

Такое описание внутреннего трения позволяет изучить механику направленного движения жидкостей и газов и на основе этих законов на опытах определить коэффициент внутреннего трения. Эта задача проще всего решается при изучении направленного движения жидкости или газа в цилиндрических трубах. При этом изучается стационарное движение жидкости или газа. При стационарном движении жидкости или газа все слои движутся равномерно, то есть скорость каждого слоя отличается от скорости других слоев, но со временем ее величина не изменяется.

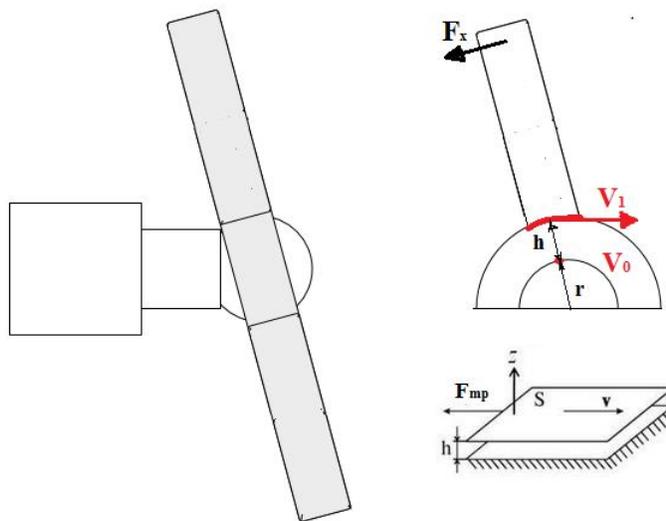


Рис.3.5.6. Трение в сферической опоре

Описание масла

Mobil Synthetic Gear Oil 75W-90 представляет собой полностью синтетическое трансмиссионное масло, созданное на основе синтетических базовых масел и передового пакета присадок. Оно предназначено для использования во многих трансмиссиях и обладает отличной несущей способностью при высоком давлении и ударной нагрузке. Это трансмиссионное масло обладает отличной термоокислительной стабильностью, высоким индексом вязкости, чрезвычайно низкой температурой застывания и текучестью при низкой температуре. Mobil Synthetic Gear Oil 75W-90 соответствует уровню свойств API GL-5.

Типичные показатели

Mobil Synthetic Gear Oil 75 W-90	
Класс вязкости SAE	75W-90
Вязкость кинематическая, ASTM D445 сСт при 40°C	115

сСт при 100°С	15,7
Индекс вязкости, ASTM D2270	144
Температура застывания, °С, ASTM D97	-45
Температура вспышки, °С, ASTM D92	210
Плотность при 15°С, кг/л, ASTM D 4052	0,86

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

$$F_{mp} = \rho \cdot \nu \cdot \frac{dV}{\delta} \cdot S$$

Где: $\rho = 0,86 \text{ Кг/М}^3$;

$$\nu = 115 \cdot 10^{-4} \text{ сСт};$$

$$\delta(\text{зазор}) = 0.0015 \text{ М}$$

$$dV = V_1 - V_0 = \omega \cdot r_1 - V_0 = 61\pi \cdot 5 \cdot 10^{-3} - 0 = 0.958 \text{ М/С}$$

S (Площадь поверхности шарового сегмента)

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot h = 2 \cdot \pi \cdot 10 \cdot 8 = 502,655 \cdot 10^{-6} \text{ М}^2$$

$$F_{mp} = 0,86 \cdot 115 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0.958}{0.0015} \cdot 502,655 \cdot 10^{-6} = 3.175 \cdot 10^{-3} \text{ Н}$$

$$F_x = \alpha \cdot V$$

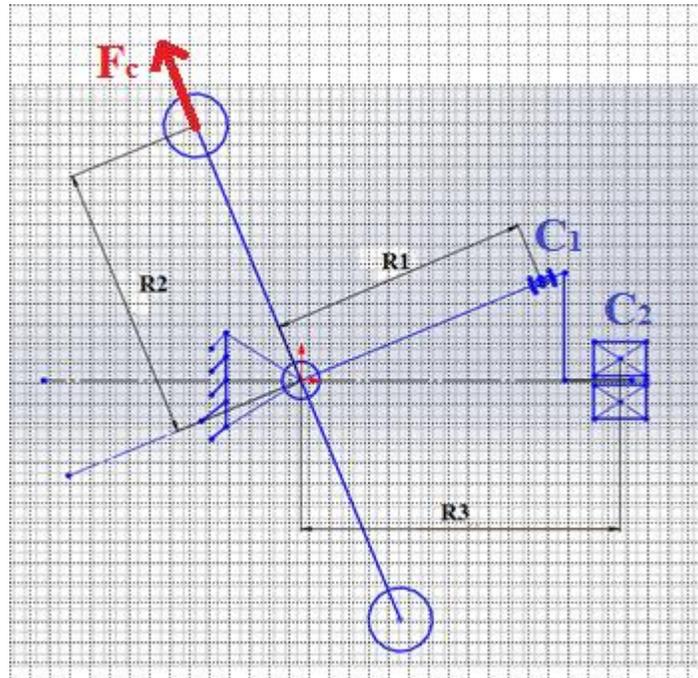
Где: $F_x = F_{mp}$; $V = V_1$; отсюда: $\alpha = \frac{3.175 \cdot 10^{-3}}{0.958} = 0,00331 \text{ Н} \cdot \text{С/М}$

3.6.4.3 Вычислить значение центробежной силы шестерни:

Из этого рисунка, мы можем записать следующее уравнение, выражающее центробежную сил:

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2$$

Где: m - масса шестерни; r - радиус шестерни; ω - скорость вращения входного вала.



Где: $m = 0.4224$ Кг

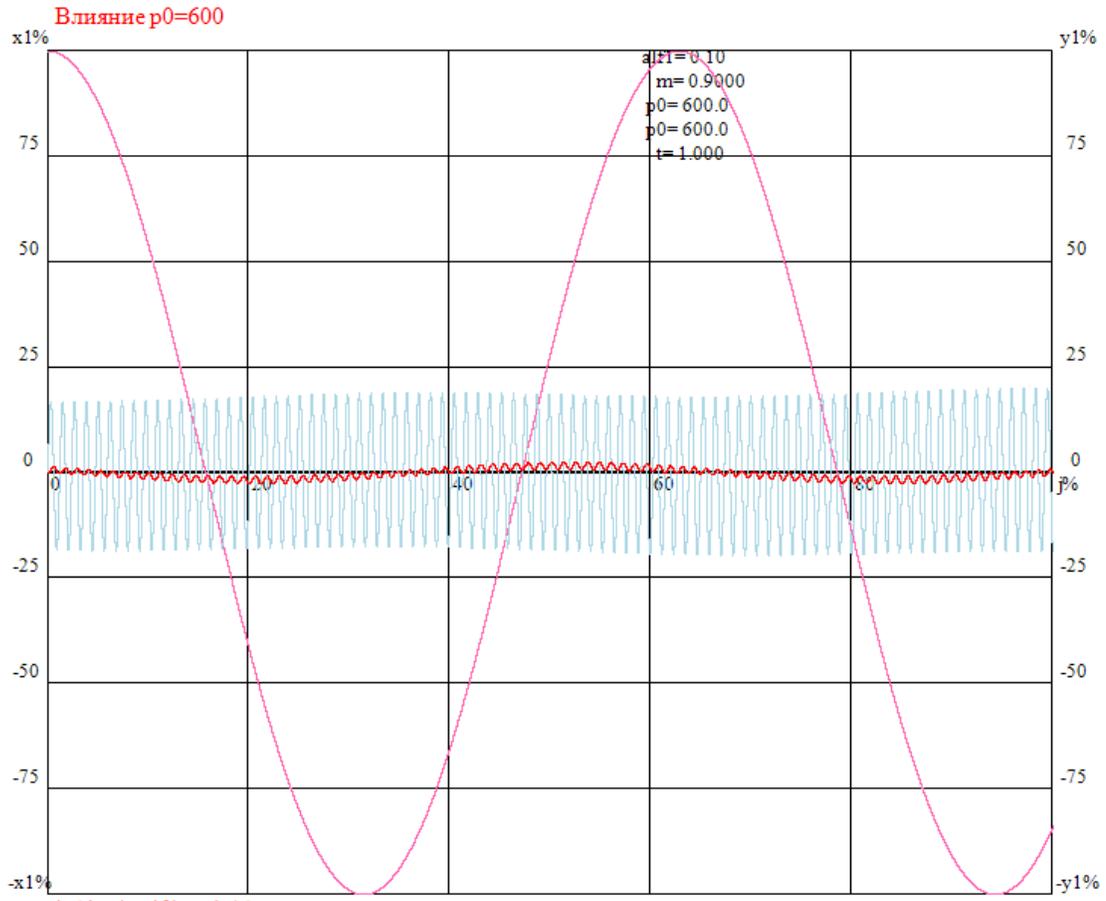
$$r = R_2 = 42 \cdot 10^{-3} \text{ M}$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1850}{60} = 61\pi \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$F_c = 0.4224 \cdot 42 \cdot 10^{-3} \cdot (61\pi)^2 = 67.464 \text{ Н}$$

3.6.5 Анализ результатов:

С помощью программы PascalABC Мы сделали моделирование системы и выбираем оптимальные параметры волнового редуктора, получаем на следующие результаты:



На основе математической модели и уравнений составлена программа текст, которой приведен в приложении Б. Применяя данную программу, построим графики зависимости углового смещения и угловой скорости выходного вала от углового смещения входного вала. Анализируя полученные результаты можно сделать вывод о том, что, система стабильна.

4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является определение перспективности и успешности научно-исследовательского проекта, разработка механизма управления и сопровождения конкретных проектных решений на этапе реализации.

В ходе такой оценки решаются следующие задачи:

1. разработка общей экономической идеи проекта, формирование концепции проекта;
2. организация работ по научно-исследовательскому проекту;
3. определение возможных альтернатив проведения научных исследований;
4. планирование научно-исследовательских работ;
5. оценки коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения;
6. определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследований.

4.1. Предпроектный анализ.

4.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования.

Волновые редукторы используются в механизмах, где нужны редукторы с малым весом и габаритами. Такие редукторы используются в таких промышленности: космическаянефтяная; горнодобывающая; оборонная; ; пищевая; газовая.

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

Целевой рынок: промышленные компании.

таблица 4.1

		Наименование применяемого устройства на различных заводах
		Волновой торцевой кинематический редуктор
Размер компании в пределах России в зависимости от объёма выпускаемой продукции	Средние	Сибмотор
	Крупные	НТЦ «Редуктор»

Рис. 1. Карта сегментирования рынка по использованию торцевого кинематического волнового редуктора для машин

По данной карте сегментирования видно, что крупные заводы не используют Волновой торцевой кинематический редуктор. Так как данное устройство обладает патентной чистотой. Все это говорит о том, что рынок пуст. Имеется возможность внедрения в крупную или среднюю компанию нового устройства.

Цель данной диссертации состоит в исследовании новой поколения волнового редуктора с торцевыми зубьями. Одним из главных приоритетов развития отрасли редукторостроения является повышение допустимой грузоподъемности и передаточного числа. Волновой кинематический редуктор имеет большой спектр применяемости, благодаря таким показателем, как высокая нагрузочная способность, малые габариты, высокие передаточные числа и высокая точность позиционирования выходного звена.

Сейчас подобные механизмы используются в ракетной и авиационной отраслях, в робототехнике, в точном машиностроении, а также при производстве манипуляторов, от которых требуется высокая точность перемещения. К недостаткам волновых передач можно отнести высокую напряженность основных элементов гибкого колеса и генератора волн.

4.1.2. Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

Важно реалистично оценить сильные и слабые стороны разработок конкурентов.

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

Проведем данный анализ с помощью оценочной карты, пример которой приведен в таблице 2. Где Б1 (К1) – баллы (конкурентноспособность) волнового редуктора с торцевыми зубьями, Б2 и Б3 – баллы (конкурентноспособность) волновых редукторов компании НТЦ «Редуктор» и Сибмотор.

таблица 4.2

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентноспособность		
		Б1	Б2	Б3	К1	К2	К3
1	2	3	4	5	6	7	8
Технические критерии ресурсоэффективности							
1. Производительность	0,1	5	3	3	0,5	0,3	0,3
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителя)	0,1	4	4	3	0,4	0,4	0,3
3. Компактность	0,1	5	5	2	0,5	0,5	0,2
4. Энергоэкономичность	0,1	5	3	2	0,5	0,3	0,2
5. Надёжность	0,01	5	3	2	0,05	0,03	0,02
6. Бесшумность	0,1	5	3	2	0,5	0,3	0,2
7. Простота эксплуатации	0,01	5	5	5	0,05	0,05	0,05
Экономические критерии оценки эффективности							
1. Конкурентноспособность продукта	0,1	3	4	4	0,3	0,4	0,4
2. Уровень проникновения на рынок	0,01	3	4	3	0,03	0,04	0,03
3. Цена	0,1	2	4	4	0,2	0,3	0,3

4. Предполагаемый срок эксплуатации	0,01	3	3	3	0,03	0,03	0,03
5. Послепродажное обслуживание	0,01	2	3	2	0,02	0,03	0,02
6. Срок выхода на рынок	0,01	3	2	2	0,03	0,02	0,02
ИТОГО:	1				3,01	2,8	2,17

По оценочной карте видно, что новое устройство является конкурентоспособным, так как по многим показателем превосходит своего конкурента. Главными достоинствами данного устройства являются: компактность, надежность, энергоэкономичность, бесшумность и производительность.

4.1.3. SWOT – анализ

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

Таблица 4.3

Матрица SWOT – анализа

	<p>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>С1. Заявленная экономичность и энергоэффективность технологии.</p> <p>С2. Компактность.</p> <p>С3. Бесшумность.</p> <p>С4. Надежность, способность долгое время обходиться без ремонта, в связи с улучшенной геометрией зубчатых колес.</p>	<p>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>Сл1. Более высокая себестоимость.</p> <p>Сл2. Продукт не продавался.</p>
<p>Возможности:</p> <p>В1. Быстрое продвижение на рынок.</p> <p>В2. Появление дополнительного спроса на новый продукт</p> <p>В3. Усовершенствование устройства</p>	<p>В1С1С2С3С4 – быстрое продвижение на рынок в связи с преимуществами данного устройства.</p> <p>В2С1С2С3С4- дополнительный спрос может появиться за счёт универсальности устройства.</p>	<p>В1Сл2 – может не быть быстрого продвижения на рынок так как ранее продукт не продавался, и потребители не знают о нем.</p> <p>В2Сл1Сл2 – появление дополнительного спроса может быть мало из-за несовершенства устройства.</p>

<p>Угрозы: У1. Отсутствие спроса на новые технологии производства. У2. Кризис У3. Введение дополнительных государственных требований к сертификации продукции со стороны государства</p>	<p>У2С1С2С3С4 – возможность конкурировать в связи с хорошими показателями основных характеристик.</p>	<p>У1Сл1 – из-за более высокой себестоимости могут возникнуть проблемы с продажей данного устройства.</p>
--	--	---

Таблица 4.4

Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны проекта					
		С1	С2	С3	С4
Возможности проекта	В1	+	+	+	+
	В2	+	+	+	+
	В3	0	0	0	0

Таблица 4.5

Интерактивная матрица проекта

Слабые стороны проекта				
		С	С	
Возможности проекта	В1	-	+	
	В2	+	+	
	В3	0	0	

Таблица 4.6

Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны					
		С	С	С	С
Угрозы	У1	0	0	0	0
	У2	+	+	+	+
	У3	0	0	0	0

Таблица 4.7

Интерактивная матрица проекта

Слабые стороны проекта				
		С	С	С
Угрозы	У1	+	0	0
	У2	0	0	0
	У3	0	0	0

4.1.4. 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 заполним специальную форму, содержащую показатели о степени проработанности проекта с позиции коммерциализации и компетенциям.

разработчика научного проекта. Перечень вопросов приведен в таблице 4.8.

Таблица 4.8

Бланк оценки степени готовности научного проекта к коммерциализации

№ п /	Наименование	Степень проработанности научного	Уровень имеющихся знаний у
1	Определен имеющийся научно-технический задел	5	4
2	Определены перспективные направления коммерциализации научно-технического	4	3
3	Определены отрасли и технологии (товары, услуги) для предложения на рынке	4	3
4	Определена товарная форма научно-технического задела для представления на рынок	3	3
5	Определены авторы и осуществлена охрана их прав	2	2
6	Проведена оценка стоимости интеллектуальной	5	4
7	Проведены маркетинговые	2	2
8	Разработан бизнес-план коммерциализации научной	1	1
9	Определены пути продвижения научной	5	2
10	Разработана стратегия (форма) реализации научной	1	1
11	Проработаны вопросы международного сотрудничества и выхода на зарубежный рынок	1	1
12	Проработаны вопросы использования услуг инфраструктуры поддержки,	1	1

13	Проработаны вопросы финансирования коммерциализации	1	1
14	Имеется команда для коммерциализации научной	1	1
15	Проработан механизм реализации научного проекта	2	2
	ИТОГО БАЛЛОВ	38	32

Итого получилось суммарное количество баллов по каждому направлению: 38 баллов – по степени проработанности научного проекта; 32 балла – по уровню, имеющихся знаний у разработчика. Согласно этим баллам, можно сказать, что перспективность данной разработки средняя.

Методы коммерциализации результатов научно-технического исследования

При коммерциализации научно-технических разработок продавец (как правило, владелец объектом интеллектуальной собственности), преследует то, куда в последующем он намерен направить полученный коммерческий эффект.

Итак, время продвижения товара на рынок во многом зависит от правильности выбора метода коммерциализации. Задача данного раздела магистерской диссертации – это выбор метода коммерциализации объекта исследования и обоснование его целесообразности.

Выделяют следующие методы коммерциализации научных разработок.

1. Торговля патентными лицензиями;
2. Передача ноу-хау;
3. Инжиниринг;
4. Франчайзинг;
5. Организация собственного предприятия.
6. Передача интеллектуальной собственности;
7. Организация совместного предприятия, т.е. объединение двух и более лиц для организации предприятия.
8. Организация совместных предприятий, работающих по схеме

«российское производство – зарубежное распространение».

Перспективность данного научного исследования средняя, поэтому не все аспекты рассмотрены и изучены. Таким образом, для организации предприятия этого не достаточно (пункт 4 – 8 не подходят). Но так как основной научно-технический задел определен, этого достаточно для коммерциализации для следующих методов (пункты 1 - 3):

Торговля патентной лицензией; передача ноу-хау и инжиниринг.

Степени проработанности научного проекта и уровень знаний разработчика достаточно для реализации пунктов, которые были выбраны.

4.2 Планирование управления научно-техническим проектом.

4.2.1 Структура работ в рамках научного исследования.

При организации процесса реализации конкретного проекта необходимо оптимально планировать занятость каждого из его участников и сроки проведения отдельных работ.

В данном пункте составляется полный перечень проводимых работ, определяются их исполнители и рациональная продолжительность. Так как число исполнителей не превышает двух, то предпочтительным планированием работ является линейный график реализации проекта. Для его построения должны данные быть сведены в таблицу 4.9.

Таблица 4.9

Перечень работ и продолжительность их выполнения

Этапы работы	Исполнители	Загрузка исполнителей
Постановка задачи	НР	НР – 100%
Подбор и изучение материалов по тематике	НР, И	НР – 30% И – 100%
Разработка календарного плана	НР, И	НР – 100% И – 10%
Обсуждение литературы	НР, И	НР – 80% И – 100%
Выбор структурной схемы устройства	НР, И	НР – 100% И – 70%
Выбор методики проведения исследования	НР, И	НР – 100% И – 70%
Проведения исследования	И	И – 100%
Оформление расчетно-пояснительной записки	И	И – 100%
Оформление графического материала	И	И – 100%
Подведение итогов	НР, И	НР – 60% И – 100%

Продолжительность этапов работ.

Для определения ожидаемого значения продолжительности работ Тожд применяется вероятностный метод – метод двух оценок t_{min} и t_{max} .

$$T_{ож} = \frac{3 \cdot t_{min} + 2 \cdot t_{max}}{5} \quad (4.1)$$

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

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

Для выполнения перечисленных в таблице 1 работ требуются специалисты: студент в качестве инженера (И) и научный руководитель (НР).

Для построения линейного графика необходимо рассчитать длительность этапов в рабочих днях, а затем перевести в календарные дни. Расчет продолжительности выполнения каждого этапа в рабочих днях ведется по формуле:

$$T_{РД} = \frac{t_{ож}}{K_{ВН}} \cdot K_{Д}, \quad (4.2)$$

где $K_{ВН}$ – коэффициент выполнения работ ($K_{ВН} = 1$);

$K_{Д}$ – коэффициент, учитывающий дополнительное время на компенсации и согласование работ ($K_{Д} = 1,2$).

Расчет продолжительности этапа в календарных днях ведется по формуле:

$$T_{КД} = T_{РД} \cdot T_{К}, \quad (4.3)$$

где $T_{К}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности рассчитывается по формуле:

$$T_{К} = \frac{T_{КАЛ}}{T_{КАЛ} - T_{ВД} - T_{ПД}}, \quad (4.4)$$

где $T_{\text{КАЛ}}$ – календарные дни ($T_{\text{КАЛ}} = 365$);

$T_{\text{ВД}}$ – выходные дни ($T_{\text{ВД}} = 52$);

$T_{\text{ПД}}$ – праздничные дни ($T_{\text{ПД}} = 14$).

$$T_{\text{КАЛ}} = \frac{365}{365 - 52 - 14} = 1,22$$

В таблице 3 приведена длительность этапов работ и число исполнителей, занятых на каждом этапе.

Трудозатраты на выполнение проекта Таблица 4.10

Этап	Исполнители	Продолжительность работ, дни			Трудоемкость работ по исполнителям чел.- дн.			
					$T_{\text{рд}}$		$T_{\text{кд}}$	
		t_{min}	t_{max}	$t_{\text{ож}}$	НР	И	НР	И
Постановка задачи	НР	4	7	5,2	6,24	–	7,61	–
Подбор и изучение материалов по тематике	НР, И	14	16	14,8	5,32	17,76	6,49	21,68
Разработка календарного плана	НР, И	4	7	5,2	6,24	0,62	7,61	0,75
Обсуждение литературы	НР, И	6	8	6,8	6,52	8,16	7,96	9,96
Выбор структурной схемы устройства	НР, И	9	18	12,6	15,12	10,58	18,46	12,91
Выбор методики проведения исследования	НР, И	14	16	14,8	17,76	12,43	21,68	15,17
Проведения исследования	И	15	18	16,2	–	19,44	–	23,73
Оформление расчетно-пояснительной записки	И	12	15	13,2	–	15,84	–	19,34
Оформление графического	И	5	6	5,4	–	6,48	–	7,91

материала								
Подведение итогов	НР, И	7	9	7,8	5,61	9,36	6,84	11,42
Итого:				102	62,81	100,67	76,65	122,87

Расчет нарастания технической готовности работ.

Введем обозначения:

- $TP_{\text{общ}}$ – общая трудоемкость проекта;
- $TP_i (TP_k)$ – трудоемкость i -го (k -го) этапа проекта, $i = \overline{1, I}$;
- $TP_{ij} (TP_{kj})$ – трудоемкость работ, выполняемых j -м участником на i -м этапе, здесь $j = \overline{1, m}$; – индекс исполнителя, в нашем примере $m = 2$.

Степень готовности определяется формулой:

$$CG_i = \frac{TP_i^H}{TP_{\text{общ}}} = \frac{\sum_{k=1}^i TP_k}{TP_{\text{общ}}} = \frac{\sum_{k=1}^i \sum_j^m TP_{km}}{\sum_{k=1}^l \sum_j^m TP_{km}} \quad (4.5)$$

Применительно к таблице 2 величины $TP_{ij} (TP_{kj})$ находятся в столбцах (8, $j = 1$) и (9, $j = 2$). $TP_{\text{общ}}$ равна сумме чисел из итоговых клеток этих столбцов. Пример расчета на основе этих данных содержится в таблице 4.11.

Таблица 4.11

Нарастание технической готовности работы и удельный вес этапов

Этап	$TP_i, \%$	$CG_i, \%$
Постановка задачи	3,81	3,81
Подбор и изучение материалов по тематике	14,11	17,93
Разработка календарного плана	4,19	22,12
Обсуждение литературы	8,98	31,1
Выбор структурной схемы устройства	15,72	46,82
Выбор методики проведения исследования	18,46	65,29
Проведения исследования	11,89	77,19
Оформление расчетно-пояснительной записки	9,69	86,77
Оформление графического материала	3,96	90,84
Подведение итогов	9,15	100

Календарный план-график приведен в таблице 4.12.

Таблица 4.12

Календарный план-график проведения НИОКР по теме

Этап	НР	И	Февраль			Март			Апрель			Май			Июнь
			10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
1	7,61	–	■												
2	6,49	21,68		■	■	■									
3	7,61	0,75				■									
4	7,96	9,96				■	■								
5	18,46	12,91					■	■	■						
6	21,68	15,17							■	■	■				
7	–	23,73									■	■	■	■	
8	–	19,34											■	■	■
9	–	7,91												■	■
10	6,84	11,42													■

НР – ■ И – ■

4.2.4 Бюджет научного исследования.

В состав затрат на создание проекта включается стоимость всех расходов, необходимых для реализации комплекса работ, составляющих содержание данной разработки. Расчет сметной стоимости на выполнение данной разработки производится по следующим статьям затрат:

- материальные затраты НТИ;
- затраты по основной заработной плате исполнителей темы;
- затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы;
- отчисления внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- расходы на электроэнергию;
- амортизационные отчисления;
- накладные расходы (прочие расходы).

4.2.4.1 Расчет материальных затрат НТИ

К данной статье расходов относится стоимость материалов, покупных изделий, полуфабрикатов и других материальных ценностей, расходуемых непосредственно в процессе выполнения работ. Цена материальных ресурсов определяется по соответствующим ценникам и приведена в таблице 4.13.

Таблица 4.13

Расходные материалы

Наименование	Цена за ед., руб.	Кол-во	Сумма
Бумага для принтера формата А4	250	1 уп.	250
Ручка шариковая	20	2 шт.	40
Карандаш	20	2 шт.	40
ИТОГО:	290		

Расходы на материалы составили $C_{mat} = 290$ рублей.

4.2.4.2 Основная заработная плата исполнителей.

Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов и тарифных ставок. В состав основной заработной платы включается премия,

выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 –30 % от тарифа или оклада. Расчет основной заработной платы сводится в таблице 4.14.

Таблица 4.14

Расчет основной заработной платы

№ п/п	Наименование этапа	Исполнители	Трудоемкость, чел.-дн		Зарплата на один чел.-дн., тыс. руб.	
			И	НР	И	НР
1	Постановка задачи	НР	6,24	–	1741,89	–
2	Подбор и изучение материалов по тематике	НР, И	5.23	17.76	1741.9	841.37
3	Разработка календарного плана	НР, И	6.24	0.6	1741.9	841.37
4	Обсуждение литературы	НР, И	6.52	8.16	1741.9	841.37
5	Выбор структурной схемы устройства	НР, И	15.11	10.58	1741.9	841.37
6	Выбор методики проведения исследования	НР, И	17.75	12.44	1741.9	841.37
7	Проведения исследования	И	-	19.45	-	841.37
8	Оформление расчетно-пояснительной записки	И	-	15.85	-	841.37
9	Оформление графического материала	И	-	6.48	-	841.37
10	Подведение итогов	НР, И	5.62	9.36	-	841.37
Всего заработная плата по тарифу, тыс. руб					109739	84979.37

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

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп}, (4.6)$$

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата;

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

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

$$Z_{осн} = Z_{дн} \cdot T_p (4.7)$$

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

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

$Z_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб. Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} (4.8)$$

где Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

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

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

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, рабочие дни (таблица 15).

Согласно таблице окладов ППС и НС[1].

$Z_m = 33162,87$ руб. – месячный оклад руководителя.

$Z_m = 14874,45$ руб. – месячный оклад студента в роли младшего научного сотрудника.

Таблица 4.15

Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Студент
Календарное число дней	366	366
Количество нерабочих дней		
- выходные дни	106	106
- праздничные дни	14	14

Потери рабочего времени - отпуск	48	48
- невыходы по болезням	-	-
Действительный годовой фонд рабочего времени	198	198

$Z_{\text{ДН1}} = \frac{Z_{\text{М}} \cdot M}{F_{\text{Д}}} = \frac{33162,87 \cdot 10,4}{189} = 1741,89$ руб. – заработная плата руководителя за 1 день;

$Z_{\text{ДН2}} = \frac{Z_{\text{М}} \cdot M}{F_{\text{Д}}} = \frac{14874,45 \cdot 11,2}{189} = 841,38$ руб. – заработная плата руководителя за 1 день;

$Z_{\text{ОСН1}} = 1741,89 \cdot 63 = 109739,07$ руб. – руководитель;

$Z_{\text{ОСН1}} = 841,38 \cdot 101 = 84979,38$ руб. – студент.

$Z_{\text{ЗП1}} = 109739,07 + 16460,86 = 126199,93$ руб. – руководитель;

$Z_{\text{ЗП2}} = 84979,38 + 12746,91 = 97726,29$ руб. – студент.

4.2.4.3 Дополнительная заработная плата исполнителей.

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

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{\text{доп}} = K_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} \quad (4.9)$$

где $Z_{\text{доп1}}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 – 0,15). Примем $K_{\text{доп}} = 0,15$:

$Z_{\text{доп1}} = 0,15 \cdot 109739,07 = 16460,86$ руб. – руководитель;

$Z_{\text{доп2}} = 0,15 \cdot 84979,38 = 12746,91$ руб. – студент.

4.2.4.4 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{\text{внеб}} = K_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}) \quad (4.10)$$

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

На 2016 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений осуществляющих образовательную и научную деятельность в 2014 году вводится пониженная ставка – 27,1%¹.

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в табличной форме (таблица 4.16).

Таблица 4.16

Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель проекта	109739,07	16460,86
Студент-дипломник	84979,38	12746,91
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	27,1%	27,1%
Итого	34200,18 + 26483,82 = 60684	

$$Z_{\text{внеб}} = K_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн1}} + Z_{\text{доп1}}) = 126199,93 \cdot 0,271 = 34200,18 \text{руб.} - \text{руководитель};$$

$$Z_{\text{внеб}} = K_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн2}} + Z_{\text{доп2}}) = 97726,29 \cdot 0,271 = 26483,82 \text{руб.} - \text{студент-дипломник.}$$

4.2.4.5 Расчет затрат на электроэнергию

Данный вид расходов включает в себя затраты на электроэнергию при работе оборудования. Затраты на электроэнергию при работе оборудования для технологических целей рассчитываются по формуле:

$$Э_{об} = P_{об} \cdot Ц_{э} \cdot t_{об}, \quad (4.11)$$

где $P_{об}$ – мощность, потребляемая оборудованием, кВт;

$\text{Ц}_Э$ – тарифная цена за 1 кВт·час, $\text{Ц}_Э = 5,257$ руб/кВт·час;

$t_{\text{об}}$ – время работы оборудования, час.

Время работы оборудования вычисляется на основе данных для $T_{\text{рд}}$ табл 4.2 для инженера из расчета, что продолжительность рабочего дня равна 8 часов.

$$t_{\text{об}} = T_{\text{рд}} * K_t, \quad (4.12)$$

где $K_t = 0,6$ – коэффициент использования оборудования по времени

Мощность, потребляемая оборудованием, определяется по формуле:

$$P_{\text{об}} = P_{\text{уст.об}} \cdot K_c, \quad (4.13)$$

где $P_{\text{уст.об}}$ – установленная мощность оборудования, кВт;

K_c – коэффициент спроса, зависящий от количества, загрузки групп электроприемников. Так как в данном случае группа состоит всего из одного электроприемника примем $K_c = 1$.

Затраты на электроэнергию для технологических целей приведены в таблице 4.17.

Таблица 4.17

Затраты на электроэнергию для технологических целей

Наименование оборудования	Время работы оборудования $t_{\text{об}}$, час	Потребляемая мощность $P_{\text{об}}$, кВт	Затраты $\text{Э}_{\text{об}}$, руб.
Персональный компьютер	808*0,6	0,3	764,57
Струйный принтер	30	0,1	15,77
Итого:			780,34

Таким образом, затраты на электроэнергию составили:

$$C_{\text{эл.об.}} = 780,34 \text{ рублей.}$$

4.2.4.6 Расчет амортизационных расходов

В статье «Амортизационные отчисления» от используемого оборудования рассчитывается амортизация за время выполнения работы для оборудования, которое имеется в наличии.

Амортизационные отчисления рассчитываются на время использования ЭВМ по формуле:

$$C_{AM} = \frac{N_A \cdot C_{OB} \cdot t_{рф} \cdot n}{F_d}, \quad (4.14)$$

где N_A – годовая норма амортизации;

C_{OB} – цена оборудования;

F_d – 298 рабочих дней при шестидневной рабочей неделе, 8 часов рабочий день, $F_d = 298 \cdot 8 = 2384$ часа;

$t_{рф}$ – время работы оборудования;

n – число задействованных ПЭВМ, $n = 2$.

Стоимость ПК 45000 руб., время использования 808 часов, тогда для него $C_{AM}(ПК) = (0,4 \cdot 45000 \cdot 808 \cdot 1) / 2384 = 6100,67$ руб.

Стоимость принтера 12000 руб., его $F_d = 500$ час.; $N_A = 0,5$; тогда

$$C_{AM}(Пр) = (0,5 \cdot 12000 \cdot 30 \cdot 1) / 500 = 360 \text{ руб.}$$

Итого начислено амортизации 6460,67 руб.

4.2.4.7 Накладные расходы.

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

$$Z_{Накл} = (\text{сумма пунктов } 1 \div 7) \cdot K_{нр} \quad (4.15)$$

$k_{нр}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

4.2.4.8 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта.

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

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект по каждому варианту исполнения приведен в таблице 4.18.

Таблица 4.18

Расчёт бюджета затрат НИИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Материальные затраты НИИ	290	Пункт 3.2.4.1
2. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	194718,45	Пункт 3.2.4.2.
3. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	29207,77	Пункт 3.2.4.3.
4. Отчисления во внебюджетные фонды	60684	Пункт 3.2.4.4.
5. Расходы на электроэнергию	780,34	Пункт 3.2.4.5.
6. Амортизационные отчисления	6460,67	Пункт 3.2.4.6.
7. Накладные расходы	46742,6	16 % от суммы ст. 1-6
8. Бюджет затрат НИИ	338883,83	Сумма ст. 1- 7

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

Так как работа носит чисто исследовательский характер, то есть характер и масштабы использования её результатов на данный момент чётко не определены, то оценка экономического эффекта (а следовательно и эффективности) в данном случае не корректна.

Заключение

В данной главе НИР при оценке конкурентоспособности волнового редуктора было выявлено, что устройство является конкурентоспособным, так как по многим показателем превосходит своего конкурента. Главными достоинствами данного устройства являются: компактность, энергоэкономичность, надежность, бесшумность и производительность. Построена матрица SWOT – анализа, согласно которой можно увидеть сильные и слабые стороны проекта, а также угрозы и возможности. Перспективность разработки средняя и выбраны следующие методы коммерциализации результатов исследования – торговля патентной лицензией, передача ноу-хау, инжиниринг. Также был рассчитан бюджет затрат НИИ, который составил 338883,83 рубля.

Социальная ответственность

Введение

Разработанный в рамках магистерской диссертации проект является процессом производства детали «волновой редуктор с торцевыми зубьями», а также содержащиеся в производственном цеху станки и сопутствующее оборудование. процессом производства детали «волновой редуктор с торцевыми зубьями», а также содержащиеся в производственном цеху станки и сопутствующее оборудование.

Во время изготовления детали оператор станка или рабочий подвергается ряду опасных и вредных факторов. К опасным факторам можно отнести: повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека;

незащищенные подвижные элементы металлообрабатывающих станков. К вредным факторам относятся: повышенный уровень шума на рабочем месте; недостаточная освещенность рабочей зоны; повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны; повышенная запыленность и загазованность воздуха рабочей зоны; повышенный уровень вибрации.

5.1 Производственная безопасность

Производственная безопасность – это система организационных мероприятий и технических средств, уменьшающих вероятность (риск) воздействия на рабочих, опасных производственных факторов до приемлемого уровня. Для выбора опасных факторов на данном производстве используем ГОСТ 12.0.003-74 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация». Проанализировав всевозможные опасные и вредные факторы на данном производстве, занесем их в таблицу 1, приведем нормативные документы, которые регламентируют действие каждого выявленного фактора.

Таблица – 5.1 Опасные факторы при проведении технологических операций

Источник фактора, наименование видов работ	Факторы (по ГОСТ 12.0.003-74)		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
<p>1. Заготовительная операция, оборудование: отрезной круглопильный станок 8Г663-400.</p> <p>2. Горячештамповочная объемная механическая операция, оборудование: печь ПКМ 6.8.4; пресс ТМП 630 модель КА8538.</p> <p>3. Токарная операция, оборудование: токарный станок 1Н65.</p>	<p>1. Превышение уровней шума и вибрации;</p> <p>2. Повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны;</p> <p>3. Недостаточная освещенность рабочей зоны.</p>	<p>1. Движущиеся машины и механизмы; подвижные части производственного оборудования;</p> <p>2. Электрический ток;</p> <p>3. Повышенная или пониженная температура поверхностей оборудования, материала и заготовок.</p> <p>4. Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и оборудования.</p>	<p>шум: СанПиН 2.2.4/2.1.8.562-96;</p> <p>вибрация: СанПиН 2.2.4/2.1.8.566-96;</p> <p>освещение: СанПиН 52.13330.2011;</p> <p>отопление: СанПиН 60.13330.2012;</p> <p>Электричество: ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ;</p> <p>Производственное оборудование: ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ;</p> <p>Безопасность рабочих мест: ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ;</p> <p>Производственные процессы: ГОСТ 12.3.002-75 ССБТ.</p>
<p>1. Токарная операция с ЧПУ, оборудование: токарный станок РС660Т с ЧПУ.</p> <p>2. Координатно – расточная операция с ЧПУ, оборудование: координатно – расточной станок 24К40СФ4 с ЧПУ.</p>	<p>1. Повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны.</p> <p>2. Недостаточная освещенность рабочей зоны.</p>	<p>1. Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и оборудования;</p> <p>2. Движущиеся машины и механизмы; подвижные части производственного оборудования.</p>	<p>СанПиН к ЭВМ: 2.2.1/2.1.1.1278-03;</p> <p>СанПиН микроклимата: 2.2.4.548-96;</p> <p>СанПиН отопление: 60.13330.2012;</p> <p>; Производственное оборудование: ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ;</p> <p>Безопасность</p>

			рабочих мест: ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ; Производственные процессы: ГОСТ 12.3.002-75 ССБТ.
1. Слесарная операция. 2. Промывочная операция. 3. Консервация.	1. Повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны.	1. Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и оборудования; 2. Движущиеся машины и механизмы; подвижные части производственного оборудования.	СанПиН микроклимата: 2.2.4.548-96; Безопасность рабочих мест: ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ; Производственные процессы: ГОСТ 12.3.002-75 ССБТ.

Далее более подробно изучим выявленные вредные и опасные факторы. Рассмотрим каждый фактор на предмет источника возникновения фактора и характера природы фактора. Приведем допустимые нормы с необходимой размерностью, а также средства индивидуальной и коллективной защиты для минимизации воздействия фактора.

5.1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения.

При производстве детали «волновой редуктор с торцевыми зубьями» на участке цеха используется следующее оборудование: токарный станок с ЧПУ, фрезерный станок с ЧПУ, сверлильный станок. Производственные условия на участке характеризуются наличием следующих вредных факторов.

Источники шума, которыми являются металлорежущие станки и находящиеся в этом же цехе дополнительное оборудование. Допустимые уровни шума на рабочих местах относятся к широкополосному шуму. В качестве защиты использовать звукопоглощающие покрытия с $\alpha \geq 0,5$, защитные кожухи,

перфорированные экраны.

Таблица 5.2 Допустимые уровни звука

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровень звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Лаборатории для проведения экспериментальных работ	94	87	82	78	75	73	71	70	80
Постоянные рабочие места и рабочие зоны в производственных помещениях и на территории предприятий	99	92	86	83	80	78	76	74	85

Шум, возникающий при работе производственного оборудования и превышающий нормативные значения, воздействует на центральную и вегетативную нервную систему человека, органы слуха. Работающий в условиях длительного шумового воздействия испытывает раздражительность, головную боль, головокружение, снижение памяти, повышенную утомляемость, понижение аппетита, нарушение сна. Если невозможно уменьшить шум, действующий на работников, до допустимых уровней, то необходимо использовать средства индивидуальной защиты (СИЗ) — противозумные вкладыши из ультратонкого волокна “Беруши” одноразового использования.

Недостаточная освещенность рабочей зоны приводит к перенапряжению органов зрения, в результате чего снижается острота зрения, и человек быстро устает, работает менее продуктивно, возникает потенциальная опасность несчастных случаев и, кроме того, длительное, плохое освещение может привести к профессиональным заболеваниям (близорукость и др.). Причиной плохой освещенности в цехе является снижение уровня естественной освещенности в связи с загрязнением остекленных поверхностей световых проемов, стен и потолков. Средство коллективной и индивидуальной защиты — установка источников освещения по СНиП 23-05-95. Нормы коэффициента естественного освещения (КЕО) и коэффициента пульсации Кп приведены в

таблице. 5.3.

Таблица 5.3. Нормы коэффициента естественного освещения (КЕО) и коэффициента пульсации K_p

Характеристика зрительной работы	Наименьший размер объекта различения, мм	Разряд и подразряд зрительной работы	Продолжительность зрительной работы, %	Искусственное освещение		Естественное Освещение	
				Освещение рабочей поверхности	%	КЕО, %, при	
						Верхнем или комб.	Боковым
Средней точности	Более 0,5 мм	В 1 2	70	150	20	2	0,5

Активную роль на безопасность работы оказывают показатели микроклимата. Согласно ГОСТ 12.1.005-88 устанавливается комплекс оптимальных и допустимых метеорологических условий для помещения рабочей зоны, включающий значение температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха. Допустимые и оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне помещения цеха приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4. Допустимые и оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне помещения цеха

Категория работы	Период года	Температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость воздуха, м/с	
		оптим	допуст	оптим	допустимая	оптимальн	допустим
Средней тяжести, Па	Холодный	18-20	17-23	40-60	не более 75	не более 0,2	не более 0,3
	Тёплый	21-23	18-27	40-60	не более 55 при 28°С 60 при 27°С 65 при 26°С 70 при 25°С 75 при 24°С	не более 0,3	0,2-0,4

Загрязненный воздух рабочей зоны. Процесс резания сопровождается пылевыведением, которое возникает за счет скалывания режущей части инструмента, образование стружки и появление пылевых частиц обрабатываемого материала. Также в процессе резания испаряется СОЖ. Химический состав пыли определяет многообразие воздействия ее на организм.

Специфическое влияние проявляется, прежде всего, при вдыхании пыли; меньшее значение имеет заглатывание ее со слюной и слизью. Вдыхание пыли преимущественно может вызывать поражение органов дыхания — бронхит, пневмокониоз или развитие общих реакций — аллергии и интоксикации. Неспецифическое действие пыли проявляется в заболеваниях верхних дыхательных путей, слизистой оболочки глаз, кожных покровов. Вдыхание пыли может способствовать развитию пневмонии, туберкулеза, рака легких. В качестве средства коллективной защиты для этого типа вредного фактора используется вентиляция, при интенсивном проявлении фактора – респираторы. Нормируется по ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ.

Источником вибраций в основном является металлообрабатывающее оборудование, а причиной возникновения вибрации при работе станков являются неуравновешенные силовые воздействия. Вибрация нормируется в соответствии с ГОСТ 12.1.012-90. В качестве меры защиты могут выступать:

спец. одежда, поглощающая обувь, коврики.

Воздействие производственной вибрации на человека вызывает изменения как физиологического, так и функционального состояния организма человека. Изменения в функциональном состоянии организма проявляются в повышении утомляемости, увеличении времени двигательной и зрительной реакции, нарушении вестибулярных реакций и координации движений. Все это ведет к снижению производительности труда. Изменения в физиологическом состоянии организма в развитии нервных заболеваний, нарушении функций сердечно-сосудистой системы, нарушении функций опорно-двигательного аппарата, поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций органов внутренней секреции. Все это приводит к возникновению вибрационной болезни. К способам борьбы с вибрацией относятся снижение вибрации в источнике (улучшение конструкции машин, статическая и динамическая балансировка вращающихся частей машин), виброгашение (увеличение эффективной массы путем присоединения машины к фундаменту),

виброизоляция (применение виброизоляторов пружинных, гидравлических, пневматических, резиновых и др.) вибродемпфирование (применение материалов с большим внутренним трением), применение индивидуальных средств защиты (виброзащитные обувь, перчатки со специальными упруго-демпфирующими элементами, поглощающими вибрацию). Предельно допустимый уровень вибраций приведён в табл. 5.6.

Таблица 5.6. Предельнодопустимые значения производственной локальной вибрации

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	* Предельно допустимые значения по осям X_d, Y_d, Z_d			
	виброускорения		виброскорости	
	м/с ²	дБ	м/с · 10 ⁻²	дБ
8	1,4	123	2,8	115
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,8	129	1,4	109
63	5,6	135	1,4	109
125	11,0	141	1,4	109
250	22,0	147	1,4	109
500	45,0	153	1,4	109
1000	89,0	159	1,4	109
Корректированные и эквивалентные корректированные значения и их уровни	2,0	126	2,0	112

* Работа в условиях воздействия вибрации с уровнями, превышающими настоящие санитарные нормы более чем на 12 дБ (в 4 раза) по интегральной оценке или в какой-либо активной полосе, не допускается.

5.1.2 Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения.

Анализ опасных факторов производится с указанием средств защиты индивидуальной и коллективной. Производственные условия на участке характеризуются наличием следующих опасных факторов (по ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ)

Электрический ток, так как в цехе будет использоваться сеть с напряжением 380/220 В. По степени поражения людей электрическим током помещение цеха относится к особо опасным, так как имеет место:

- а) наличие токопроводящего пола (железобетонный пол),
- б) возможность одновременного прикосновения человека к имеющим соединение с землей металлоконструкциями зданий, механизмами с одной

стороны, и металлическим корпусом электрооборудования – с другой.

Незащищенные подвижные элементы металлообрабатывающих станков: вращение заготовки, движение различных элементов станков.

Для уменьшения воздействий опасных факторов рекомендуется использовать следующие меры:

- 1) Использование средств индивидуальной защиты: очки, спец.одежда, головные уборы, специальная обувь.
- 2) Применение профилактических испытаний станка и его узлов: на механическую прочность, на электрическую проводимость, на надёжность срабатывания предохранительных устройств-блокировок.
- 3) Использование и применение специальных средств обеспечения безопасности: защитное контурное заземление $R_3 \leq 4$ Ом. средства дробления сливной стружки в процессе резания, искусственное освещение станков, ограничители шума $УЗД=97$ дБА, ПДУ=80дБА и вибрации $f=18$ Гц, ПДУ=92дБ, манипуляторы с программным управлением.
- 4) Ограждение опасных зон: движущихся частей станков и механизмов, режущих инструментов, обрабатываемого материала, токоведущих частей электрооборудования, зоны выделения стружки. Также, средство защиты – механизм, не позволяющий работать станку с открытой дверью.
- 5) Применение предохранительных устройств: от перегрузки станка, от перехода движущихся узлов за установленные пределы, от внезапного падения или повышения напряжения электрического тока.
- 6) Использование системы дистанционного управления: управление станком осуществляется с помощью стойки ЧПУ, которая включает в себя клавиатуру для ввода команд и дисплей. Стойка ЧПУ расположена вне опасной зоны станка.
- 7) Использование сигнализации безопасности: цветовой и знаковой.
- 8) Отключающие устройства станка, в том числе аварийные, окрашены в

красный сигнальный цвет согласно. При нарушении технологического процесса на станке предусмотрены сигнальные лампы, окрашенные в красный цвет. Открытые и не полностью закрытые движущиеся части оборудования окрашены в желтый цвет. На шкафах с электрооборудованием станка нанесен знак «Осторожно! Электрическое напряжение».

9) Применение расстояния и габаритных размеров безопасности: габаритные размеры рабочих мест, безопасные расстояния между станками и элементами производственного помещения, габаритные размеры, габаритные размеры подвеса электрических проводов.

10) Необходимой мерой безопасности является освещение в соответствии с требованиями норм и правил СНиП 23-05-95 для общего освещения производственных помещений механических цехов рекомендуется применять преимущественно люминесцентные лампы типа ЛБ и ЛД со светильниками типа ОД или ПВЛ.

Для местного освещения при точных работах с блестящими металлическими поверхностями рекомендуется использовать люминесцентные лампы ЛД и ЛХБ.

11) Для снижения вероятности возникновения пожара проводится необходимый инструктаж, соблюдаются правила при работе с электрооборудованием, на рабочих местах запрещено курить и пользоваться источниками открытого огня. В качестве мер противопожарной защиты на участке и в цехе предусмотрены средства пожаротушения. Для тушения пожаров водой используются внутренние и внешние водопроводы, а в качестве первичных средств пожаротушения пенные огнетушители ОХВП-10, углекислотные огнетушители ОУ-2, ОУ-5, и ОУ-8 1-у штуку на 700м^2 площади, ящики с песком 1-ин на 500м^2 площади.

5.2. Экологическая безопасность.

Охрана окружающей среды на предприятии характеризуется комплексом принятых мер, которые направлены на предупреждение отрицательного воздействия человеческой деятельности предприятия на

окружающую природу, что обеспечивает благоприятные и безопасные условия человеческой жизнедеятельности. Учитывая стремительное развитие научно-технического прогресса, перед человечеством встала сложная задача охрана важнейших составляющих окружающей среды (земля, вода, воздух), подверженных сильнейшему загрязнению техногенными отходами и выбросами, что приводит к окислению почвы и воды, разрушению озонового слоя земли и климатическим изменениям. Промышленная политика всего мира привела к таким необратимым и существенным изменениям в окружающей среде, что этот вопрос (охрана окружающей среды на предприятии) стал общемировой проблемой и принудил государственные аппараты разработать долгосрочную экологическую политику по созданию внутригосударственного контроля за ПДВ.

Как правило, в качестве промышленных отходов выступают: бумага, строительные отходы, коробки и т.п. Этот мусор с другими отходами вывозится на территории, выделенные под складирование бытовых отходов. Сжигание этих отходов уменьшает их объём на 90%, но в результате сжигания происходит выделение вредных газов и дымов, что загрязняет атмосферу.

В процессе изготовления детали «Волновой редуктор с торцевыми зубьями» 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.

Приготовление жидкости состоит в смешении масла с водой и эмульгатором. Все масляные эмульсии обладают большой устойчивостью. При обычном отстаивании в течение трех месяцев концентрация масла снижается всего на 10—20 %. Обычно срок службы эмульсий не превышает одного месяца.

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. Содержание масла в СОЖ достигает 50 г/л, а количество СОЖ, подлежащих замене на предприятии, составляет от 1 до 300 м³/сут. Поэтому регенерация отработанных эмульсий на предприятиях экономически эффективна.

Для разрушения эмульсий применяют следующие методы:

- центрифугирование,
- реагентную коагуляцию,
- термический метод,
- а также их комбинацию.

На данном предприятии 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. Для облегчения этого процесса в эмульсию добавляют кислоту, в присутствии которой разрушается гидратная оболочка эмульгатора на поверхности частиц масла. Содержание ее в смеси должно обеспечивать рН среды, равный 1-2, что требует изготовления центрифуги в кислотостойком исполнении. Таким образом, задача с утилизацией использованной смазочно-охлаждающей жидкости решена.

5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Чрезвычайными ситуациями на производственном предприятии могут быть пожары. Основы пожарной безопасности определены по ГОСТ 12.1.004-91 и ГОСТ 12.1.010-76. Все производства по пожарной опасности подразделяются на 5 категорий: А, Б, В, Г, Д. Производственное помещение, в котором выполняется технологический процесс, относится к категории В. Причинами пожара могут быть: токи короткого замыкания, электрические

перегрузки, выделение тепла, искрение в местах плохих контактов при соединении проводов, курение в неположенных местах.

5.3.1. Обоснование мероприятий по предотвращению пожара и разработка порядка действия в случае его возникновения

Тушение горящего электрооборудования под напряжением должно осуществляться имеющимися огнетушителями ОУ-5. Чтобы предотвратить пожар в производственном помещении, необходимо:

- содержать помещение в чистоте, убирать своевременно мусор. По окончании работы поводится влажная уборка всех помещений;
- работа должна проводиться только при исправном электрооборудовании;
- на видном месте должен быть вывешен план эвакуации из здания с указанием оборудования, которое нужно эвакуировать в первую очередь;
- уходящий из помещения последним должен проверить выключены ли нагревательные приборы, электроприборы, оборудование и т.д. и отключение силовой и осветительной электрической сети.

Также необходимо соблюдение организационных мероприятий:

- правильная эксплуатация приборов, установок;
- правильное содержание помещения;
- противопожарный инструктаж сотрудников аудитории;
- издание приказов по вопросам усиления ПБ;
- организация добровольных пожарных дружин, пожарно-технических комиссий;
- наличие наглядных пособий и т.п.

В случаях, когда не удастся ликвидировать пожар самостоятельно, необходимо вызвать пожарную охрану по номеру 01 и покинуть помещение, руководствуясь планом пожарной эвакуации.

5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

5.4.1 Правовые вопросы обеспечения безопасности

Согласно трудовому кодексу РФ, принятому 26 декабря 2001 г., существует перечень регламентов касающихся правовых вопросов обеспечения безопасности, таких как:

- 5.4.1.1 заключение трудового договора допускается с лицами, достигшими возраста шестнадцати лет, за исключением случаев, предусмотренных настоящим Кодексом, другими федеральными законами;
- 5.4.1.2 лица, получившие общее образование или получающие общее образование и достигшие возраста пятнадцати лет, могут заключать трудовой договор для выполнения легкого труда, не причиняющего вреда их здоровью;
- 5.4.1.3 обязательному предварительному медицинскому осмотру при заключении трудового договора подлежат лица, не достигшие возраста восемнадцати лет, а также иные лица в случаях, предусмотренных настоящим Кодексом и иными федеральными законами;
- 5.4.1.4 нормальная продолжительность рабочего времени не может превышать сорока часов в неделю;
- 5.4.1.5 во время регламентированных перерывов целесообразно выполнять комплексы упражнений и осуществлять проветривание помещения.

Организационные вопросы обеспечения безопасности

Согласно ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ «Оборудование производственное. Общие эргономические требования», существует ряд общих положений, которые предъявляются к системе «человек — машина — среда», таких как:

- эргономические требования к производственному оборудованию должны устанавливать его соответствие антропометрическим, физиологическим, психофизиологическим и психологическим свойствам человека и обусловленным этими свойствами гигиеническим требованиям с

целью сохранения здоровья человека и достижения высокой эффективности труда;

- эргономические требования к производственному оборудованию должны устанавливаться к тем его элементам, которые сопряжены с человеком при выполнении им трудовых действий в процессе эксплуатации, монтажа, ремонта, транспортирования и хранения производственного оборудования;

- при установлении эргономических требований к производственному оборудованию необходимо рассматривать оборудование в комплексе со средствами технологической и в необходимых случаях организационной оснастки.

Также в данном ГОСТе фиксируются общие требования к рабочему месту, требования к органам управления оборудования, требования к средствам отображения информации и многое другое.

Согласно ГОСТ 12.2.033-78 ССБТ «Система стандартов безопасности труда. Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования», определяются общие эргономические положения при работе стоя, такие как:

- рабочее место для выполнения работ стоя организуют при физической работе средней тяжести и тяжелой, а также при технологически обусловленной величине рабочей зоны, превышающей ее параметры при работе сидя. Категория работ - по ГОСТ12.1.005-76;

- конструкция, взаимное расположение элементов рабочего места (органы управления, средства отображения информации и т.д.) должны соответствовать антропометрическим, физиологическим и психологическим требованиям, а также характеру работы;

- рабочее место должно быть организовано в соответствии с требованиями стандартов, технических условий и (или) методических указаний по безопасности труда.

Также в данном ГОСТе указаны общие характеристики рабочего места, требования к размещению органов управления и средств отображения информации.

- рабочее место для выполнения работ стоя организуют при физической работе средней тяжести и тяжелой, а также при технологически обусловленной величине рабочей зоны, превышающей ее параметры при работе сидя. Категория работ - по ГОСТ12.1.005-76;

- конструкция, взаимное расположение элементов рабочего места (органы управления, средства отображения информации и т.д.) должны соответствовать антропометрическим, физиологическим и психологическим требованиям, а также характеру работы;

- рабочее место должно быть организовано в соответствии с требованиями стандартов, технических условий и (или) методических указаний по безопасности труда.

Также в данном ГОСТе указаны общие характеристики рабочего места, требования к размещению органов управления и средств отображения информации

Заключение.

В результате проделанной работы была разработана конструктивная схема торцевого кинематического волнового редуктора с передаточным отношением ($i=30$) . Провести его кинематическое и динамическое исследование, анализ его плавности хода, проверка нагрузочной способности зубьев и расчет его потерь на трение с использованием виртуальных моделей. А также построение и анализ графиков, полученных с помощью программы, код которой написан по описываемым математическим моделям.

В заключении хотелось бы отметить, что анализ патентной литературы показал, что предлагаемая схема действия кинематического волнового редуктора с торцевыми зубьями обладает патентной чистотой и на сегодняшний день аналогов не обнаружено. Поэтому, торцевой кинематический волновой редуктор в настоящее время является мало изученной и весьма перспективной темой, как в научно-исследовательской деятельности, так и для внедрения ее в различные отрасли промышленности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Shigley, J.E. and C.R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*. International ed. Sixth Metric Edition 2003, New York: McGraw-Hill, NY.
- [2] Schempf, H., & Yoerger, D. R. (1993). Study of Dominant Performance Characteristics in Robot Transmissions. *Journal of Mechanical Design*, v. 115, pp. 472-482.
- [3] Regan. (1895). Power-Transmitter. U.S. Patent, # 546,249.
- [4] Harrison. (1910). Gear Reducer. U.S. Patent, # 978,371.
- [5] Hatlee. (1916). Speed Reducer. U.S. Patent, # 1,192,627.
- [6] Wildhaber. (1926). Helical Gearing. U.S. Patent, # 1,601,750.
- [7] Braren. (1928). Gear Transmission. U.S. Patent, # 1,694,031.
- [8] Heap et al. (1928). Speed Reduction Gearing. U.S. Patent, # 1,770,035.
- [9] Kittredge. (1939). Gear Reducer. U.S. Patent, # 2,168,164.
- [10] Perry. (1939). Gear Speed Reducer. U.S. Patent, # 2,170,951.
- [11] Foote. (1941). Speed Reducing Gearing. U.S. Patent, #2,250,259.
- [12] Jackson. (1949). Gear Reducers. U.S. Patent, # 2,475,504.
- [13] Menge. (1961). Speed Reducer. U.S. Patent, # 2,972,910.
- [14] Sundt. (1962). Gear Reduction. U.S. Patent, # 3,037,400.
- [15] Wildhaber. (1969). Gearing. U.S. Patent, # 3,427,901.
- [16] Osterwalder. (1977). Gear Reducer. U.S. Patent, # 4,023,441..
- [17] Rennerfelt. (1991). Eccentric Gear. U.S. Patent, # 5,030,184.
- [18] Koriakov-Savoysky et al. (1996). Gear System. U.S. Patent, # 5,505,668.
- [19] KRISCH, Robert. INVESTIGATION OF THE TOOTH-LOAD AND DEFORMATIONS OF FLAT WHEEL HARMONIC DRIVES. In: JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Proceedings of MPT2009-Sendai, GDS-06. 2009.
- [20] Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3 т. Т.1.- М.: Машиностроение, 2001.-920 с.
- [21] Краснощекое Н.Н., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Теория зацепления Новикова. – М.: Наука, 1976. – 175 с.
- [22] Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. М.: ДМК Пресс 2010, 464 с.
- [23] Орлов П.И. Основы конструирования. –М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
- [24] Вершинина Е.А., Крауиньш П.Я. Исследование профиля зубчатого зацепления кинематического волнового редуктора с торцевыми зубьями //Современные проблемы машиностроения: Труды V Междунар. научно-технической конференции - Томск, ТПУ, 2010. - Томск: Изд. ТПУ, 2010. - С. 420-424.
- [25] Расчет и выбор редуктора <http://www.studfiles.ru/preview/404042/>
- [26] Александров В.В., Дылевский И.В. и др. Алгоритм имитации полета на динамическом стенде опорного типа // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. 1983. № 2. С. 30-37.
- [27] Александров В.В. Абсолютная устойчивость имитационных динамических систем в первом приближении // Докл. АН СССР. 1988. Т. 299. № 2 С. 296-301.
- [28] Афонин В.Л., Крайнев А.Ф., Ковалев В.Е. и др. Обработывающее оборудование нового поколения. М.: Машиностроение, 2001.-256 с.
- [29] Диментберг Ф.М. Об особенных положениях пространственных механизмов // Машиноведение. 1977. №5. С.53-58.
- [30] Ершов Б.А., Трифоненко Б.В. Движение твердого тела при действии управляющих связей // Вестн. Ленингр. ун-та. 1985. № 8. С. 52-56.

нормативная литература

- [31] ГОСТ 12.1.007 – 76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности.
- [32] ГОСТ 12.3.002 – 75 ССБТ. Процессы производственные. Общие требования безопасности.
- [33] ГОСТ 1284.1-3-89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений ГОСТ 1284.1-3-89
- [34] СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278 – 03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещённому освещению жилых и общественных зданий. М.: Минздрав России, 2003.
- [35] СНиП 2.04.05 – 91. Отопление, вентиляция и кондиционирование.
- [36] СНиП 23 – 05 –95. Нормы проектирования. Естественное и искусственное освещение. М.: Минстрой России, 1995.
- [37] СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278 – 03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещённому освещению жилых и общественных зданий. М.: Минздрав России, 2003.

Список публикаций студента

1. торцевой кинематический волновой редуктор с улучшенной несущей способностью. Джасем М.А., Крауиньш П.Я.

Приложение А

Код программы

```
Program MCAL;
Uses GraphABC; //, BmpSv;
var k1, k2, k3, k4, x1, x0, dt, alf, alf1, alf4, m, c, kc, p0, p, t, f10, f20, x10, x20: double;
    g1, g2, g3, g4, y0, y1, m1, r, om, fi0: double;
    k, xn, yn, dx, dy, l, nx, ny, kx, ky, ax, by: integer;
    tx, ty: byte;
    i, ii: longint;
    s, s1: String;
    Ch: char;
function f1(x, y: double): double;
begin
    f1 := (p - alf * y - c * x) / m; {x0=x, y0=v}
end; {f1}
function f2(y: double): double;
begin
    f2 := y; {y=v}
end; {f2}
begin
    {Data}
    p0 := 600; m := 0.9
    ; alf1 := 0.1; c := 300000; kc := 1.15; {c=1.5}{kc=1.3}
    alf4 := 0.0002; x10 := p0 / c; x20 := 5.5; f10 := 10; f20 := 12.5;
    dt := 0.000001; ii := 1000000; m1 := 0.02; r := 1; om := 10; fi0 := pi / 15;
    s1 := 'p0=' + FloatToStr(p0); ch := #8;
    p := p0; alf := alf1;

    {End Data}
    ax := 1200; by := 700;
    SetWindowSize(ax, by);
    SetWindowCaption('Линейный колебательный контур: Импульс');
    Font.Name := 'Times New Roman';
    Font.Style := fsNormal;
    Font.Size := 10;
    Font.Color := clBlack;
    xn := ax div 5;
    yn := by div 2;
    dx := ax div 9;
    dy := by div 10;
    tx := 2 * TextWidth('M');
    ty := TextHeight('M');

    for i := 0 to 5 do
    for k := 8 downto 0 do
    begin
        DrawRectangle(xn, yn, xn + dx * i, yn + dy * 4 - dy * k);
        if k = 8 then
        begin
            case i of
```

```

    0:s:='0'; 1:s:='20';
    2:s:='40'; 3:s:='60';
    4:s:='80'; 5:s:='j%';
end;
TextOut(xn+2+dx*i, yn, s);
end;
if i=0 then
begin
case k of
0:s:='-x1%'; 1:s:=' -75';
2:s:=' -50'; 3:s:=' -25';
4:s:=' 0';
5:s:=' 25'; 6:s:=' 50';
7:s:=' 75'; 8:s:=' x1%';
end;
TextOut(xn-tx+dx*i, yn+dy*4-dy*k-ty, s);
end;
if i=5 then
begin
case k of
0:s:='-y1%'; 1:s:=' -75';
2:s:=' -50'; 3:s:=' -25';
4:s:=' 0'; 5:s:=' 25';
6:s:=' 50'; 7:s:=' 75';
8:s:=' y1%';
end;
TextOut(xn+2+dx*i, yn+dy*4-dy*k-ty, s);
end;
if (i=0) and(k=8) then
repeat
case l of
0:begin Str(alf1:2:2, s); s:='alf1= '+s; end;
1:begin Str(m:2:4, s); s:=' m= '+s; end;
2:begin Str(p0:2:1, s); s:=' p0= '+s; end;
5:begin Str(alf4:2:1, s); s:='alf4= '+s; end;
4:begin Str(dt*ii:2:3, s); s:=' t= '+s; end;
end;
TextOut(xn+10*tx+dx*(i+1), yn+dy*4-dy*k+(l)*ty-3, s);

inc(l);
until l=5;
end; l:=0;
repeat
case l of
0:s:='dv/dt=(p-alf*y-c*x)/m';
1:s:='dx/dt= v';
end;
Font.Color := clred; Font.Size := 12;
TextOut(xn+1, yn+4*dy+ty*(l), s);
inc(l);
until l=2; l:=0;
TextOut(xn+1, yn-4*dy-2*ty, ' Влияние '+s1);
Font.Color := clBlack;

```

```

{Solver}
x0:=0.0;
y0:=0;
for i:=1 to ii do
begin
P:=-m1*fi0*sqr(om)*r*sin(om*dt*i)+alf*fi0*om*cos(om*dt*i);
k1:=dt*f1(x0,y0);
g1:=dt*f2(y0);
k2:=dt*f1(x0+k1/2,y0+g1/2);
g2:=dt*f2(y0+g1/2);
k3:=dt*f1(x0+k2/2,y0+g2/2);
g3:=dt*f2(y0+g2/2);
k4:=dt*f1(x0+k3,y0+g3);
g4:=dt*f2(y0+g3);
y1:=y0+(k1+2*k2+2*k3+k4)/6;
x1:=x0+(g1+2*g2+2*g3+g4)/6;
{ if x0<=x10 then p:=p0*(f20-f10) else p:=f20*p0;
if x0>=x20 then alf:=alf4 else alf:=alf1;}

x0:=x1;
y0:=y1;
PutPixel(xn+round(5*dx*i/ii),
yn-trunc(10000*dy*x1/fi0),clRed);
PutPixel(xn+round(5*dx*i/ii),
yn-trunc(4*dy*cos(om*dt*i)),clHotPink);
PutPixel(xn+round(5*dx*i/ii),
yn-trunc((4000*dy*y1/(om*fi0))),clLightBlue );
{ if (5.495<x1) and (x1<5.4956) then write (y1/100:3:0,'
',m*sqr(y1)/100:3:0,' ');}
end;
{End Solver}
nx:=0;ny:=0;kx:=ax; ky:=by; s1:='Imp-0A';
//if ch=#8 then SavBM(nx,ny,kx,ky,s1);
end.

```