



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа Инженерная школа новых производственных технологий
Направление подготовки 15.04.01 Машиностроение
ООП/ОПОП Технологии космического материаловедения
Отделение школы (НОЦ) отделение машиностроения

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА МАГИСТРАНТА

Тема работы
Анализ методик определения усилия на опору качения генератора передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой

УДК 621.83.053.7-047.44

Обучающийся

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ1К	Чавров Егор Сергеевич		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент ОМШ ИШНПТ	Ефременков Егор Алексеевич	к. т. н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
профессор ШБИП	ОСГН Гасанов Магеррам Али оглы	д-р экон. наук		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент ООД ШБИП	Антоневич Ольга Алексеевна	к. б. н.		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП/ОПОП, должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент ОМШ ИШНПТ	Сорокова Светлана Николаевна	к. ф-м. н.		

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОСВОЕНИЯ ООП/ОПОП
Технологии космического материаловедения

Код компетенции	Наименование компетенции
Универсальные компетенции	
УК(У)-1	Способен осуществлять критический анализ проблемных ситуаций на основе системного подхода, вырабатывать стратегию действий
УК(У)-2	Способен управлять проектом на всех этапах его жизненного цикла
УК(У)-3	Способен организовывать и руководить работой команды, вырабатывая командную стратегию для достижения поставленной цели
УК(У)-4	Способен применять современные коммуникативные технологии, в том числе на иностранном (-ых) языке (-ах), для академического и профессионального взаимодействия
УК(У)-5	Способен анализировать и учитывать разнообразие культур в процессе межкультурного взаимодействия
УК(У)-6	Способен определять и реализовывать приоритеты собственной деятельности и способы ее совершенствования на основе самооценки
Общепрофессиональные компетенции	
ОПК(У)-1	Способен формулировать цели и задачи исследования, выявлять приоритеты решения задач, выбирать и создавать критерии оценки результатов исследования
ОПК(У)-2	Способен осуществлять экспертизу технической документации при реализации технологического процесса
ОПК(У)-3	Способен организовывать работу коллективов исполнителей, принимать исполнительские решения в условиях спектра мнений, определять порядок выполнения работ, организовывать в подразделении работы по совершенствованию, модернизации, унификации выпускаемых изделий и их элементов, разработке проектов стандартов и сертификатов, обеспечивать адаптацию современных версий систем управления качеством к конкретным условиям производства на основе международных стандартов
ОПК(У)-4	Способен разрабатывать методические и нормативные документы при реализации разработанных проектов и программ, направленных на создание узлов и деталей машин
ОПК(У)-5	Способен разрабатывать аналитические и численные методы при создании математических моделей машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов
ОПК(У)-6	Способен использовать современные информационно-коммуникационные технологии, глобальные информационные ресурсы в научно-исследовательской деятельности
ОПК(У)-7	Способен проводить маркетинговые исследования и подготавливать бизнес-планы выпуска и реализации перспективных и конкурентоспособных изделий в области машиностроения
ОПК(У)-8	Способен подготавливать отзывы и заключения на проекты стандартов, рационализаторские предложения и изобретения в области машиностроения
ОПК(У)-9	Способен подготавливать научно-технические отчеты, обзоры, публикации по результатам выполненных исследований в области машиностроения

ОПК(У)-10	Способен разрабатывать методы стандартных испытаний по определению физико-механических свойств и технологических показателей используемых материалов и готовых изделий
ОПК(У)-11	Способен организовывать и осуществлять профессиональную подготовку по образовательным программам в области машиностроения
ОПК(У)-12	Способен разрабатывать и применять алгоритмы и современные цифровые системы автоматизированного проектирования деталей и узлов машин и оборудования различной сложности на современном машиностроительном предприятии
Профессиональные компетенции	
ПК(У)-1	Способен разрабатывать технические задания на НИР и ОКР при исследовании, проектировании и изготовлении машин, приводов, оборудования, систем, нестандартного оборудования и средств технологического оснащения
ПК(У)-2	Способен разрабатывать технические задания на проектирование и изготовление машин, нестандартного оборудования и средств технологического оснащения, выбирать оборудование и технологическую оснастку
ПК(У)-3	Способен составлять описания принципов действия и устройства проектируемых изделий и объектов с обоснованием принятых технических решений в области профессиональной деятельности
ПК(У)-4	Способен производить автоматизированное проектирование технологических процессов изготовления деталей и сборочных единиц изделий высокой сложности
ПК(У)-5	Способен и готов использовать современные психолого-педагогические теории и методы в профессиональной деятельности



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа Инженерная школа новых производственных технологий
Направление подготовки (ООП/ОПОП) 15.04.01 Машиностроение
Отделение школы (НОЦ) отделение машиностроения

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП/ОПОП

(Подпись) (Дата) Сорокова С.Н.
(ФИО)

ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы

Обучающийся:

Группа	ФИО
4АМ1К	Чавров Егор Сергеевич

Тема работы:

Анализ методик определения усилия на опору качения генератора передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	34-75/с от 03.02.2022

Срок сдачи обучающимся выполненной работы:	01.06.2023
--	------------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

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 функционированию (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.)</i>	1. Эскиз передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой 2. Входные параметры: $Z_2 = 13$; $r_2 = 35,1$ мм; $\chi = 1,3$; $r_b = 8,1$ мм.
Перечень разделов пояснительной записки подлежащих исследованию, проектированию и разработке <i>(аналитический обзор литературных источников 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>	1. Анализ методик определения усилия на опору качения генератора передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой; 2. Социальная ответственность; 3. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Социальная ответственность	Антоневич Ольга Алексеевна
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Гасанов Магеррам Али оглы
Названия разделов, которые должны быть написаны на иностранном языке:	
1 Обзор основных видов зацеплений	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	13.12.2022
---	------------

Задание выдал руководитель / консультант (при наличии):

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент ОМШ ИШНПТ	Ефременков Егор Алексеевич	к. т. н.		

Задание принял к исполнению обучающийся:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ1К	Чавров Егор Сергеевич		13.12.2022

Реферат

Выпускная квалификационная работа магистра выполнена согласно теме: “Анализ методик определения усилия на опору качения генератора передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой”. Работа в себя включает: 138 страниц, 35 рисунков, 29 таблиц и 21 источник литературы. Работа содержит:

- обзор существующих видов зацепления;
- описание методик определения усилия на опору качения генератора;
- экспериментальное подтверждение актуальности этих методик;
- социальную ответственность;
- финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение;
- приложение в виде первой части на иностранном языке.

Ключевые слова: ЦИКЛОИДА, ЦИКЛОИДАЛЬНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ, ПТК, ПТКСО, ПЕРЕДАЧА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ И СВОБОДНОЙ ОБОЙМОЙ, РЕДУКТОР, ТЕЛО КАЧЕНИЯ, УСИЛИЕ, МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ, АНАЛИЗ, ЭПИЦИКЛОИДА, ГИПОЦИКЛОИДА, СЕПАРАТОР, ЦИКЛОИДАЛЬНОЕ КОЛЕСО, ВОЛНОВАЯ ПЕРЕДАЧА, КПД, ЗАЦЕПЛЕНИЕ.

Целью данной выпускной работы является описание возможных методик расчета усилия, действующего на опору качения генератора передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой. А также проверка и подтверждение этих методик на актуальность и правильность.

В первой части “Обзор основных видов зацеплений”, подробно рассматриваются эвольвентное, цевочное и циклоидальное зацепления, а также усилия, возникающие при их работе, их достоинства и недостатки. Во второй части “Методики определения усилия на опору качения генератора передачи с ПТКСО” рассматриваются два возможных варианта определения усилия на опору качения передачи с ПТКСО. Последняя основная часть

“Расчет усилия на опору качения генератора” включает в себя проверку двух методик путем определения усилия передачи с ПТКСО, заданной входными параметрами. Затем результаты сравниваются. В результате формируется вывод об актуальности этих методик.

В разделе “Социальная ответственность” рассматривается обеспечение безопасности на производстве, вредные и опасные факторы, экологическая безопасность и безопасность в чрезвычайных ситуациях. Прописываются меры по пресечению вышеперечисленных проблем. Рассчитывается освещение в помещении, в котором выполняется разработка выпускной квалификационной работы.

В разделе “Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение” приводится оценка потенциала, анализ конкурентов, расчет графика работ и бюджета на проектирование с использованием технологий QuaD, SWOT и графика Ганта.

Приложение содержит первую часть выпускной квалификационной работы, выполненную на иностранном языке, в частности на английском.

Список сокращений и аббревиатур

ПТК – промежуточные тела качения;

ПТКСО – промежуточные тела качения и свободная обойма;

КПД – коэффициент полезного действия;

ИСР – иерархическая структура работ;

ПК – персональный компьютер;

НИИ – Национальный исследовательский институт;

НТИ – научно – техническое исследование;

НДС – налог на добавленную стоимость;

ФОТ – фонд оплаты труда;

ПЭВМ – персональная электронно – вычислительная машина;

ЧС – чрезвычайная ситуация.

Оглавление

Введение.....	10
1 Обзор основных видов зацеплений.....	11
1.1 Эвольвентное зацепление	11
1.2 Цевочное зацепление.....	19
1.3 Циклоидальное зацепление.....	21
1.3.1 Передача М. Л. Новикова.....	23
1.3.2 Передачи с промежуточными телами качения.....	26
1.3.3 Передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой... 30	
2 Анализ методик определения усилия на опору качения на генераторе 37	
2.1 Определение усилия на опору качения на генераторе методом векторного разложения.....	37
2.2 Определение усилия на опору качения на генераторе методом приведенного усилия	40
3 Практическое применение методик определения усилия на опору качения на генераторе.....	42
3.1 Расчет передачи по методу векторного разложения.....	42
3.2 Расчет передачи по методу приведенного усилия	48
4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение... 51	
4.1 Введение.....	51
4.2 Предпроектный анализ.....	52
4.2.1 Потенциальные потребители результатов исследования	52
4.2.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.....	54
4.2.3 SWOT – анализ	56
4.2.4 Оценка готовности проекта к коммерциализации.....	61
4.2.5 Методы коммерциализации результатов научно – технического исследования.....	63
4.3 Инициация проекта	64
4.3.1 Цели и результат проекта	64

4.3.2 Организационная структура проекта	66
4.3.3 Ограничения и допущения проекта.....	67
4.4 Планирование управления научно – техническим проектом.....	68
4.4.1 Иерархическая структура работ проекта.....	68
4.4.2 Контрольные события проекта	69
4.4.3 План проекта.....	69
4.4.4 Бюджет научного исследования	71
4.4.5 Организационная структура проекта	77
4.4.6 План управления коммуникациями проекта	78
4.4.7 Реестр рисков проекта	79
4.5 Определение ресурсной, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	80
4.5.1 Оценка абсолютной эффективности проекта.....	80
4.5.2 Оценка сравнительной эффективности исследования.....	84
4.6 Заключение	87
5.1 Введение.....	90
5.2 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	91
5.3 Производственная безопасность.....	94
5.3.1 Расчет искусственного освещения производственного помещения.....	99
5.4 Экологическая безопасность.....	104
5.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	106
5.6 Заключение	108
Заключение	109
Список публикаций.....	110
Список литературы	111
Приложение I.....	114

Введение

Передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой (ПТКСО) создана на основе циклоидального зацепления. Первое упоминание о передаче с циклоидальным зацеплением датировано 1920 годом. Её разработчиком является Антон Янссен, который запатентовал данное изобретение в 1922 году [1]. На основе циклоидального зацепления существует множество различных передач, но наиболее перспективной, современной и надежной является передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой. Достоинствами передач с ПТКСО являются: малогабаритность, высокий КПД, обширное поле передаточных чисел, высокая износоустойчивость, передача высоких крутящих моментов [1].

Для более широкого применения передач на базе циклоидального зацепления необходимо проводить углубленные исследования зацепления и, в частности усилий, возникающих в нем при работе передачи. Усилия в циклоидальном зацеплении влияют на нагрузочную способность механизма, износ и прочность деталей передачи, надежность и другие факторы [1].

Немаловажным является методика, по которой производится расчет усилий. Зачастую при определении усилий, возникающих в зацеплении различных механизмов, разными методами, получаются совершенно разные результаты. Для того, чтобы максимально точно выполнять расчет усилий, возникающих в зацеплении, а также усилий, действующих на опору кулачка на генераторе в передачах с ПТКСО, необходимо описать возможные методики расчета усилий, проверить их и сравнить полученные результаты, тем самым подтвердив правильность и актуальность, исследуемых методик.

1 Обзор основных видов зацеплений

1.1 Эвольвентное зацепление

Наиболее распространенным в технике является эвольвентное зацепление. Названо так потому, что боковые профили зубьев выполнены по эвольвенте. Эвольвентное зацепление предложено Эйлером (1707-1783) во второй половине XVIII века. Получило широкое распространение вследствие простоты изготовления эвольвентных зубьев [2].

На рисунке 1 представлена окружность с центром в точке O и диаметром d_0 . Будем ее считать неподвижной. Проведя нормаль “N – N” к этой окружности, получим точку касания окружности и нормали A .

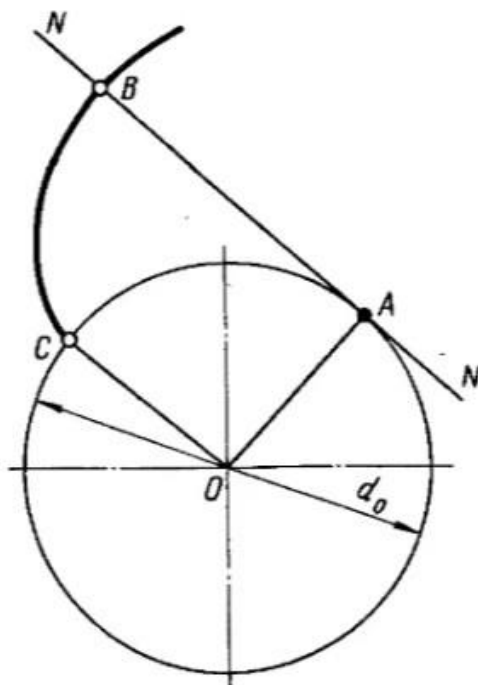


Рисунок 1 – Схема построения эвольвенты

Эвольвентой называется кривая, описываемая какой-либо точкой, лежащей на прямой линии (для примера: точкой B на рисунке 1), перекатываемой по окружности без скольжения.

Перекатываемая по окружности прямая называется производящей прямой, а окружность, по которой перекатывается производящая прямая, - основной окружностью [3].

Эвольвентное зацепление позволяет передавать движение с постоянным передаточным отношением. Основным преимуществом эвольвентного зацепления в настоящее время является простота расчета и изготовления передачи, в следствие того, что принцип расчета имеется в общем доступе и не представляет никакой сложности в понимании, а изготовление деталей с эвольвентным зацеплением обширно присутствует во всем мире. В том числе к преимуществам эвольвентного зацепления можно отнести: высокую нагрузочную способность; технологичность; сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

К недостаткам эвольвентного зацепления относятся: высокие требования к точности изготовления и монтажа; шум при больших скоростях; сравнительно большие габаритные размеры и масса; потребность в специальном оборудовании и инструменте для нарезания зубьев; в самом зацеплении одновременно участвуют обычно не более двух зубьев каждого из зацепляющихся колес. Но, основным недостатком эвольвентного зацепления является схема нагружения зубьев. Схемы нагружения зубьев и направление нормали для двух форм циклоидальных зубьев и эвольвентного зуба показаны на рисунке 2. Можно заметить, что у циклоидальных зубьев (рис. 2а, 2б), независимо от их формы, нормаль не пересекает зуб, а у эвольвентного зуба – пересекает, что обуславливает возникновение в эвольвентном зацеплении изгибающих зуб нагрузок. Известно, что материалы лучше сопротивляются смятию (сжатию), чем изгибу [4].

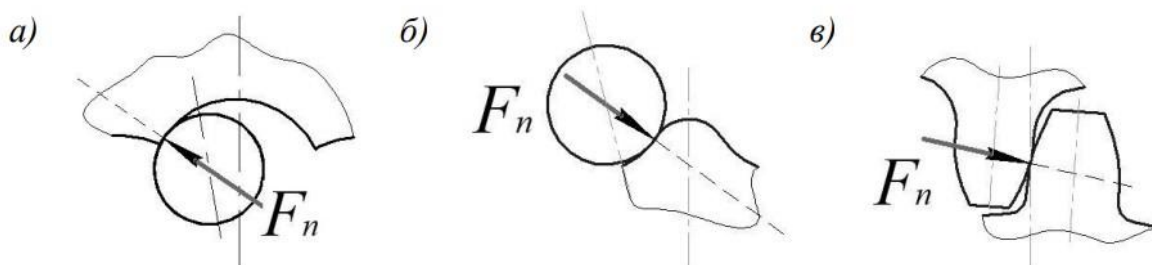


Рисунок 2 - Приложения нормали и нормальной силы к зубу колеса: а – циклоидальный зуб; б – эпициклоидальный зуб; в – эвольвентный зуб [4]

Эвольвентное зацепление является основой таких передач, как: цилиндрическая прямозубая (рис. 3); цилиндрическая косозубая (рис. 4); коническая (рис. 5); планетарная (рис. 6).

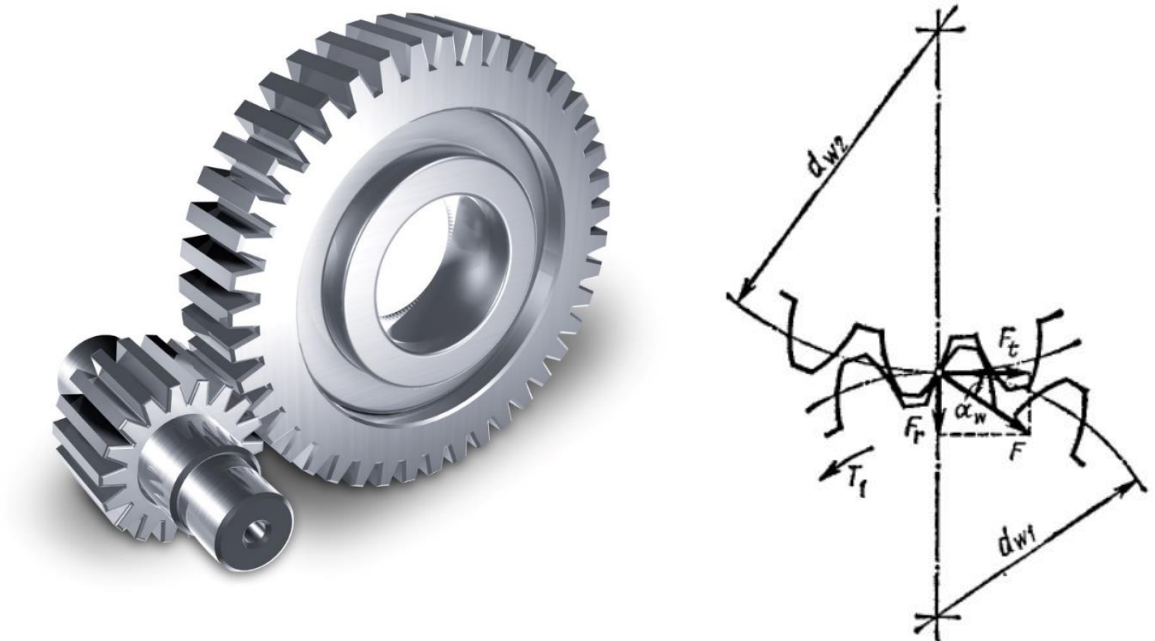


Рисунок 3 – Цилиндрическая прямозубая передача и схема усилий, возникающих в ее зацеплении

В зацеплении цилиндрической прямозубой эвольвентной передачи возникают два усилия (рис. 3): окружная сила F_t и радиальная сила F_r [5].

Окружная сила F_t определяется как:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}, \quad (1)$$

где T_1 – крутящий момент ведущего зубчатого колеса, Н·м;

d_{w1} – начальный диаметр цилиндрического зубчатого колеса, м.

Радиальную силу F_r можно найти по формуле:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (2)$$

где α_w – угол, образуемый окружной и нормальной силами, град.

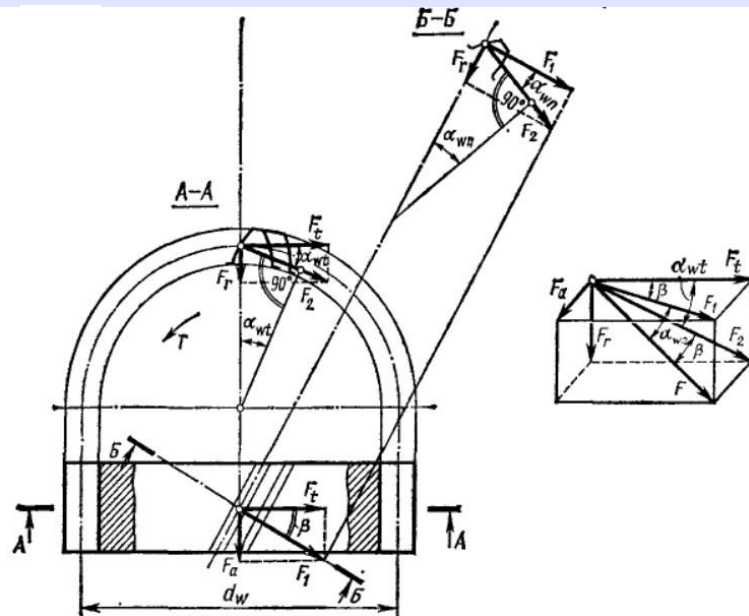


Рисунок 4 – Цилиндрическая косозубая передача и схема усилий, возникающих в ее зацеплении

В отличие от прямозубой передачи, в зацеплении цилиндрической косозубой передачи появляется осевая сила F_a (рис. 4). К тому же окружная сила F_t косозубой передачи определяется также, как и в прямозубой передаче по формуле (1). А радиальная сила F_r выражена несколько иначе [5]:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wt}, \quad (3)$$

где α_{wt} – угол образуемый силами F_t и F_2 , град.

Осевая сила F_a выражена по формуле:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4)$$

где β - угол образуемый силами F_t и F_1 , град.

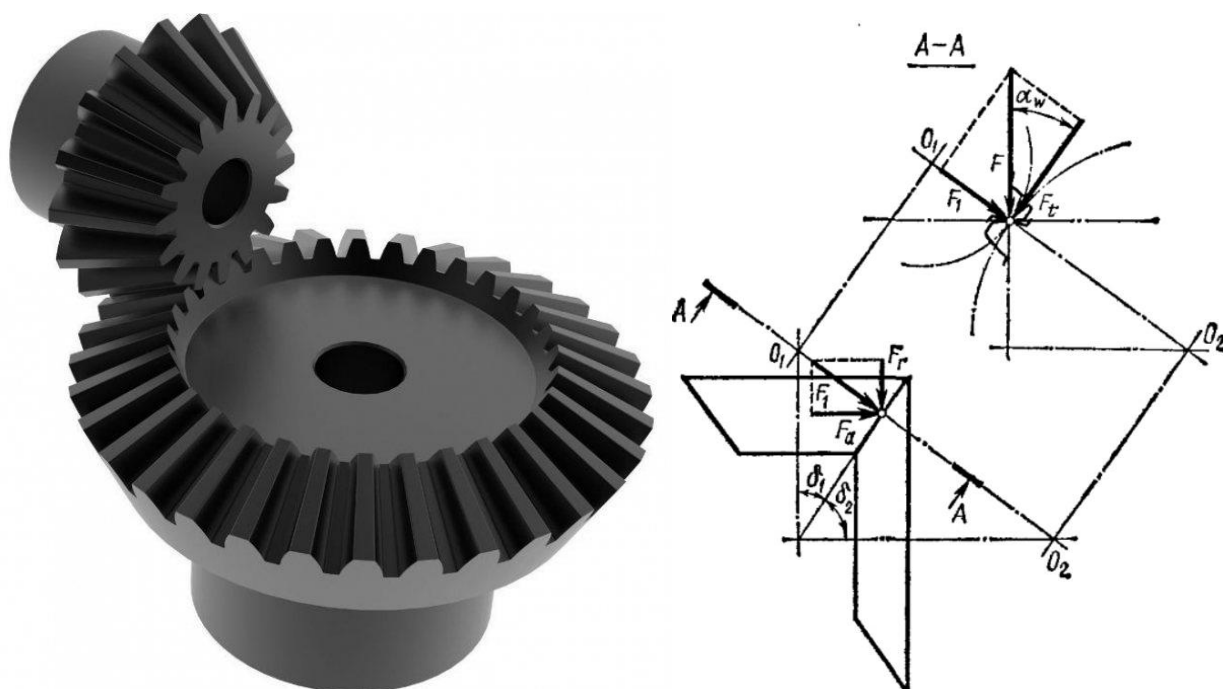


Рисунок 5 – Коническая передача и схема усилий, возникающих в ее зацеплении

В зацеплении конической эвольвентной передачи возникают все те же самые усилия (рис. 5), что и в цилиндрической косозубой передаче, но определяются они по следующим далее формулам.

Окружная сила F_t определяется как:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{wm}}, \quad (5)$$

где d_{wm} – начальный средний диаметр конического зубчатого колеса, м.

Радиальная F_r сила находится:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta, \quad (6)$$

где α_w – угол, образуемый окружной и нормальной силами, град.

δ – угол, образуемый осью колеса и радиальной силой, град.

Осевая сила F_a выражена по формуле:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta \quad [5]. \quad (7)$$

Таким образом, в эвольвентном зацеплении рядовых передач чаще всего возникают два усилия: окружное и радиальное, и лишь в некоторых передачах появляется осевое усилие. Теперь рассмотрим усилия, возникающие в планетарной передаче на основе эвольвентного зацепления.



Рисунок 6 – Планетарная передача

Планетарный механизм – механизм, состоящий из зубчатых или фрикционных колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из колес подвижна [6]. Иначе планетарный механизм можно назвать планетарной передачей.

Планетарная передача включает в себя (рис. 6):

- 1) солнечную шестерню, которая находится в центре планетарной передачи;
- 2) сателлиты, в случае с рисунком, их три;
- 3) коронную шестерню (наружная).

В планетарных передачах возникают усилия:

- а) усилия, действующие в зацеплении цилиндрических передач;
- б) усилия, действующие на опоры сателлитов;
- в) усилия, действующие на основные звенья планетарных передач.

Усилия, действующие в зацеплении цилиндрических передач, определяются по формулам (1 – 4).

Рассмотрим усилия, действующие на опоры сателлитов. В учебном пособии [6] в таблице 3.3 показаны расчетные схемы осей для сателлитов различных видов. В общем случае возникает окружное усилие P_i в

зацеплениях центральных колес с наиболее нагруженным сателлитом, которое определяется по формуле:

$$P_i = \frac{2M_i}{n_w \cdot (d_w)_i} \Omega_i, \quad (8)$$

где Ω_i – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки среди сателлитов;

M_i – момент, действующий на зубчатое колесо;

n_w – частота вращения зубчатого колеса;

$(d_w)_i$ – диаметр зубчатого колеса.

Радиальные и осевые составляющие определяются непосредственно по формулам (3) и (4).

В планетарных передачах опоры сателлитов загружаются также центробежными силами, которые при значительных угловых скоростях могут превысить нагрузку от усилий в зацеплении. Вектор центробежной силы для сателлитов лежит в плоскости действия радиальных составляющих и прикладывается в центре тяжести сателлита. На рисунке 7 показана схема для сателлита передачи типа В, таблицы 3.3, литературы [6], на который помимо усилий в зацеплении действует и центробежная сила $P_{ц}$.

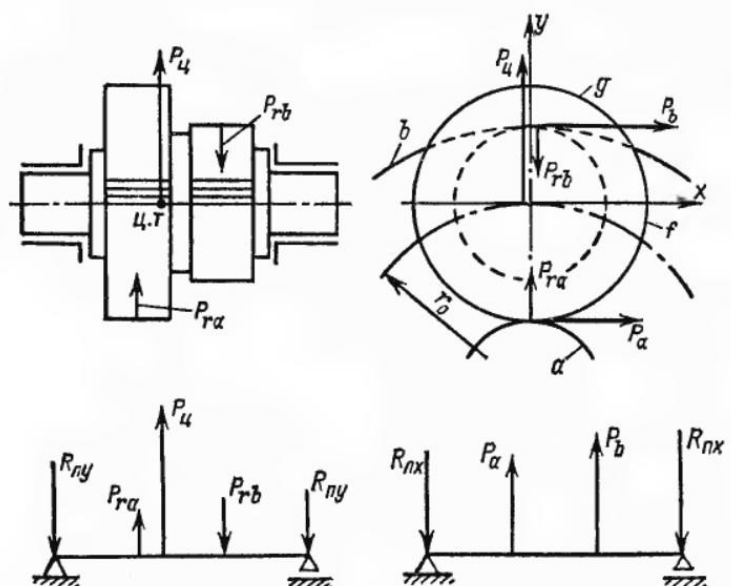


Рисунок 7 – Расчетная схема оси сателлита механизма типа В, нагруженного усилиями в зацеплении и центробежной силой

Величина центробежной силы $P_{ц}$ (кгс) определяется по формуле:

$$P_{\text{ц}} = 1,12 \cdot 10^{-6} \cdot v_g \cdot \rho \cdot n_h^2 \cdot a_w, \quad (9)$$

где v_g – объем вращающихся относительно водила частей сателлита, мм³;

ρ – плотность материала, кг/мм³;

n_h – частота вращения водила, об/мин;

a_w – межосевое расстояние передачи, мм.

Для сателлита передачи типа А, таблицы 3.3, литературы [6] зависимость имеет вид:

$$P_{\text{ц}} = 6,85 \cdot 10^{-12} \cdot (d)_g^2 \cdot b_w \cdot n_h^2 \cdot a_w \cdot \lambda_0, \quad (10)$$

где $(d)_g$ и b_w – диаметр делительной окружности и ширина сателлита, мм;

λ_0 – коэффициент, равный отношению массы вращающихся относительно водила частей сателлита и его опор к массе сплошного стального цилиндра с диаметром $(d)_g$ и высотой b_w .

Теперь рассмотрим усилия, действующие на основные звенья планетарных передач. На основные звенья действуют усилия, возникающие в зацеплениях планетарных передач, и усилия, приложенные к выходным участкам валов. Если на выходном участке находится зубчатое колесо или звездочка цепной передачи, то основное звено воспринимает усилие от этих элементов [6]:

$$Q = (0,2 \div 0,35) \cdot 2 \cdot M_{\text{кр}}/D, \quad (11)$$

где $M_{\text{кр}}$ – передаваемый валом крутящий момент;

D – диаметр окружности расположения центров пальцев.

На валы основных звеньев планетарных передач от усилий в зацеплениях в большинстве случаев передается только часть нагрузки. При части сателлитов, большем единицы, вследствие погрешностей изготовления нагрузка среди сателлитов распределяется неравномерно. В результате опоры основного звена воспринимают усилие [6]:

$$P_{\text{нр}} = \frac{2M}{d \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha_n} \cdot \frac{\Omega - 1}{n_w - 1} \cdot v, \quad (12)$$

где β – угол, образуемый окружным усилием и усилием P_c ;

α_n – угол, образуемый усилиями P_c и P_n .

1.2 Цевочное зацепление

Цевочное зацепление – один из видов зацепления посредством цилиндрических элементов — цевок и зубьев с сопряженным профилем [7].

На основе цевочного зацепления реализуют механизмы в водяных и ветряных мельницах, велосипедах с бесцепным приводом, часах, один из которых представлен на рисунке 8.

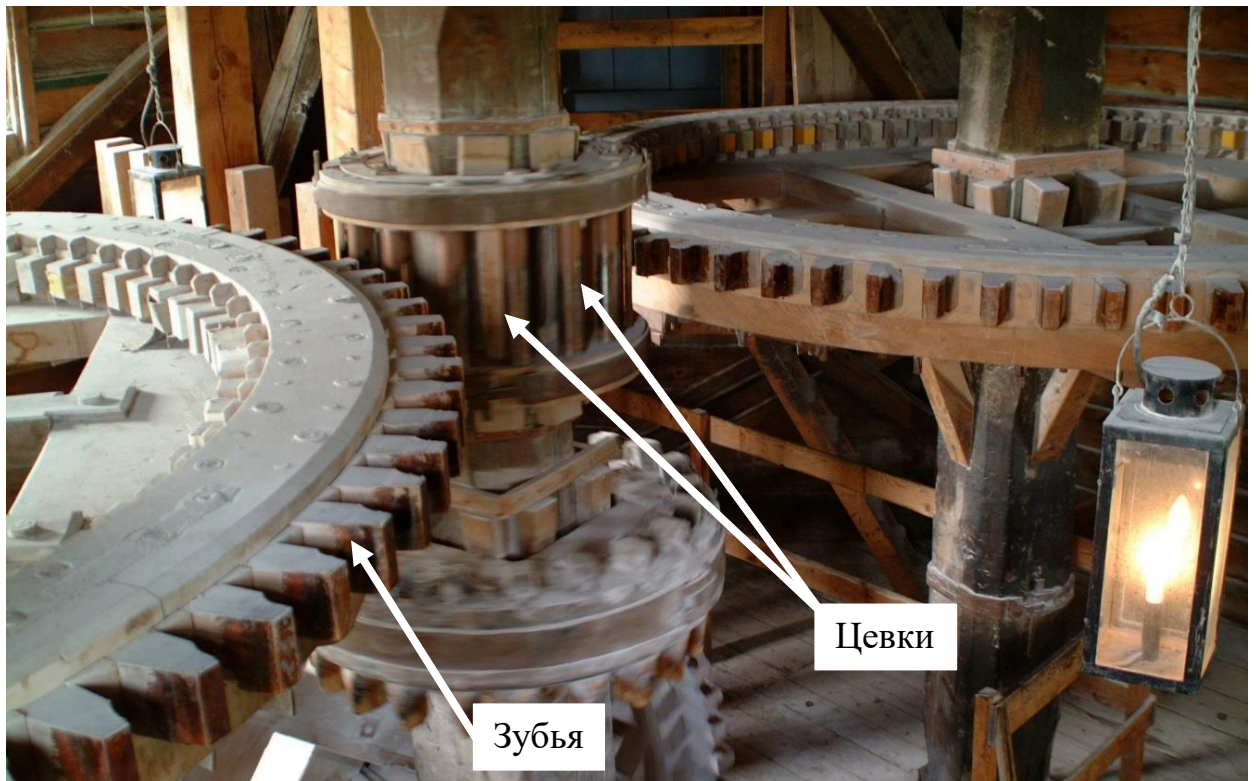


Рисунок 8 – Цевочный механизм

Существует несколько видов цевочного зацепления (рис. 9): а) с наружным зацеплением; б) с внутренним зацеплением; в) с реечным зацеплением.

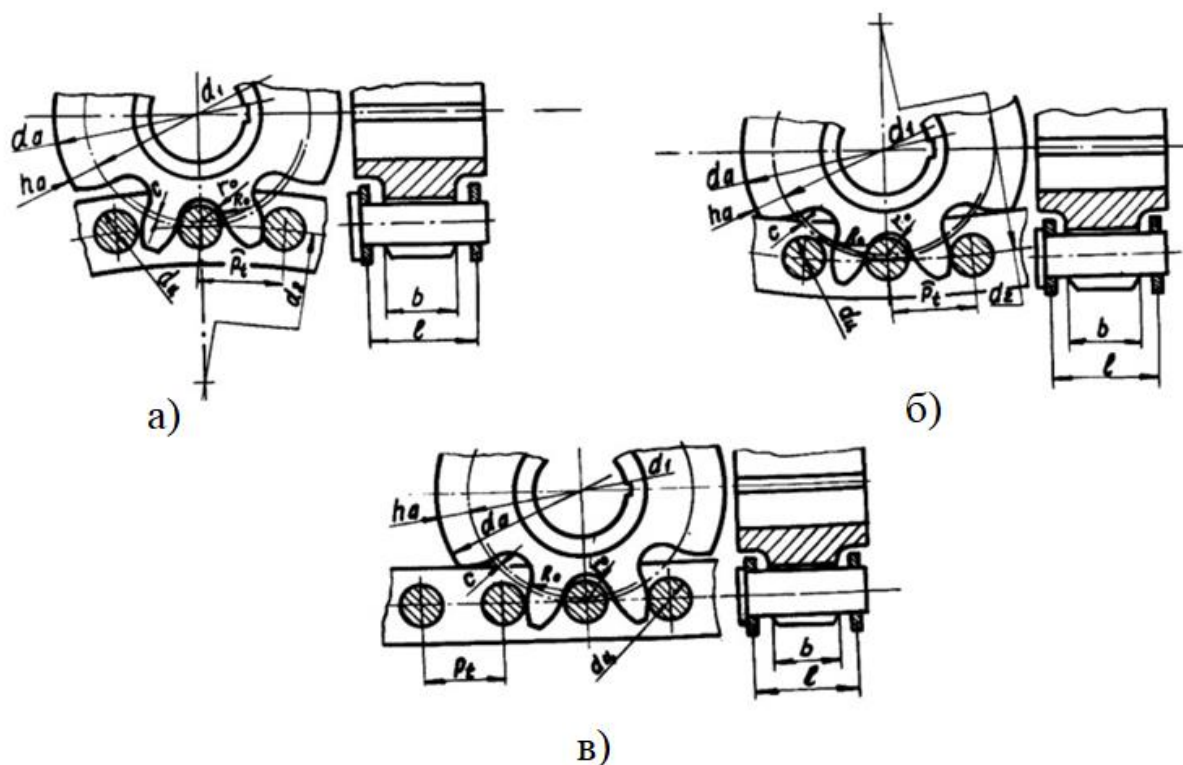


Рисунок 9 – Виды цепочного зацепления

Цепочные передачи с наружным и внутренним зацеплением применяют в передачах с большими диаметрами колес (с диаметром колес более 5 м.), когда для изготовления цилиндрических зубчатых колес эвольвентного зацепления требуется применение уникального оборудования.

Применение реечной цепочной передачи позволяет получить рейку меньшей массы, так как из – за отсутствия радиального усилия цепочная рейка в отличие от зубчатой не работает на изгиб [8].

Преимуществами цепочного зацепления являются простота конструкции, меньшая стоимость изготовления, значительные передаточные числа, удобства при монтаже, эксплуатации и ремонте. Достоинством цепочного зацепления является малая величина потерь на трение, если цепки выполнить вращающимися на осях [9].

Цепочное зацепление обладает тем недостатком, что в нем быстро изнашиваются цепки -ролики, являющиеся зубьями шестерни. Чаще всего этот вид зацепления используется в механизмах с неравномерным движением [10].

По существующей методике расчета усилий в цевочном зацеплении, существует две формулы. Оба усилия измеряются в кгс. Окружное усилие по первому случаю нагрузок определяется как:

$$P' = \frac{2M'}{d'_2}, \quad (13)$$

где M' - расчетный момент на цевочном колесе по первому случаю нагрузок, кгс · см;

d'_2 - ориентировочный делительный диаметр цевочного колеса, мм.

Окружное усилие по второму случаю нагрузок находится по формуле:

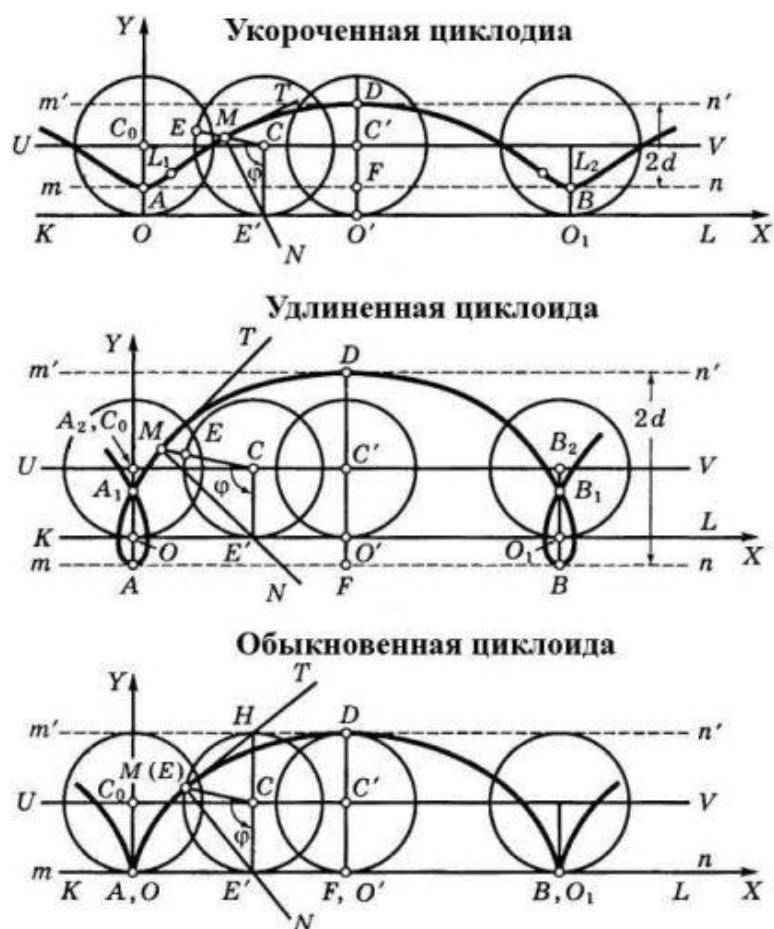
$$P'' = \frac{2M''}{d'_2}, \quad (14)$$

где M'' - расчетный момент на цевочном колесе по второму случаю нагрузок, кгс · см [8].

1.3 Циклоидальное зацепление

Циклоидой называется плоская кривая, описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по прямой или другой окружности [11].

Если точка, описывающая циклоиду, взята внутри производящего круга, то циклоида называется укороченной; если вне круга – удлиненной; если же точка лежит на окружности, то линия, описываемая этой точкой, называется обыкновенной циклоидой или чаще просто циклоидой (рис. 10). Например, когда вагон движется по рельсам, то внутренняя точка колеса описывает укороченную циклоиду, точка на ободе – удлиненную, а точка окружности колеса – обыкновенную циклоиду [11].



Изучение циклоид, а также принципа их построения способствует тому, что, определяя закономерности, которым подчиняется след движущейся точки, и, описывая их, можно прийти к тому, что, зная только параметры направляющей и производящей фигур, можно построить интересующую кривую [11].

Детали машин, которые совершают одновременно равномерное вращательное и поступательное движения, описывают циклоидальные кривые (циклоида, эпициклоида, гипоциклоида, трохоида, астроида) [11].

Параметрические уравнения циклоиды и ее уравнение в декартовых координатах имеют вид:

$$\begin{cases} x = a(t - \sin t) \\ y = a(1 - \cos t) \end{cases}, \quad (15)$$

где $(0 \leq t \leq 2\pi)$.

$$x = r \cdot \arccos \frac{r-y}{r} - \sqrt{2 \cdot r \cdot y - y^2}, \quad (16)$$

где r – радиус окружности, образующей циклоиду [11].

Циклоидальное зацепление – такой вид зацепления, при котором профили зубьев очерчены по участкам циклоид: эпициклоид и гипоциклоид. Эпициклоида получается при перекатывании производящей окружности с радиусом r по внешней стороне направляющей (неподвижной) окружности с радиусом r_1 без скольжения. Гипоциклоида получается при перекатывании производящей окружности по внутренней стороне неподвижной окружности [11].

1.3.1 Передача М. Л. Новикова

Зацепление Новикова, круговинтовое зацепление, передача Новикова — механическая передача, альтернативный эвольвентному, тип зацепления, предложенный советским инженером М. Л. Новиковым в 1954 году для зубчатых передач.

Зубья колёс в торцевом сечении очерчены окружностями близких радиусов. Площадка контакта зубьев перемещается не по профилю зуба, как в прямозубом эвольвентном зацеплении, а вдоль него. Угол давления и скорость перемещения не изменяется [12].

Зубья передач Новикова – косые с нормальным профилем, выполненным по дугам окружностей (рис. 11). Различают в основном два вида зубчатых передач Новикова: профиль зубьев шестерни – выпуклый, а профиль зубьев колеса – вогнутый; профиль зубьев шестерни и колеса – выпукло – вогнутый [5].

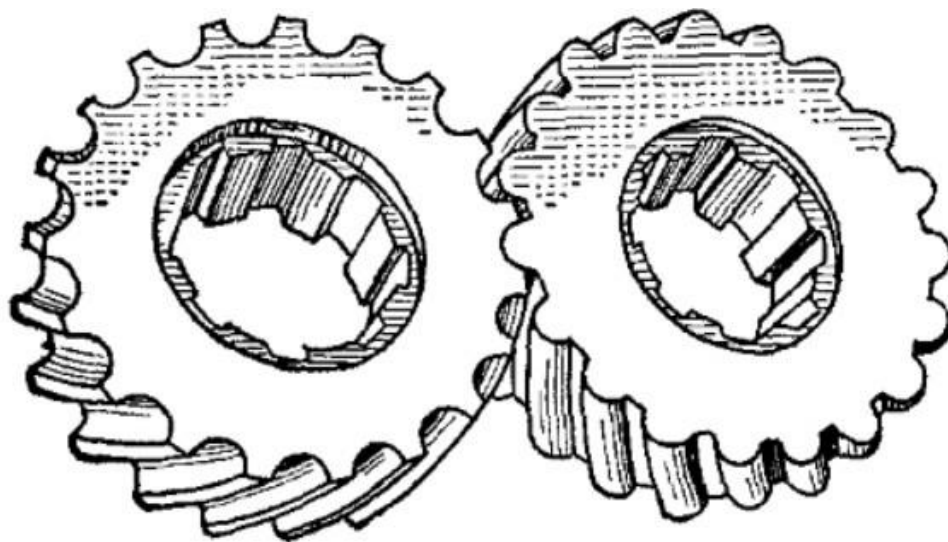


Рисунок 11 – Цилиндрическая зубчатая передача Новикова

Зубчатые передачи Новикова могут быть как цилиндрическими, так и коническими. Рассмотрим наиболее распространенные из них – цилиндрические. Этот вариант передачи М. Л. Новикова основан частично на циклоидальном зацеплении, так как профиль зубьев очерчен не по эвольвенте, а по циклоиде.

Преимущества передач Новикова:

- Более высокая нагрузочная способность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба (в 1,5...1,7 раз).
- Меньший уровень шума.
- Более высокие передаточные числа.
- Передача менее чувствительна к перекосам зубчатых колёс вследствие точечного контакта зубьев.

Недостатки передач Новикова:

- Зацепление Новикова очень чувствительно к изменению межосевого расстояния, следовательно, требует более высокой точности установки колёс, более высокой жёсткости валов и их опоры;
- В передачах с ОЛЗ требуется разный инструмент для нарезания зубьев колеса и шестерни, так как они имеют разный профиль [12].

Рассмотрим методику определения усилий, возникающих в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи Новикова.

При определении величины и направления сил, действующих в зубчатых передачах, для расчета их валов и опор с достаточной степенью точности заголовное и дозаголовное зацепления рассматриваются как одноточечное (заголовное).

Так же, как и в косозубых цилиндрических колесах с эвольвентным зацеплением, полное давление F_n на зуб шестерни раскладывается на три взаимно перпендикулярные составляющие (рис. 12):

- 1) окружное усилие F_t , направленное по касательной к начальной окружности;
- 2) осевое усилие F_a , направленное параллельно оси вращения колеса;
- 3) распорную силу F_r , направленную перпендикулярно оси вращения колеса.

Углы между полным давлением на зуб F_n и его составляющими F_t , F_a и F_r определяется зависимостями:

$$\cos\alpha_{nw} = \frac{\cos\alpha_{tw}}{\sqrt{1 + \frac{\cos^2\alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2\beta}}}; \quad (17)$$

$$\cos\beta_n = \frac{\sin\alpha_{tw}}{\sqrt{1 + \frac{\cos^2\alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2\beta}}}; \quad (18)$$

$$\cos\gamma_n = \frac{\cos\alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}\beta \cdot \sqrt{1 + \frac{\cos^2\alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2\beta}}}, \quad (19)$$

где α_w и α_{tw} – углы давления в нормальном и торцевом сечениях соответственно; β – угол наклона зубьев на делительном цилиндре.

Волновая передача – это зубчатый или фрикционный механизм, предназначенный для передачи и преобразования движения, в котором движение преобразуется за счет волновой деформации венца гибкого колеса специальным звеном – генератором волн (рис. 13) [14]. Применение волновых передач:

- 1) общепромышленные редукторы;
- 2) механизмы для поворота строительной техники;
- 3) редукторы для барабанных лебедок;
- 4) лебедки тяговые и грузоподъемные;
- 5) приводы ведущих колес гусеничных механизмов и др.

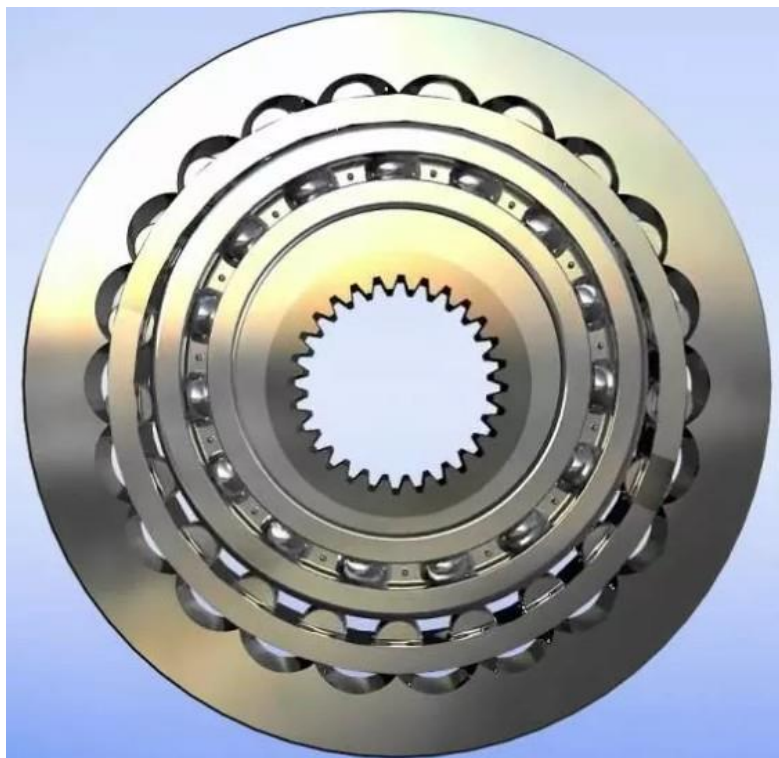


Рисунок 13 – Волновая передача

К достоинствам передач с ПТК относят:

- компактность при высокой перегрузочной способности (3–5 раз);
- большой диапазон передаточных чисел одноступенчатой передачи (от 2 до 60 в зависимости от конструкции);
- высокую надежность и ресурс работы (до 30 лет);
- высокую жесткость зацепления;

- высокий КПД (от 0,8 до 0,94 одной ступени);
- малые угловые зазоры в зацеплении (до $0,07^\circ$);
- малый момент инерции;
- плавность хода и низкий уровень шума;
- неприхотливость в обслуживании.

Недостатки данных передач:

- высокая стоимость (по сравнению с цилиндрическими и коническими эвольвентными передачами);
- высокие нагрузки на подшипники сателлитов [4].

На основе циклоидального зацепления выполнены передачи с промежуточными телами качения с гладким профилем кулачка (рис. 14) и передачи с промежуточными телами качения с двумя с циклоидальными колесами, иначе так называемые: “Передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой”. Эти передачи будут рассмотрены далее в подпункте 1.3.3.

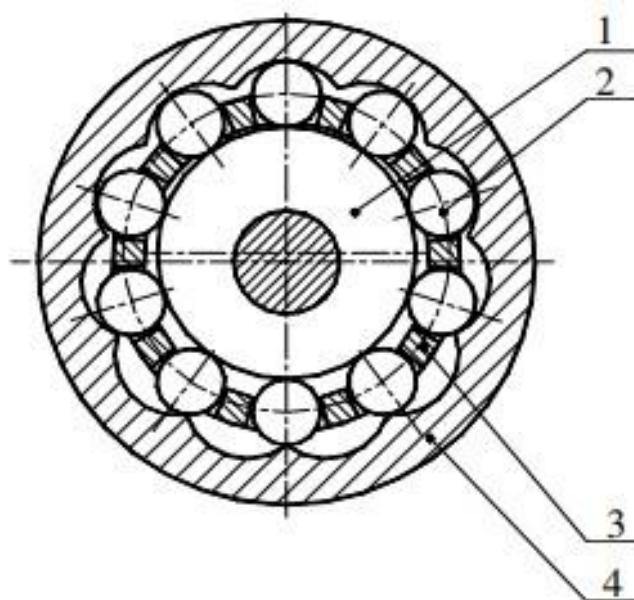


Рисунок 14 – Схема передачи с промежуточными телами качения с гладким профилем кулачка

Передача с промежуточными телами качения с гладким профилем кулачка (рис. 14) в своем составе имеет:

1. входной вал с эксцентриковым кулачком;

2. тело качения;
3. сепаратор;
4. венец.

Во время вращения звеньев данной передачи тела качения 2 совершают возвратно-поступательное перемещение в пазах сепаратора 3, из-за чего здесь возникает трение скольжения, что является одним из основных недостатков передачи с промежуточными телами качения с гладким профилем кулачка. Из-за возникновения трения скольжения снижается КПД передачи и при длительной работе с высокими нагрузками происходит значительный (до 100...120 °С) нагрев корпусных деталей механизма. Также в результате этого пазы сепаратора получают износ, так как сепаратор является вспомогательной тонкостенной деталью.

Для более широкого применения передач на базе циклоидального зацепления необходимо проводить углубленные исследования зацепления и в частности усилий, возникающих в нем при работе передачи. Усилия в циклоидальном зацеплении влияют на нагрузочную способность механизма, износ и прочность деталей передачи, надежность, габариты и множество других факторов [15].

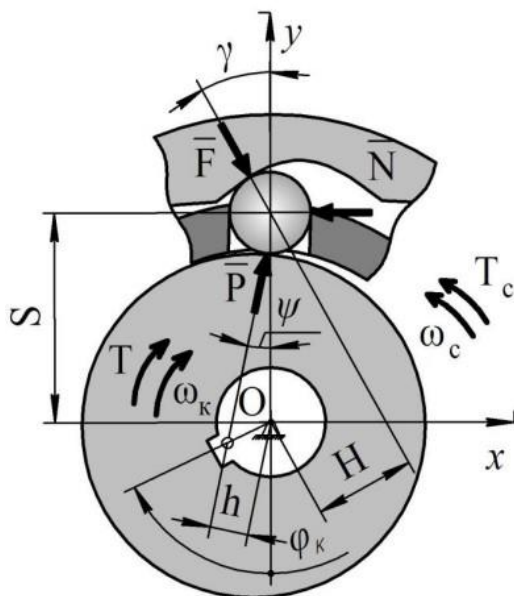


Рисунок 15 – Схема распределения усилий в передаче с промежуточными телами качения

Исследованию определения и изменения усилий в зацеплении передач с ПТК посвящен ряд работ, как российских, так и зарубежных авторов. Определить усилия в зацеплении можно разными методами. Так, например, в одной из работ, все усилия в передаче с ПТК (рис. 15) определяются из следующих соотношений:

$$P = \frac{T_1}{S \cdot \sin \psi}, \quad (24)$$

$$N = \frac{T_1}{S \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \gamma}, \quad (25)$$

$$F = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{S \cdot \operatorname{tg} \psi} + \frac{T_1}{S}, \quad (26)$$

здесь ψ – угол между линией действия P и осью OY (рис.15).

1.3.3 Передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой

Новый тип передачи, который активно изучается в работах [4, 16 - 17], Е. А. Ефременковым, называется передачей с промежуточными телами качения и свободной обоймой (рис. 16).

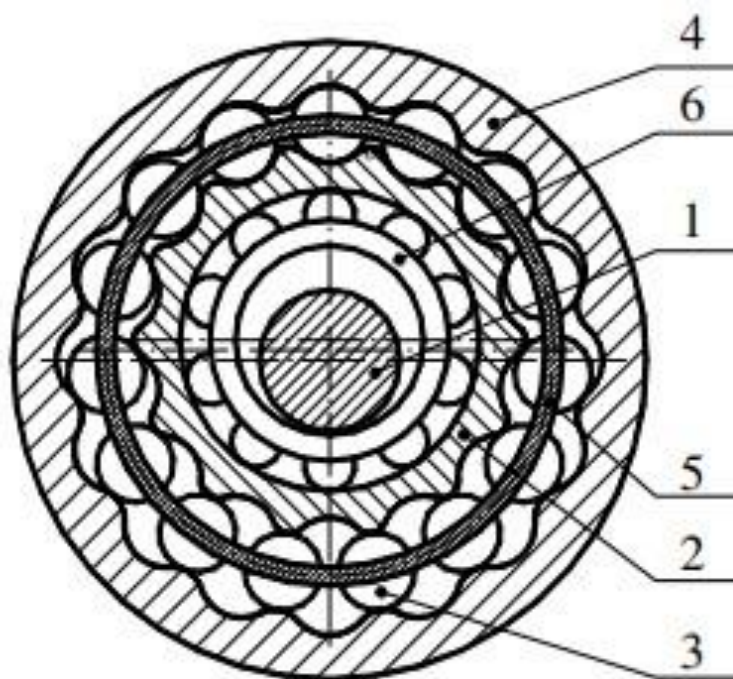


Рисунок 16 – Схема передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой

Передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой (рис. 16) в своем составе имеет:

1. генератор;
2. кулачок;
3. промежуточные тела качения (ПТК);
4. венец;
5. сепаратор;
6. подшипник.

Передачу по-другому называют: “Передача с промежуточными телами качения с двумя циклоидальными колесами” или “Передача с разгруженным сепаратором”, поскольку сепаратор не участвует в передаче крутящего момента и является разгруженным. Поэтому передача с ПТКСО имеет преимущество перед передачей с промежуточными телами качения с гладким профилем кулачка и является более технологичной.

Основными преимуществами передач с ПТКСО являются: малогабаритность, высокий КПД, обширное поле передаточных чисел, высокая износоустойчивость, передача высоких крутящих моментов.

Как и говорилось ранее, в работе передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой, при рассмотрении приложения нормали и нормальной силы к зубу колеса (рис. 2), нормаль не пересекает зуб, в отличие от эвольвентного. Это говорит о том, что в передаче с промежуточными телами качения и свободной обоймой отсутствуют изгибающие зуб нагрузки, а отсутствие изгибных напряжений в циклоидальном зацеплении определяет повышенную нагруженность циклоидальных передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

Один из важных недостатков передачи нового вида – планетарное движение выходного звена (кулачка или венца) в одноступенчатой компоновке. В этой связи возникает необходимость ввода в конструкцию механизма параллельных кривошипов, что увеличивает габаритный осевой размер передачи.

Механизм параллельных кривошипов предназначен для передачи вращающего момента между параллельными валами, смещенными на

величину эксцентриситета e , т. е. один имеет планетарное вращение. Часто применяемый механизм параллельных кривошипов выполняется по схеме, показанной на рисунке 17 [4].

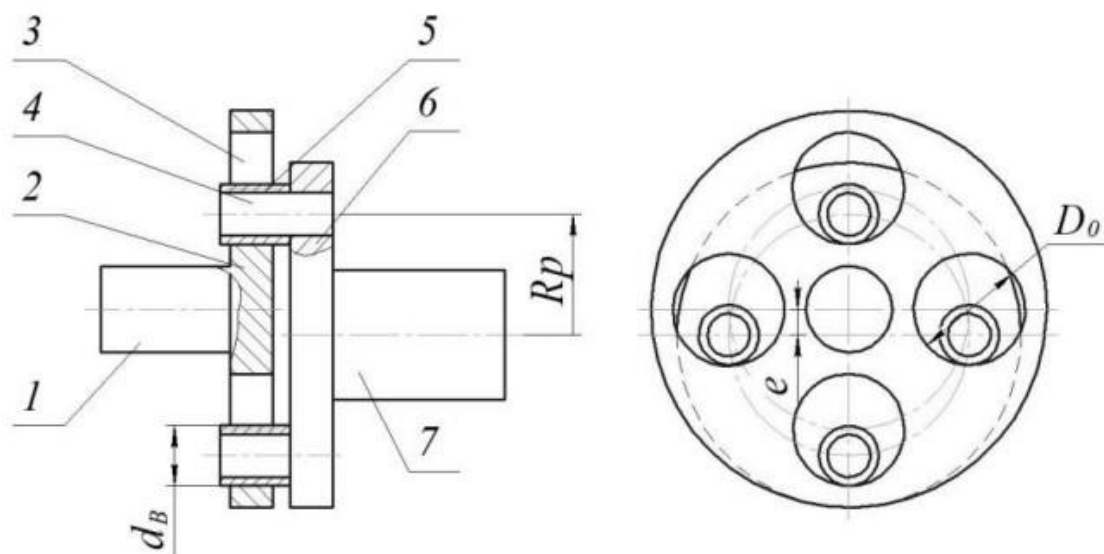


Рисунок 17 – Стандартный механизм параллельных кривошипов

На валу 1 выполнен диск 2, в котором имеются отверстия 3 диаметром D_0 . В эти отверстия входят пальцы 4 со свободно вращающимися втулками 5. Пальцы 4 запрессованы в диск 6, жестко установленный на выходном валу 7. Эксцентриситет e валов взаимосвязан с диаметром D_0 отверстий 3 и диаметром d_B втулок 5 следующим образом:

$$e = \frac{D_0 - d_B}{2}. \quad (27)$$

В редукторах для передачи крутящего момента в механизмах параллельных кривошипов применяется от 3 до 12 пальцев [4].

Применение стандартной схемы механизма параллельных кривошипов (рис. 17) снижает КПД проектируемого механизма из-за трения скольжения, возникающего в местах контакта втулок с пальцами. В таком случае необходимо применять схему механизма параллельных кривошипов с подшипниками качения, которая показана на рисунке 18. Здесь, на входном валу 1, выполнен диск 2, на торце которого выполнены пальцы 3. Такие же пальцы 4 выполнены на торце диска 6 жестко соединенного с выходным валом

7. На пальцы 3 и 4 устанавливаются подшипники 5, находящиеся в общем корпусе 8 [4].

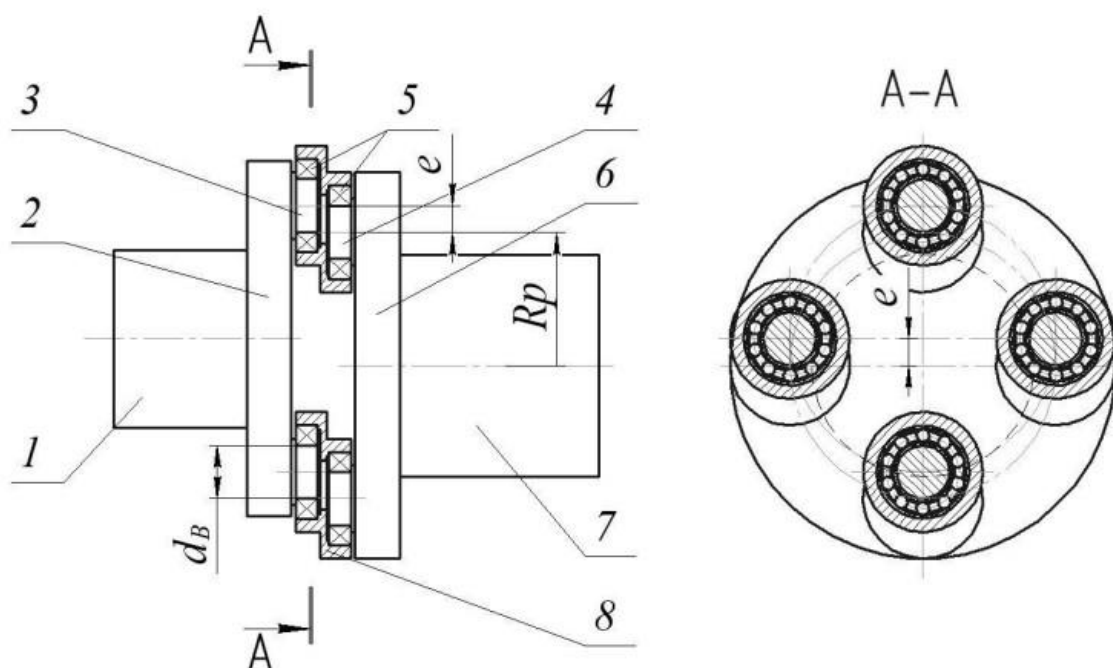


Рисунок 18 – Механизм параллельных кривошипов в повышенном КПД

Помимо этого, избежать планетарного движения выходного звена можно применением дифференциальной схемы компоновки передачи с разгруженным сепаратором (рис. 19), хотя габаритный осевой размер будет также увеличенным. Согласно рисунку 19: 1 – профиль кулачка первого модуля; 2 – промежуточные тела качения; 3 – венец первого модуля; 4 – профиль кулачка второго модуля; 5 – венец второго модуля; 6 – кулачок; 7 – подшипник качения; 8 – генератор [4].

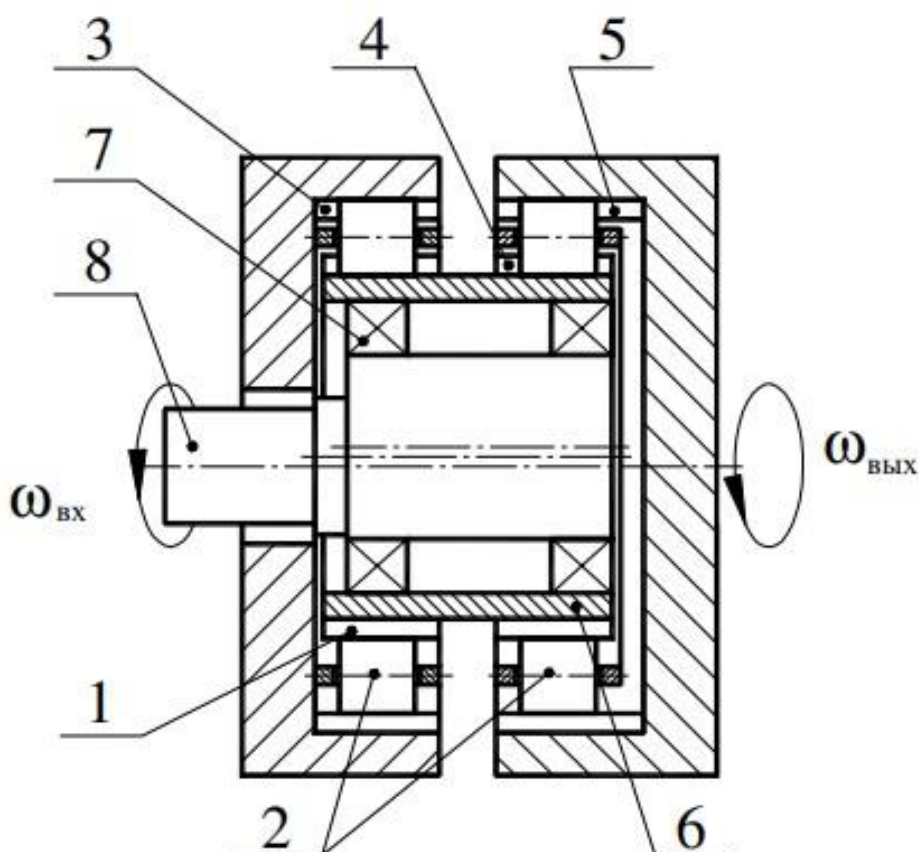


Рисунок 19 – Схема дифференциальной передачи с разгруженным сепаратором

Выходным звеном в передаче с промежуточными телами качения и свободной обоймой может быть кулачок или венец [4].

Входными параметрами передач с ПТКСО являются: Z_2 – число тел качения; r_2 – радиус производящей окружности; χ – коэффициент смещения; r_b – радиус тел качения.

Относительно этих четырех параметров проектируется передача, которая включает в себя следующие основные пункты: определение геометрических и силовых параметров циклоидального зацепления; проекторочный расчет из условия контактной прочности зубьев; проекторочный расчет подшипников и привода с редуктором.

Рассмотрим методику определения усилий в зацеплении передач с ПТКСО.

Момент на кулачке через усилия в зацеплении выражается формулой:

$$T_k = \sum F_i \cdot h_i, \quad (28)$$

Плечо h определим из геометрии (рис. 20) как:

$$h_i = b \cdot \sin \alpha_i. \quad (29)$$

где b – расстояние от центра профильного колеса (кулачек или венец) до полюса зацепления P , которое приравнивается к r_1 для кулачка или r_3 для венца.

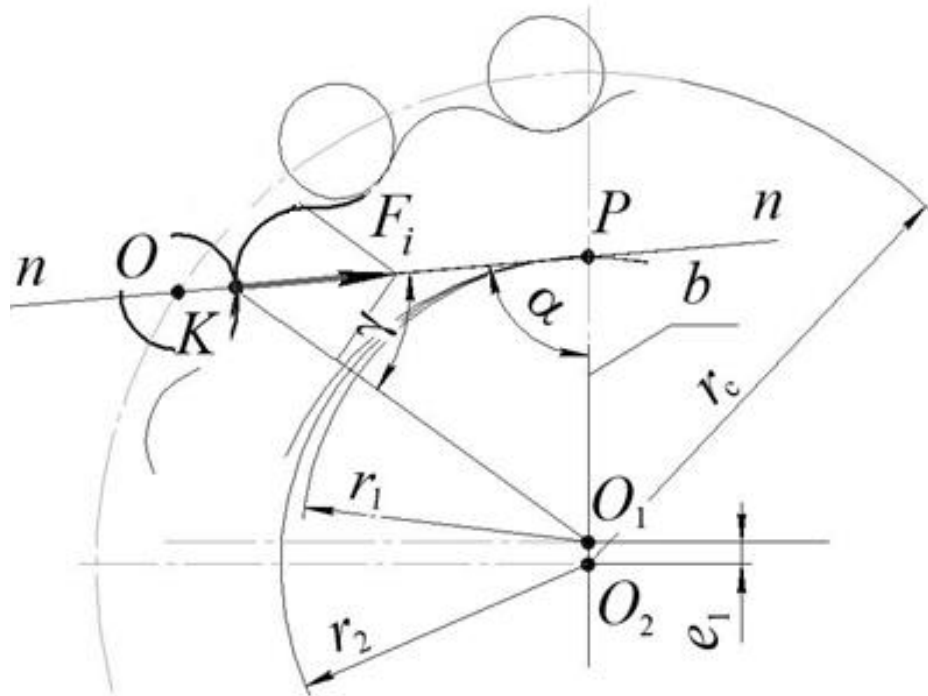


Рисунок 20 – Схема к определению усилий

Угол α поворота профильной нормали относительно вертикальной оси передачи определим по теореме синусов из треугольника OPO_2 (рис. 20):

$$\sin \alpha_i = \frac{\sin \varphi_{2i} \cdot r_c}{L_i} \rightarrow \alpha_i = \arcsin \left(\frac{\sin \varphi_{2i} \cdot r_c}{L_i} \right). \quad (30)$$

Здесь расстояние L_i определяется через угол φ_2 (задается от 0° до 180°) поворота обоймы с телами качения и через исходные параметры может быть записано, как:

$$PO = L_i = r_2 \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi_{2i}} \quad (31)$$

Из формулы (29) нетрудно заметить, что максимальное усилие в зацеплении будет при максимальном плече h , т.е. когда $h_{\max} = b$, а угол $\alpha = 90^\circ$.

Полагая, что усилия в зацепление связаны линейной зависимостью с деформациями, согласно литературе [18], можно считать соответствие

максимального усилия, максимальной деформации. Мы знаем положение линии действия максимального усилия, т.к. знаем угол наклона нормали в этой точке контакта и плечо этой силы. Таким образом, определим усилие на каждом теле качения из пропорции:

$$\frac{F_i}{h_i} = \frac{F_{\max}}{b}. \quad (32)$$

Тогда усилие на i -м теле качения равно

$$F_i = \frac{F_{\max} \cdot h_i}{b}. \quad (33)$$

Подставим полученное выражение в формулу (28) и после преобразования получим выражение для определения максимального усилия в зацепление передачи с ПТК и свободной обоймой через входной крутящий момент:

$$F_{\max} = \frac{T_k \cdot b}{\sum h_i^2}. \quad (34)$$

Затем по формуле (33) определяем усилие на каждом теле качения, передающем нагрузку.

Реакции на опорах генератора определяются от входного крутящего момента передачи, который передается генератором цепочке тел качения, а затем кулачку. Крутящий момент на генераторе создает окружную силу на плече, равном эксцентриситету передачи:

$$F = \frac{T_{\text{вх}}}{e}, \quad (35)$$

Исходя из этой силы, можно найти реакции в опорах генератора (эксцентрикового входного вала), а затем подбираются подшипники качения [4].

Целью данной работы является анализ методик расчета усилия на опору качения на генераторе передачи с ПТКСО. В следующей части будут теоретически рассмотрены две методики расчета усилия, плавно вытекающие из вышеописанной методики определения усилий в зацеплении передачи с ПТКСО.

2 Анализ методик определения усилия на опору качения на генераторе

2.1 Определение усилия на опору качения на генераторе методом векторного разложения

Обе методики расчета начинаются с того, что задаются следующие входные параметры передачи:

Z_2 – число тел качения;

r_2 – радиус производящей окружности;

χ – коэффициент смещения;

r_b – радиус тел качения;

T_k – крутящий момент на кулачке.

Входные параметры после предварительного расчета можно менять в зависимости от условий по габаритным размерам, требуемому передаточному отношению и т. д.

Для того, чтобы найти усилия на каждое из всех тел качения, необходимо найти максимально возможное усилие на теле качения по формуле (34).

Исходя из формулы (34) необходимо рассчитать параметры: b – расстояние от центра кулачка до полюса зацепления P ; h_i – кратчайшее расстояние от центра кулачка до линии действия i -го усилия в зацеплении. Исходя из геометрии:

$$b = r_1, \quad (36)$$

а h_i для каждого тела качения можно найти по формуле (29).

Из формулы (29) неизвестны параметры углов α_i . Значения $\sin\alpha_i$ каждого тела качения, участвующего в зацеплении найдем по формуле (37):

$$\sin\alpha_i = \frac{\sin\varphi_{2i} r_c}{L_i}, \quad (37)$$

здесь L – расстояние от полюса P до центра тела качения O . В зависимости от исходных параметров определяется как:

$$L = \sqrt{r_2^2 + r_c^2 - 2r_2 r_c \cos\varphi_2}. \quad (38)$$

Тело качения, которое находится на оси ординат не будем учитывать, так как усилие на этом теле качения стремится к нулю.

После того как значения углов α_i определены, необходимо найти h_i по формуле (29), для каждого тела качения, действующего в зацеплении в текущий момент.

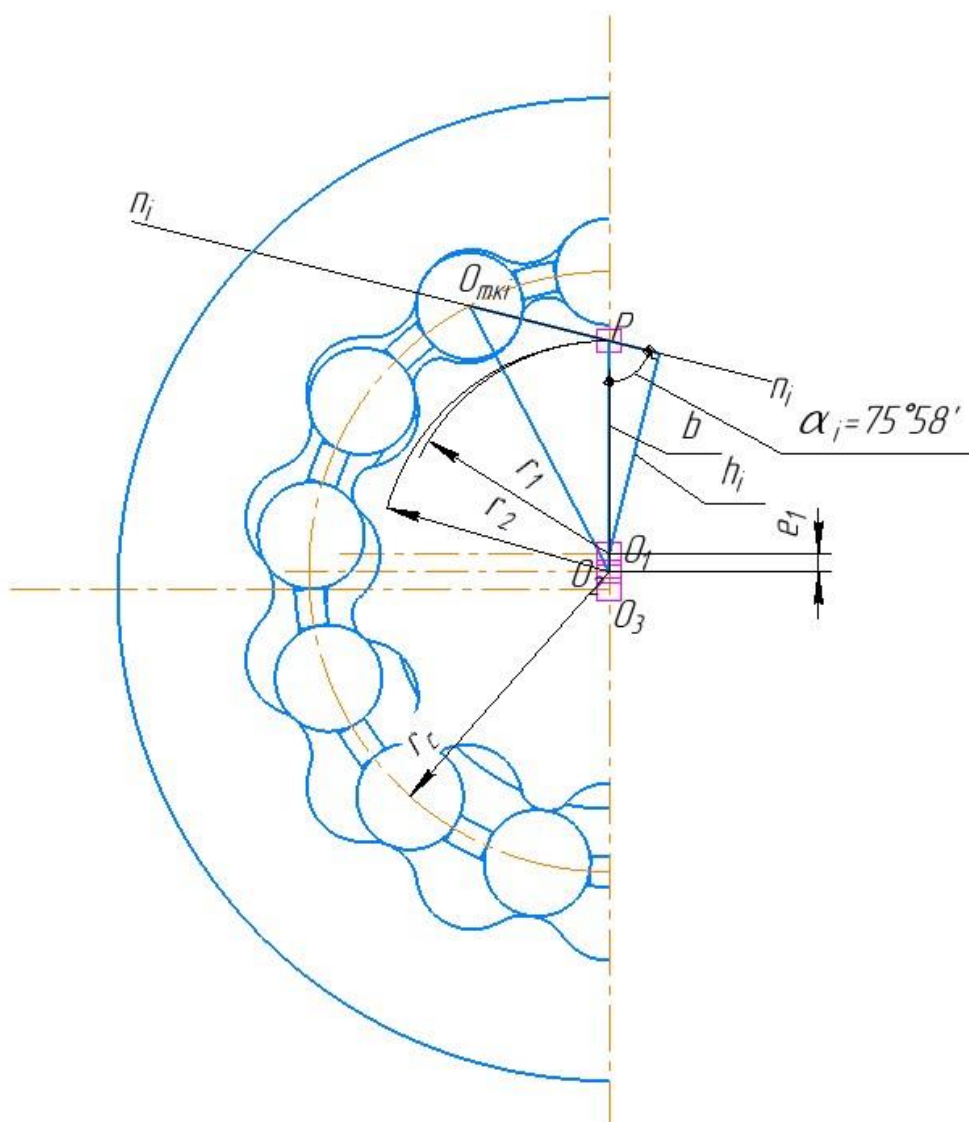


Рисунок 21 - Схема по определению углов α_i

Затем по формуле (34) следует определить максимально возможное усилие на теле качения. Далее уже можно воспользоваться формулой (33) и определить реальные усилия, возникающие в зацеплении каждого тела качения с кулачком.

При помощи векторного разложения усилий на каждом теле качения, спроецируем усилия на оси абсцисс и ординат (рис. 22). Проекция усилия на ось абсцисс вычисляется как, произведение усилия на теле качения на косинус угла между усилием и проекцией усилия на ось абсцисс:

$$F_{x_i} = F_i \cdot \cos\theta_{1_i}, \quad (39)$$

где θ_{1_i} – угол между усилием, на теле качения и проекцией усилия на ось абсцисс.

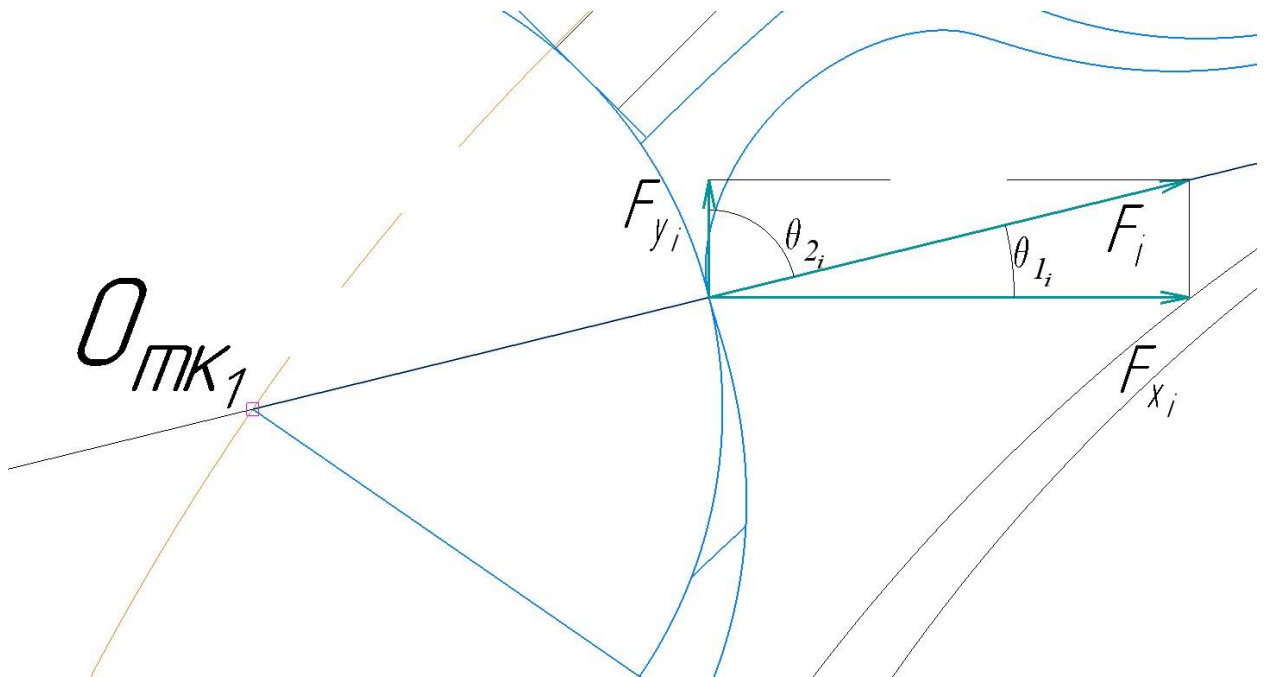


Рисунок 22 – Проекция усилия на оси ординат и абсцисс

А проекция усилия на ось ординат вычисляется как, произведение усилия на теле качения на косинус угла между усилием и проекцией усилия на ось ординат:

$$F_{y_i} = F_i \cdot \cos\theta_{2_i}, \quad (40)$$

где θ_{2_i} – угол между усилием, на теле качения и проекцией усилия на ось ординат.

Углы θ_{1_i} и θ_{2_i} определяются исходя из геометрии передачи по следующим уравнениям:

$$\theta_{2_i} = \alpha_i; \quad (41)$$

$$\theta_{1_i} = 90^\circ - \theta_{2_i}. \quad (42)$$

Параллельным переносом приложим все усилия F_{x_i} и F_{y_i} к точке O_1 . Результирующие реакции усилий R_{x_i} и R_{y_i} определяются непосредственно по формулам:

$$R_x = \sum F_{x_i}; \quad (43)$$

$$R_y = \sum F_{y_i}. \quad (44)$$

Просуммировав R_{x_i} и R_{y_i} , рассчитаем реакцию на подшипнике под кулачком:

$$R_H = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (45)$$

2.2 Определение усилия на опору качения на генераторе методом приведенного усилия

Данный метод незначительно отличается в расчетах от предыдущего. Для того, чтобы не повторять материал, изложенный в подпункте 2.1, кратко опишем, что необходимо сделать в соответствии с предыдущим методом.

Согласно подпункту 2.1 необходимо повторить все те же самые расчеты до определения реальных усилий, возникающих в зацеплении каждого тела качения по формуле (33) включительно.

После определения усилий F_i , необходимо их параллельным переносом приложить к точке O_1 , как обозначено на рисунке 23. Проведем произвольную прямую $p - p$, для того чтобы спроецировать на нее усилия F_i . Для упрощения расчетов прямая $p - p$, проходит через результирующее усилие R_H , рассчитанное методом векторного разложения.

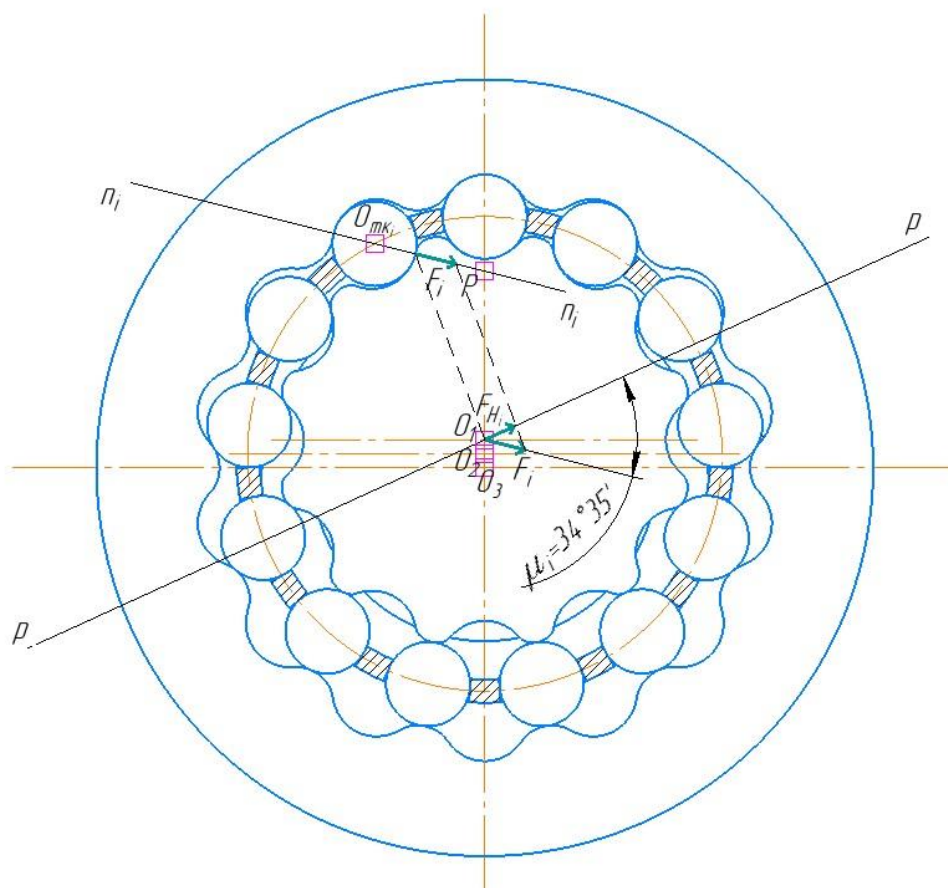


Рисунок 23 – К определению проекции усилия на произвольную прямую

По формуле (46) рассчитаем усилия F_{Hi} , передающиеся от каждого тела качения:

$$F_{Hi} = F_i \cdot \cos \mu_i. \quad (46)$$

После того как все усилия, спроецированные на прямую $p-p$ – p определены, вычислим реакцию на подшипнике под кулачком по формуле:

$$R_H = \sum F_{Hi}. \quad (47)$$

Теперь необходимо подтверждение правильности этих методов, путем расчета передачи с произвольными входными параметрами и сопоставления результатов расчетов.

3 Практическое применение методик определения усилия на опору качения на генераторе

Перед тем как проводить расчеты зададимся входными параметрами передачи с ПТКСО, которыми являются:

- а) число тел качения $Z_2 = 13$;
- б) радиус производящей окружности $r_2 = 35,1$ мм;
- в) коэффициент смещения $\chi = 1,3$;
- г) радиус тел качения $r_b = 8,1$ мм.

Пусть крутящий момент на кулачке: $T_k = 300$ Н·м.

3.1 Расчет передачи по методу векторного разложения

На рисунке 24 изображена эскизная компоновка передачи с заданными характеристиками, построенная с помощью программы Компас – 3D.

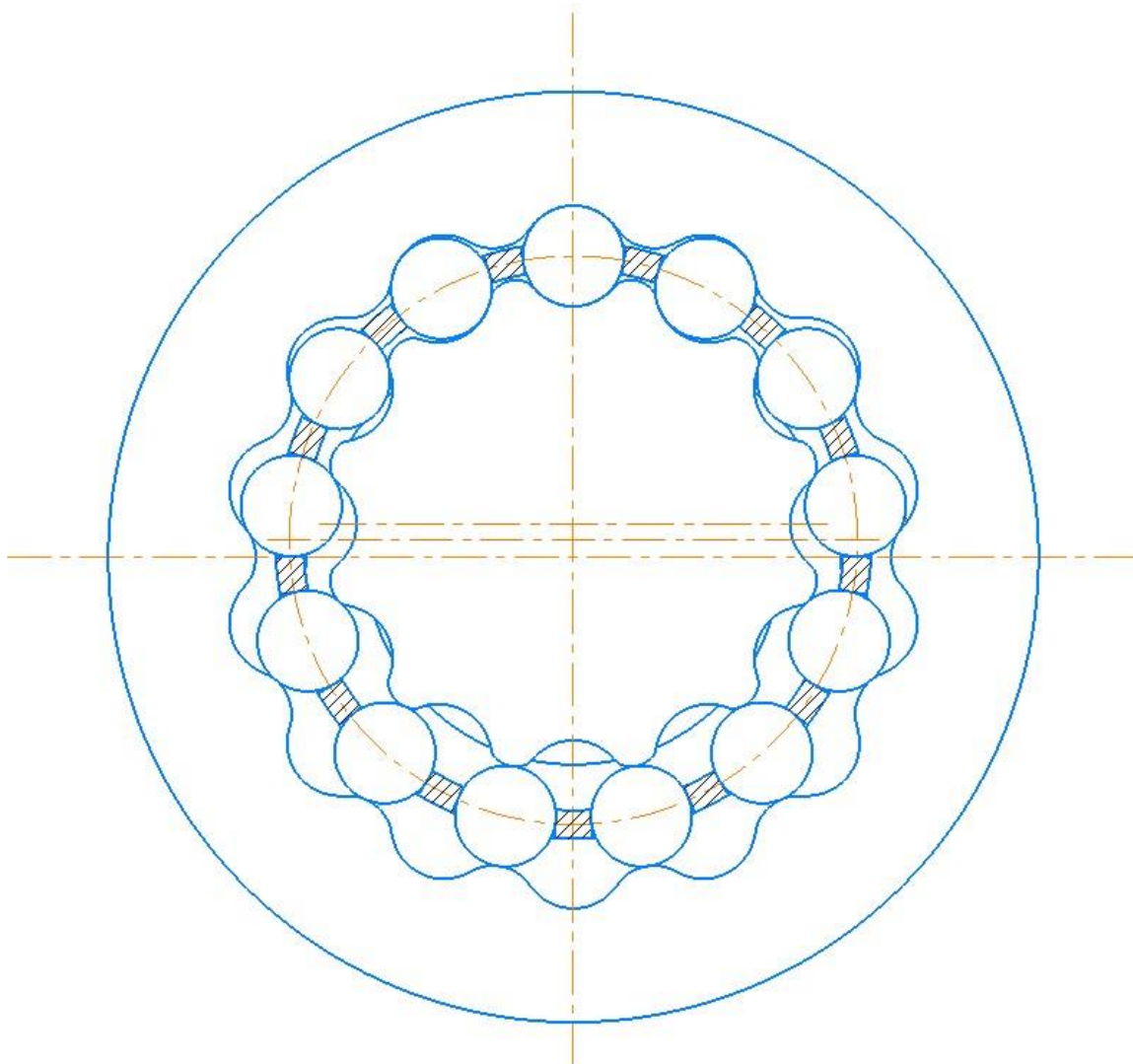


Рисунок 24 – Эскизная компоновка передачи с ПТКСО

В зацеплении передачи с ПТКСО возникают два усилия (рис. 20): между телом качения и кулачком; между телом качения и венцом. В данном случае более интересным является усилие, действующее между телом качения и кулачком, так как именно эти усилия оказывают воздействие на опору качения сателлита.

Согласно уравнению (36):

$$b = 32,4 \text{ мм.}$$

Значения $\sin\alpha_i$ каждого тела качения, участвующего в зацеплении определим по формуле (37).

Занесем значения углов α_i и их синусов в таблицу 1. Тело качения которое находится на оси ординат не будем учитывать, так как усилие на этом теле качения стремится к нулю.

Таблица 1 – Углы α , найденные в программе Компас – 3D и их синусы

Тело качения	Угол α_i	Синус угла $\sin\alpha_i$
Первое	75° 58'	0,97
Второе	76° 16'	0,97
Третье	56° 50'	0,84
Четвертое	39° 46'	0,64
Пятое	23° 36'	0,4
Шестое	7° 50'	0,14

Рассчитаем h_i для каждого тела качения:

$$h_1 = b \cdot \sin\alpha_1 = 32,4 \cdot 0,97 = 31,43 \text{ мм;}$$

$$h_2 = b \cdot \sin\alpha_2 = 32,4 \cdot 0,97 = 31,43 \text{ мм;}$$

$$h_3 = b \cdot \sin\alpha_3 = 32,4 \cdot 0,84 = 27,22 \text{ мм;}$$

$$h_4 = b \cdot \sin\alpha_4 = 32,4 \cdot 0,64 = 20,74 \text{ мм;}$$

$$h_5 = b \cdot \sin\alpha_5 = 32,4 \cdot 0,4 = 12,96 \text{ мм;}$$

$$h_6 = b \cdot \sin\alpha_6 = 32,4 \cdot 0,14 = 4,54 \text{ мм.}$$

Найдем максимально возможное усилие на любом теле качения по формуле (36):

$$F_{\max} = \frac{300 \cdot 32,4}{31,43^2 + 31,43^2 + 27,22^2 + 20,74^2 + 12,96^2 + 4,54^2} = 2,92 \text{ Н;}$$

Теперь определим усилие на каждом теле качения:

$$F_1 = \frac{F_{\max} \cdot h_1}{b} = \frac{2,92 \cdot 31,43}{32,4} = 2,84 \text{ Н};$$

$$F_2 = \frac{F_{\max} \cdot h_2}{b} = \frac{2,92 \cdot 31,43}{32,4} = 2,84 \text{ Н};$$

$$F_3 = \frac{F_{\max} \cdot h_3}{b} = \frac{2,92 \cdot 27,22}{32,4} = 2,46 \text{ Н};$$

$$F_4 = \frac{F_{\max} \cdot h_4}{b} = \frac{2,92 \cdot 20,74}{32,4} = 1,86 \text{ Н};$$

$$F_5 = \frac{F_{\max} \cdot h_5}{b} = \frac{2,92 \cdot 12,96}{32,4} = 1,16 \text{ Н};$$

$$F_6 = \frac{F_{\max} \cdot h_6}{b} = \frac{2,92 \cdot 4,54}{32,4} = 0,4 \text{ Н}.$$

На рисунке 25 изображена общая схема усилий, возникающих от каждого тела качения, участвующего в зацеплении.

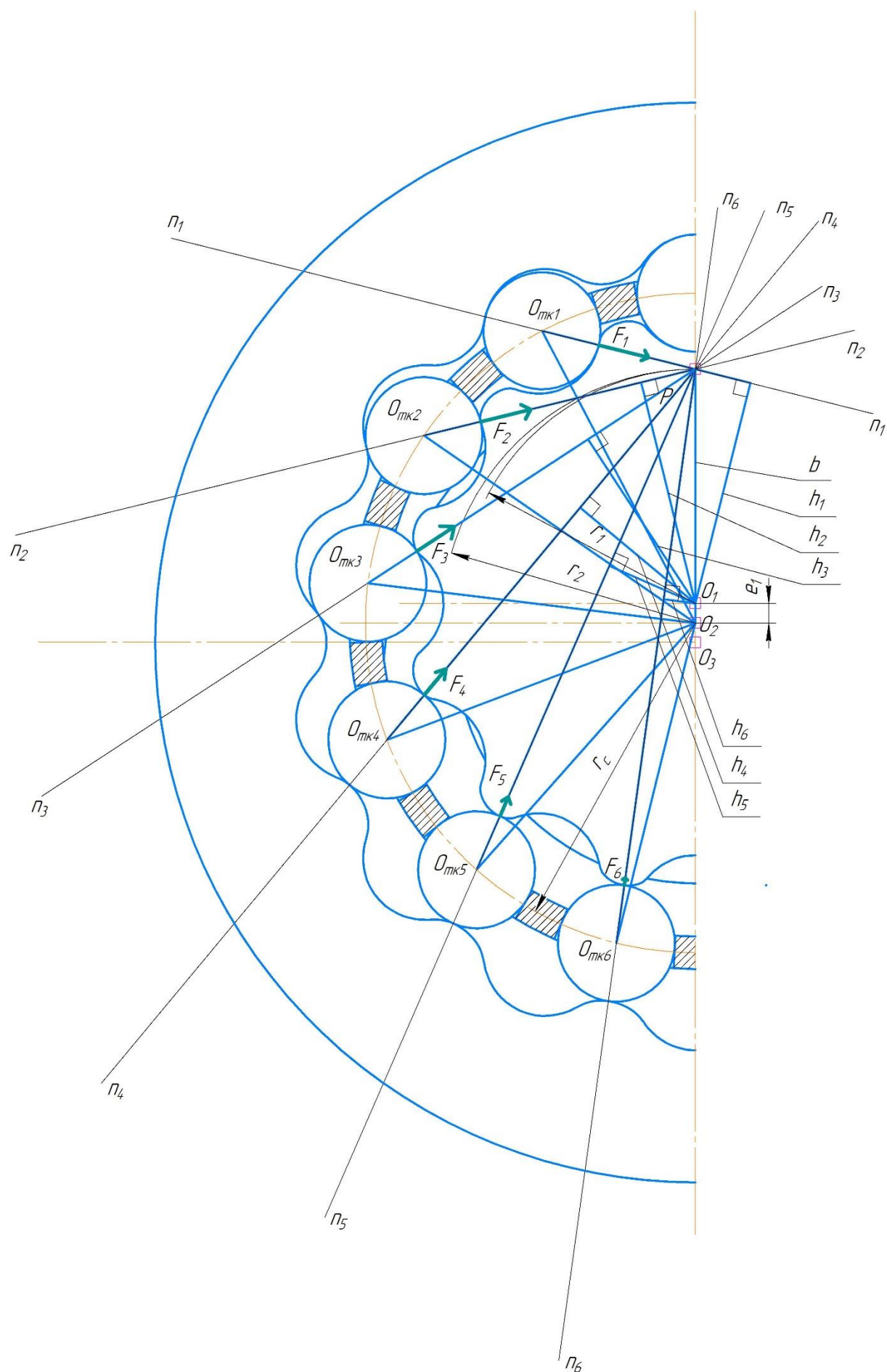


Рисунок 25 – Схема усилий в зацеплении между телами качения и кулачком

Далее необходимо определить проекции усилий на оси абсцисс и ординат каждого из всех тел качения. Углы θ_{1_i} и θ_{2_i} определяются исходя из геометрии передачи по уравнениям (41) и (42). Косинусы углов θ_{1_i} и θ_{2_i} найдем при помощи математического калькулятора и занесем в таблицу 2. Отсюда следует, что проекции на ось абсцисс:

$$F_{x_1} = F_1 \cdot \cos\theta_{1_1} = 2,84 \cdot 0,97 = 2,75 \text{ Н};$$

$$F_{x_2} = F_2 \cdot \cos\theta_{1_2} = 2,84 \cdot 0,97 = 2,75 \text{ Н};$$

$$F_{x_3} = F_3 \cdot \cos\theta_{1_3} = 2,46 \cdot 0,84 = 2,07 \text{ Н};$$

$$F_{x_4} = F_4 \cdot \cos\theta_{1_4} = 1,86 \cdot 0,64 = 1,19 \text{ Н};$$

$$F_{x_5} = F_5 \cdot \cos\theta_{1_5} = 1,16 \cdot 0,4 = 0,46 \text{ Н};$$

$$F_{x_6} = F_6 \cdot \cos\theta_{1_6} = 0,4 \cdot 0,14 = 0,06 \text{ Н}.$$

Таблица 2 – Углы θ_{1_i} и θ_{2_i} , и их косинусы

Тело качения	Угол θ_{1_i}	Косинус угла θ_{1_i} , $\cos\theta_{1_i}$	Угол θ_{2_i}	Косинус угла θ_{2_i} , $\cos\theta_{2_i}$
Первое	14° 3'	0,97	75° 57'	0,24
Второе	13° 44'	0,97	76° 16'	0,24
Третье	33° 10'	0,84	56° 50'	0,55
Четвертое	50° 25'	0,64	39° 35'	0,77
Пятое	66° 24'	0,4	23° 36'	0,92
Шестое	82° 12'	0,14	7° 48'	0,99

А проекции на ось ординат:

$$F_{y_1} = F_1 \cdot \cos\theta_{2_1} = 2,84 \cdot 0,24 = 0,68 \text{ Н};$$

$$F_{y_2} = F_2 \cdot \cos\theta_{2_2} = 2,84 \cdot 0,24 = 0,68 \text{ Н};$$

$$F_{y_3} = F_3 \cdot \cos\theta_{2_3} = 2,46 \cdot 0,55 = 1,35 \text{ Н};$$

$$F_{y_4} = F_4 \cdot \cos\theta_{2_4} = 1,86 \cdot 0,77 = 1,43 \text{ Н};$$

$$F_{y_5} = F_5 \cdot \cos\theta_{2_5} = 1,16 \cdot 0,92 = 1,07 \text{ Н};$$

$$F_{y_6} = F_6 \cdot \cos\theta_{2_6} = 0,4 \cdot 0,99 = 0,39 \text{ Н}.$$

Теперь параллельным переносом приложим все усилия F_{x_i} и F_{y_i} к точке O_1 . Выполним расчет результирующих реакций усилий R_{x_i} и R_{y_i} :

$$R_x = F_{x_1} + F_{x_2} + F_{x_3} + F_{x_4} + F_{x_5} + F_{x_6} = 2,75 + 2,75 + 2,07 + 1,19 + 0,46 + 0,06 = 9,28 \text{ Н};$$

$$R_y = F_{y_1} + F_{y_2} + F_{y_3} + F_{y_4} + F_{y_5} + F_{y_6} = 0,68 + 0,68 + 1,35 + 1,43 + 1,07 + 0,39 = 5,6 \text{ Н}.$$

Рассчитаем реакцию на подшипнике под кулачком:

$$R_{H_1} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{9,28^2 + 5,6^2} = 10,84 \text{ Н}.$$

На рисунке 26 изобразим усилия R_{x_i} , R_{y_i} и R_H . Через усилие R_{H_1} проведем прямую $p - p$. Угол между усилием R_{H_1} и осью X равен $31^\circ 6'$.

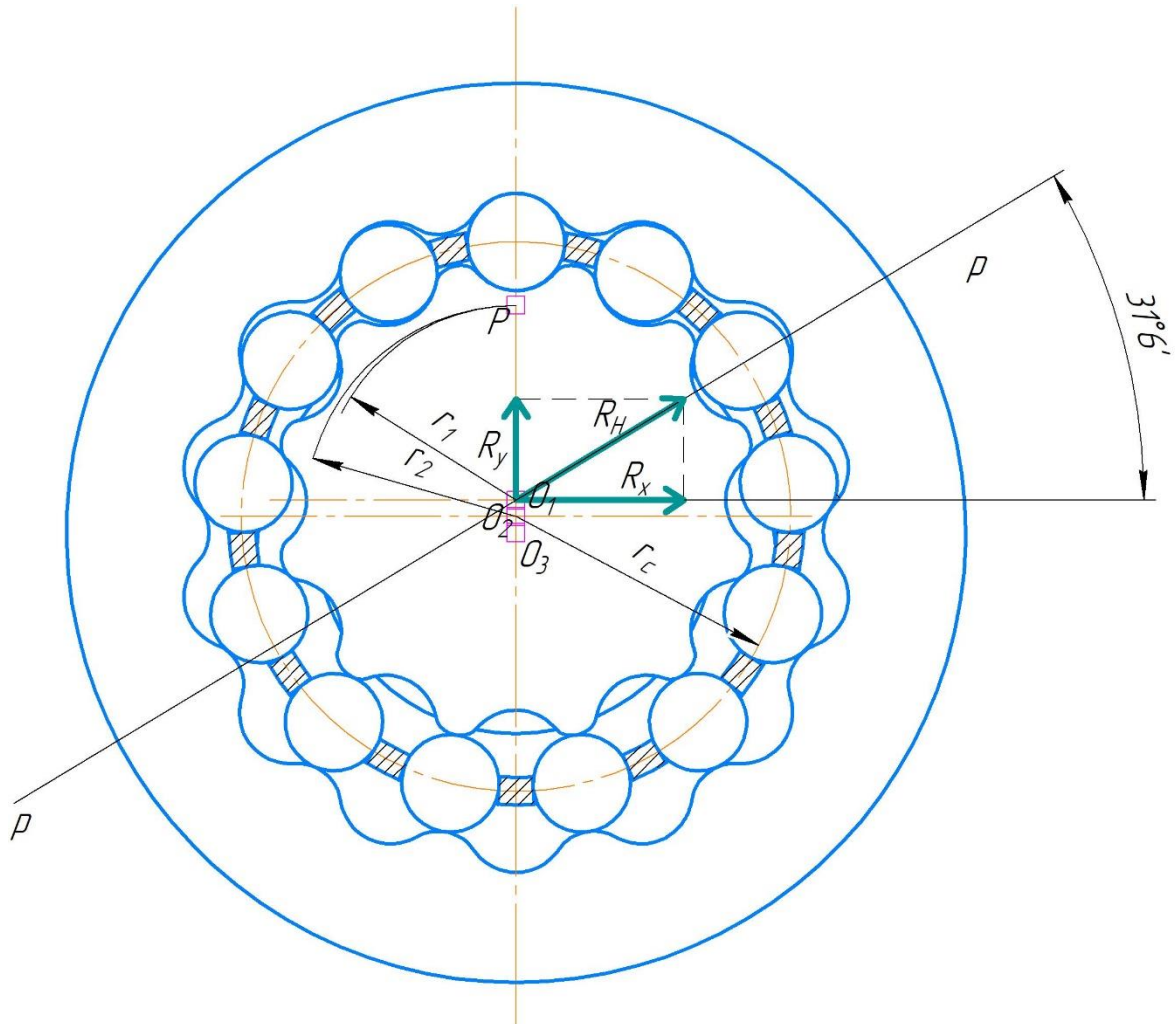


Рисунок 26 – Схема с результирующим усилием R_H на опору качения генератора

3.2 Расчет передачи по методу приведенного усилия

Для того чтобы сравнить усилие на опору качения на генераторе с усилием, рассчитанным предыдущим методом, необходимо спроецировать усилия в зацеплении всех тел качения на произвольную прямую, проходящую через усилие R_{H_1} , определенное предыдущим методом. Усилия спроецируем на прямую $p - p$, она проходит через точку O_1 и является параллельной усилию R_{H_1} .

Усилия на каждом теле качения уже были определены в подпункте 3.1, для удобства перенесем их в таблицу 3.

Таблица 3 – Усилия F_i всех тел качения, участвующих в зацеплении

Тело качения	Усилие F_i , Н
Первое	2,84
Второе	2,84
Третье	2,46
Четвертое	1,86
Пятое	1,16
Шестое	0,4

Эти усилия изображены на рисунке 25. Теперь необходимо параллельным переносом приложить все шесть усилий к точке O_1 , как изображено на рисунке 23. При помощи приложения Компас – 3D, вычислим углы μ_i из геометрии передачи и запишем в таблицу 4. В математическом калькуляторе определим значения $\cos\mu_i$ и занесем данные в таблицу 4.

Таблица 4 – Углы μ_i всех тел качения, участвующих в зацеплении

Тело качения	Угол, образуемый усилием F_i и прямой $p - p$, град.	Косинусы углов μ_i , $\cos\mu_i$
Первое	45° 2'	0,71
Второе	17° 16'	0,955
Третье	2° 10'	1
Четвертое	19° 34'	0,94
Пятое	35° 24'	0,82
Шестое	51° 12'	0,63

Далее при помощи данных таблиц 3 и 4, рассчитаем проекции усилий на прямую р – р по формуле (46):

$$F_{H_1} = F_1 \cdot \cos\mu_1 = 2,84 \cdot 0,71 = 2,02 \text{ Н};$$

$$F_{H_2} = F_2 \cdot \cos\mu_2 = 2,84 \cdot 0,955 = 2,71 \text{ Н};$$

$$F_{H_3} = F_3 \cdot \cos\mu_3 = 2,46 \cdot 1 = 2,46 \text{ Н};$$

$$F_{H_4} = F_4 \cdot \cos\mu_4 = 1,86 \cdot 0,94 = 1,75 \text{ Н};$$

$$F_{H_5} = F_5 \cdot \cos\mu_5 = 1,16 \cdot 0,82 = 0,95 \text{ Н};$$

$$F_{H_6} = F_6 \cdot \cos\mu_6 = 0,4 \cdot 0,63 = 0,25 \text{ Н}.$$

Проведем расчет усилия на опору качения генератора по формуле (47):

$$R_{H_2} = F_{H_1} + F_{H_2} + F_{H_3} + F_{H_4} + F_{H_5} + F_{H_6} = 2,02 + 2,71 + 2,6 + 1,75 + 0,95 + 0,25 = 10,28 \text{ Н}.$$

Выполним расчет погрешности измерений и округлений простейшим методом:

$$\sigma = \frac{R_{H_1} - R_{H_2}}{R_{H_1}} \cdot 100\% = \frac{10,84 - 10,28}{10,84} \cdot 100\% = 5,2 \text{ \%}.$$

Погрешность второго метода относительно первого равна 5,2 %, отсюда можем сделать вывод, что обе методики являются правильными и актуальными. Так как $R_{H_1} > R_{H_2}$, методику расчета по векторному разложению можно рекомендовать к применению, так как усилие на опору качения в данном случае получилось больше, соответственно, дальнейшее проектирование передачи, будет выполнено с запасом, а также будет соответствовать расчетам, выполненным по любому из двух проверенных методов. Второй же метод, можно рекомендовать лишь по причине того, что он экономит время, затраченное на расчетную часть проектирования передачи с ПТКСО.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
4AM1K	Чавров Егору Сергеевичу

Школа	ИШНПТ	Отделение школы (НОЦ)	Отделение машиностроения
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	15.04.01 Машиностроение

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Стоимость материальных ресурсов и специального оборудования определены в соответствии с рыночными ценами г.Томска Тарифные ставки исполнителей определены штатным расписанием НИ ТПУ
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	5% расходы на совершение сделки купли-продажи; 10% прочие расходы; 1,3 районный коэффициент.
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	ОСН (общая система налогообложения): НДС – 20% от оборотных средств, взносы в соц. фонды – 30,2% от заработной платы работников, налог на прибыль – 20% от прибыли до налогообложения.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ	Расчет конкурентоспособности. SWOT-анализ
2. Разработка устава научно-технического проекта	Структура работ. Определение трудоемкости. Разработка графика проведения исследования
3. Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Расчет бюджетной стоимости НИ
4. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	Интегральный финансовый показатель. Интегральный показатель ресурсоэффективности. Интегральный показатель экономической эффективности.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Оценка конкурентоспособности ТР
2. Матрица SWOT
3. Диаграмма Ганта
4. Бюджет НИ
5. Основные показатели эффективности НИ

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Гасанов Магеррам Али оглы	д-р экон. наук		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4AM1K	Чавров Егор Сергеевич		

4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

4.1 Введение

Финансовый менеджмент играет важную роль при проведении научных исследований. Выполнение анализа изменения усилий в зацеплении передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой напрямую является научным исследованием. Для того, чтобы изучить: целесообразность, экономическую составляющую, эффективность и конкурентоспособность необходим данный раздел. Ведь основной задачей данного раздела является выявление и разработка наиболее эффективных проектных решений, в том числе и для научных исследований.

Для более правильного изучения проекта с точки зрения финансового менеджмента необходимо выполнение следующих задач:

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

Целью данного раздела выпускной квалификационной работы магистра на тему: “ Анализ изменения усилий в зацеплении передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой” является, разработка максимально грамотного и эффективного плана проведения научного исследования или иначе проекта, с точки зрения ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

4.2 Предпроектный анализ

4.2.1 Потенциальные потребители результатов исследования

Результаты научного исследования, которым посвящена данная работа, представляют собой определенный спектр знаний, в области проектирования передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой (ПТКСО), необходимых для более правильного подбора значений характеристик и коэффициентов передачи. Работа содержит как основные теоретические положения о данном типе передач, так и его сравнительные характеристики с конкурентами других типов, графики зависимостей определенных параметров, оптимальные параметры передач и объяснение целесообразности их выбора.

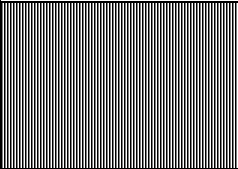
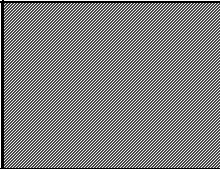
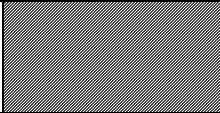
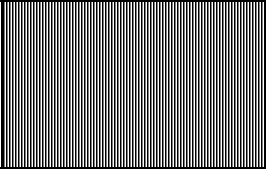
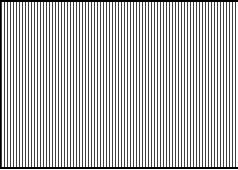
Говоря об особенностях данного типа передач, можно составить список более реальных потенциально заинтересованных лиц в этом исследовании:

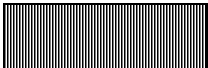
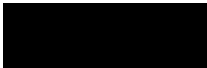
1. военно – промышленные предприятия, разрабатывающие бронетехнику, авиатехнику и ракеты;
2. предприятия, занимающиеся выпуском механизмов для нефтегазовой промышленности;
3. заводы, производящие горно – шахтное оборудование и подъемные механизмы;
4. научно – исследовательские центры, занимающиеся работой в данном направлении.

Все физические и юридические лица, занимающиеся работой по данному направлению, будут заинтересованы в этом продукте.

Сегментировать рынок можно по типу продукта и по типу заказчика. Результаты сегментирования представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Карта сегментирования рынка услуг по исследованиям передач с ПТКСО

		Вид ресурса по типу передачи			
		Передача с промежуточным и телами качения и свободной обоймой	Передача с промежуточными телами качения (разработка проф. Ан И – Кана)	Китайская передача с циклоидальным зацеплением “GUOMAO”	Сложный немецкий редуктор циклоидального типа “SPINEA”
Вид организации	Военно – промышленные предприятия				
	Коммерческие предприятия				
	Научно – производственные комплексы				

 - Фирма А  - Фирма Б  - Фирма В

В приведенной карте сегментирования показано, какие ниши на рынке услуг по типам передач не заняты конкурентами или где уровень конкуренции низок.

Результаты сегментирования:

1. Определены основные сегменты данного рынка;
2. Более свободными сегментами являются: передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой, передача с промежуточными телами качения;
3. Более привлекательным сегментом для предприятий является: передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой;

В таком случае необходимо прорабатывать сегмент: передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

4.2.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Конкурентные технические решения в интересующей исследуемой области необходимо постоянно просматривать для изучения и анализа возможных конкурентов, их разработок и материалов. Такие действия помогают вносить корректировки в научную работу и понимать в каком направлении актуальнее и выгоднее будет двигаться.

Анализ конкурентных технических решений с точки зрения ресурсоэффективности и ресурсосбережения дает сравнительные характеристики конкурентных решений с разработанным продуктом.

Зачастую анализ проводят с помощью оценочной карты сравнения конкурентных решений. В таблице 6 составлена такая карта сравнения передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой с ее конкурентами.

Таблица 6 – Оценочная карта сравнения конкурентных технических решений

№	Критерии оценки	Вес критерия	Баллы				Конкурентоспособность			
			Б _{к1}	Б _{к2}	Б _{к3}	Б _{к4}	К _{к1}	К _{к2}	К _{к3}	К _{к4}
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Технические критерии оценки ресурсоэффективности										
1	Простота изготовления	0,09	3	5	4	3	0,27	0,45	0,36	0,27
2	Энергоэкономичность	0,03	4	4	3	3	0,12	0,12	0,09	0,09
3	Надежность	0,05	5	4	3	5	0,25	0,2	0,15	0,25
4	Функциональная мощность (предоставляемые возможности)	0,12	4	4	3	5	0,48	0,48	0,36	0,6
5	Простота обслуживания и ремонтов	0,06	3	3	1	1	0,18	0,18	0,06	0,06
6	Материалоемкость	0,04	4	3	1	1	0,16	0,12	0,04	0,04
7	Широта области применения	0,04	5	5	5	2	0,2	0,2	0,2	0,08

Экономические критерии оценки эффективности										
1	Конкурентоспособность продукта	0,08	5	2	3	4	0,4	0,16	0,24	0,32
2	Уровень проникновения на рынок	0,07	5	4	3	3	0,35	0,28	0,21	0,21
3	Цена	0,14	3	3	1	1	0,42	0,42	0,14	0,14
4	Стоимость обслуживания и ремонтов	0,1	3	3	2	1	0,3	0,3	0,2	0,1
5	Финансирование научной разработки	0,07	5	5	4	3	0,35	0,35	0,28	0,21
6	Срок выхода на рынок	0,07	3	3	3	3	0,21	0,21	0,21	0,21
7	Предполагаемый срок эксплуатации	0,04	5	3	3	4	0,2	0,12	0,12	0,16
	Итого	1	57	51	39	39	3,89	3,59	2,66	2,74

Анализ конкурентных технических решений определяется по формуле:

$$K = \sum B_i \cdot B_i,$$

где:

K – конкурентоспособность научной разработки или конкурента;

B_i – вес показателя (в долях единицы);

B_i – балл i -го показателя.

В заключении стоит отметить, что уязвимость конкурентных технических решений обусловлена слабыми техническими показателями предлагаемого продукта и его высокой конечной стоимостью. Для примера, в Российской Федерации конкурентных продуктов немного, именно поэтому в сравнение были добавлены немецкие и китайские решения, так как эти два государства очень плотно занимаются развитием данного типа передач. Для того, чтобы транспортировать готовый продукт из Китая или Германии, тем более в нынешнее время, необходимо учитывать крупные транспортные и таможенные расходы. В этом заключается основной нюанс импортных передач.

Простота и стоимость, обслуживания и ремонтов российских передач будет несопоставима с импортными конкурентными решениями. Передачи являются сложными в настоящее время, так как имеют строгую секретность или коммерческую тайну. Поэтому пробовать обслуживать и ремонтировать продукт самостоятельно будет практически бесполезно. А командировать немецких или китайских инженеров в Российскую Федерацию довольно накладно.

Если сравнивать исследуемый продукт с разработкой профессора Ан И-Кана, то его разработка уступает передаче с ПТКСО в критериях: надежность и материалоемкость. Также один из немаловажных показателей – это конкурентоспособность продукта. Этот показатель максимальный у исследуемого в данной работе, продукта, так как он имеет больше преимуществ перед его конкурентами.

Аналогов разработанной системы не существует. Существуют только конкурентные технические решения. При правильной проработке исследовательского проекта, вполне реально занять свою нишу на рынке и расширить определенную его долю.

4.2.3 SWOT – анализ

SWOT - анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта. Матрица составляется на основе анализа рынка и конкурентных технических решений, и показывает сильные и слабые стороны проекта, возможности и угрозы для разработки.

SWOT – анализ подразделяется на три этапа. Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон проекта, в выявлении возможностей и угроз для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде. Матрица SWOT представлена в таблице 7.

Таблица 7 – Матрица SWOT

	Сильные стороны С1. Высокая надежность и долговечность передачи. С2. Более низкая стоимость готового продукта в сравнении с конкурентами. С3. Практически максимальная конкурентоспособность продукта. С4. Широкий спектр технических вариаций передачи, благодаря широкому диапазону передаточных отношений. С5. Сравнительно низкая стоимость обслуживания ремонтов передачи.	Слабые стороны Сл1. Зарекомендованность конкурентных предприятий, благодаря истории продаж. Сл2. Большое количество вариаций, что увеличивает время на расчеты.
Возможности В1. Политические санкции, как возможность вытеснить конкурентов с рынка. В2. Использование гидроабразивной и электроэрозионной установки для получения профиля передачи. В3. Получение гранта от государства на развитие новых технологий. В4. Возможность внедрения продукта в серийное или массовое производство.		

В5. Продажа продукта более серьезному игроку на рынке.		
Угрозы У1. Несвоевременное финансирование. У2. Резкое изменение политической обстановки. У3. Появление на рынке более высокотехнологичного конкурентного решения. У4. Отсутствие оборудования для массового производства. У5. Проблема с поиском кадров.		

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений.

Соотношения параметров представлены в таблицах 8 – 11.

Таблица 8 – Соотношение возможностей и сильных сторон

		Сильные стороны проекта				
		С1	С2	С3	С4	С5
Возможности проекта	В1	-	+	+	+	-
	В2	+	-	0	0	-
	В3	-	0	-	-	+
	В4	+	+	+	+	+
	В5	+	0	+	+	+

Таблица 9 – Соотношение возможностей и слабых сторон

		Слабые стороны проекта	
		Сл1	Сл2
Возможности проекта	В1	-	-
	В2	-	-
	В3	-	-

	B4	-	+
	B5	+	0

Таблица 10 – Соотношение угроз и сильных сторон

		Сильные стороны проекта				
		C1	C2	C3	C4	C5
Угрозы проекта	Y1	-	0	-	-	+
	Y2	-	+	+	-	+
	Y3	+	+	+	+	+
	Y4	-	+	-	-	-
	Y5	-	+	-	-	-

Таблица 11 – Соотношение угроз и слабых сторон

		Слабые стороны проекта	
		Сл1	Сл2
Угрозы проекта	Y1	+	-
	Y2	+	-
	Y3	+	+
	Y4	-	-
	Y5	-	-

В рамках третьего составляется итоговая матрица SWOT-анализа, расположенная в таблице 12.

Таблица 12 – SWOT – анализ

	Сильные стороны	Слабые стороны
	C1. Высокая надежность и долговечность передачи. C2. Более низкая стоимость готового продукта в сравнении с конкурентами. C3. Практически максимальная конкурентоспособность продукта. C4. Широкий спектр технических вариаций передачи, благодаря	Сл1. Зарекомендованность конкурентных предприятий, благодаря истории продаж. Сл2. Большое количество вариаций, что увеличивает время на расчеты.

	широкому диапазону передаточных отношений. С5. Сравнительно низкая стоимость обслуживания ремонтов передачи.	
Возможности В1. Политические санкции, как возможность вытеснить конкурентов с рынка. В2. Использование гидроабразивной и электроэрозионной установки для получения профиля передачи. В3. Получение гранта от государства на развитие новых технологий. В4. Возможность внедрения продукта в серийное или массовое производство. В5. Продажа продукта более серьезному игроку на рынке.	В4В3С2. Получение крупных государственных оборонных заказов, вследствие взаимодействия с государством. В2С1. Создание передач с ПТКСО с повышенной точностью. В5С3. Получение выгоды, за счет продажи мощного продукта заинтересованному лицу.	В1Сл1. Политические санкции, приведут к уходу иностранных конкурентов с рынка. В4Сл2. Из-за перехода с единичного производства на серийное возникнут проблемы с задержками в проектировании и выпуске новых изделий. В5Сл1. Очень высокая вероятность заинтересованности одного из конкурентов в приобретении технического решения.
Угрозы У1. Несвоевременное финансирование. У2. Резкое изменение политической обстановки. У3. Появление на рынке более высокотехнологичного конкурентного решения. У4. Отсутствие оборудования для массового производства.	У2С1С2. Изменение политической обстановки может привести к появлению экспорта продукта за границу. У4С2. Повышение стоимости готового продукта из-за отсутствия профессионального и высокопроизводительного оборудования.	У5Сл2. В связи с нехваткой кадрового состава, будут возникать задержки в проектировании передач по новым заказам. У3Сл1. Вытеснение с рынка конкурентом.

У5. Проблема с поиском кадров.	У5С5. Нехватка кадрового состава для ремонта и обслуживания проданных изделий.	
--------------------------------	--	--

Результаты SWOT – анализа: в ходе анализа были рассмотрены сильные и слабые стороны проекта, его возможности и угрозы. В заключении стоит отметить, что у проекта есть два пути развития событий: 1. При благополучной политической обстановке есть возможность ухода с рынка импортных игроков, тогда и поднимется финансирование со стороны государства и госзаказы. 2. При отмене санкций, все импортные конкуренты вернутся, в этом случае будет сложно бороться и придется продать им интересный продукт.

4.2.4 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) [19]. Для этого необходимо заполнить специальную форму, содержащую показатели о степени проработанности проекта с позиции коммерциализации и компетенциям разработчика научного проекта. Перечень вопросов приведен в таблице 13.

Таблица 13 – Бланк оценки степени готовности научного проекта к коммерциализации

№ п/п	Наименование	Степень проработанности научного проекта	Уровень имеющихся знаний у разработчика
1.	Определен имеющийся научно-технический задел	5	4
2.	Определены перспективные направления коммерциализации научно-технического задела	4	4
3.	Определены отрасли и технологии (товары, услуги) для предложения на рынке	5	4

4.	Определена товарная форма научно-технического задела для представления на рынок	2	2
5.	Определены авторы и осуществлена охрана их прав	4	3
6.	Проведена оценка стоимости интеллектуальной собственности	3	2
7.	Проведены маркетинговые исследования рынков сбыта	3	3
8.	Разработан бизнес-план коммерциализации научной разработки	3	3
9.	Определены пути продвижения научной разработки на рынок	4	4
10.	Разработана стратегия (форма) реализации научной разработки	3	5
11.	Проработаны вопросы международного сотрудничества и выхода на зарубежный рынок	2	3
12.	Проработаны вопросы использования услуг инфраструктуры поддержки, получения льгот	2	2
13.	Проработаны вопросы финансирования коммерциализации научной разработки	3	3
14.	Имеется команда для коммерциализации научной разработки	2	3
15.	Проработан механизм реализации научного проекта	2	4
	ИТОГО БАЛЛОВ	47	49

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

$$B_{\text{сум}} = \sum B_i,$$

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

B_i – балл по i – му показателю.

Значение $B_{\text{сум}}$ позволяет говорить о мере готовности научной разработки и ее разработчика к коммерциализации. Так как значение $B_{\text{сум}}$ в диапазоне 47 – 49 баллов, можно сделать вывод, что перспективность проекта выше среднего. Согласно таблице, необходимо работать в направлениях повышения знаний и проработки всех различных коммерческих вопросов.

4.2.5 Методы коммерциализации результатов научно – технического исследования

Перспективность проекта выше среднего. Готовность организовать предприятие не представляется возможным. Но вполне реально пойти следующими методами коммерциализации: торговля патентными лицензиями; передача ноу – хау; инжиниринг. Степени проработанности научного проекта и уровень знаний разработчика достаточны для реализации данных методов.

4.3 Инициация проекта

Группа процессов инициации состоит из процессов, которые выполняются для определения нового проекта или новой фазы существующего. В рамках процессов инициации определяются изначальные цели и содержание и фиксируются изначальные финансовые ресурсы. Определяются внутренние и внешние заинтересованные стороны проекта, которые будут взаимодействовать и влиять на общий результат научного проекта.

4.3.1 Цели и результат проекта

Для закрепления целей и результата проекта составим две таблицы. Таблица 14 включает в себя список заинтересованных лиц, которые принимают прямое участие в проекте и их ожидания. Затем составляется таблица целей и достигаемого результата данного проекта.

Таблица 14 – Заинтересованные стороны проекта

Заинтересованные стороны проекта	Ожидание заинтересованных сторон
Пользователь	Получение надежного продукта
Производитель	Получение прибыли со своего продукта
Научный руководитель, студент	Выполненная выпускная квалификационная работа

Цели и результат проекта представлены в таблице 15:

Таблица 15 – Цели и результат проекта

Цели проекта:	• получить информацию от заказчиков; • спроектировать передачи в соответствии с техническими заданиями; • проверить изделие на прочность при помощи CAE – программ; • произвести расчет стоимости изделия • произвести расчет стоимости постановки изделия на производство;
----------------------	---

	• спроектировать и предложить технологический процесс для создания изделия, в соответствии с типом производства; • внедрить технологический процесс на производстве; • выполнять поддержку с пользователями.
Ожидаемый результат проекта:	Успешный выход на серийное или массовое производство продукта
Критерии приемки результата проекта:	Соответствие заявленной работоспособности, долговечности и технических характеристик с реальными результатами, полученными на специальных стендах
Требования к результату проекта:	Требование: • Производитель по необходимости готов отправить команду на монтаж и пуск изделий; • Разработанная передача соответствует заявленным техническим характеристикам; • Долговечность передачи соответствует гарантии, и в случае поломки в гарантийный период производитель ремонтирует изделие за свой счет; • Техническое обслуживание проводит специальный обученный персонал от производителя.

4.3.2 Организационная структура проекта

Организационная структура из себя представляет список лиц, принимающих участие в выполнении проекта. Также эта структура включает в себя роль каждого участника данного проекта и выполняемые им функции. Для более простого способа донесения информации по этому пункту в таблице 16 размещена организационная структура данного проекта.

Таблица 16 – Организационная структура проекта

№ п/п	ФИО, основное место работы, должность	Роль в проекте	Функции	Трудозатраты, час.
1	Чавров Егор Сергеевич, НИ ТПУ, студент - магистр	Магистр - разработчик	Выполняет проект	776
2	Ефременков Егор Алексеевич, НИ ТПУ, доцент ОМШ ИШНПТ	Научный руководитель	Отвечает за реализацию проекта в пределах заданных ограничений по ресурсам, координирует деятельность участников проекта	42
3	Гасанов Магеррам Али оглы, НИ ТПУ, профессор ОСГН ШБИП	Консультант по разделу: “Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение”	Специалист, консультирующий магистра и обладающий компетенциями в области финансового менеджмента	27
4	Антоневич Ольга Алексеевна, НИ ТПУ, доцент ООД ШБИП	Консультант по разделу: “Социальная ответственность”	Специалист, консультирующий магистра и обладающий компетенциями в области социальной ответственности	27

5	Южакова Мария Александровна, НИ ТПУ, старший преподаватель ОИЯ ШБИП	Консультант по разделу: “Иностранный язык”	Специалист, консультирующий магистра и обладающий компетенциями в области иностранного языка	27
ИТОГО:				899

4.3.3 Ограничения и допущения проекта

Ограничения проекта – это все факторы, которые могут послужить ограничением степени свободы участников команды проекта, а также «границы проекта» - параметры проекта или его продукта, которые не будут реализованных в рамках данного проекта (табл. 17).

Таблица 17 – Ограничения проекта

Фактор	Ограничения/Допущения
3.1. Бюджет проекта	600000 рублей (шестьсот тысяч рублей)
3.1.1. Источник финансирования	НИ ТПУ
3.2. Сроки проекта:	09.01.2023 – 31.05.2023
3.2.1. Дата утверждения плана управления проектом	12.01.2023
3.2.2. Дата завершения проекта	31.05.2023
3.3. Прочие ограничения и допущения*	Ограничение работы научного руководителя над проектом составляет 2 часа в неделю

4.4 Планирование управления научно – техническим проектом

4.4.1 Иерархическая структура работ проекта

Иерархическая структура работ (ИСР) – детализация укрупненной структуры работ. В процессе создания ИСР структурируется и определяется содержание всего проекта. На рисунке 27 представлена иерархическая структура работ по выпускной квалификационной работе.

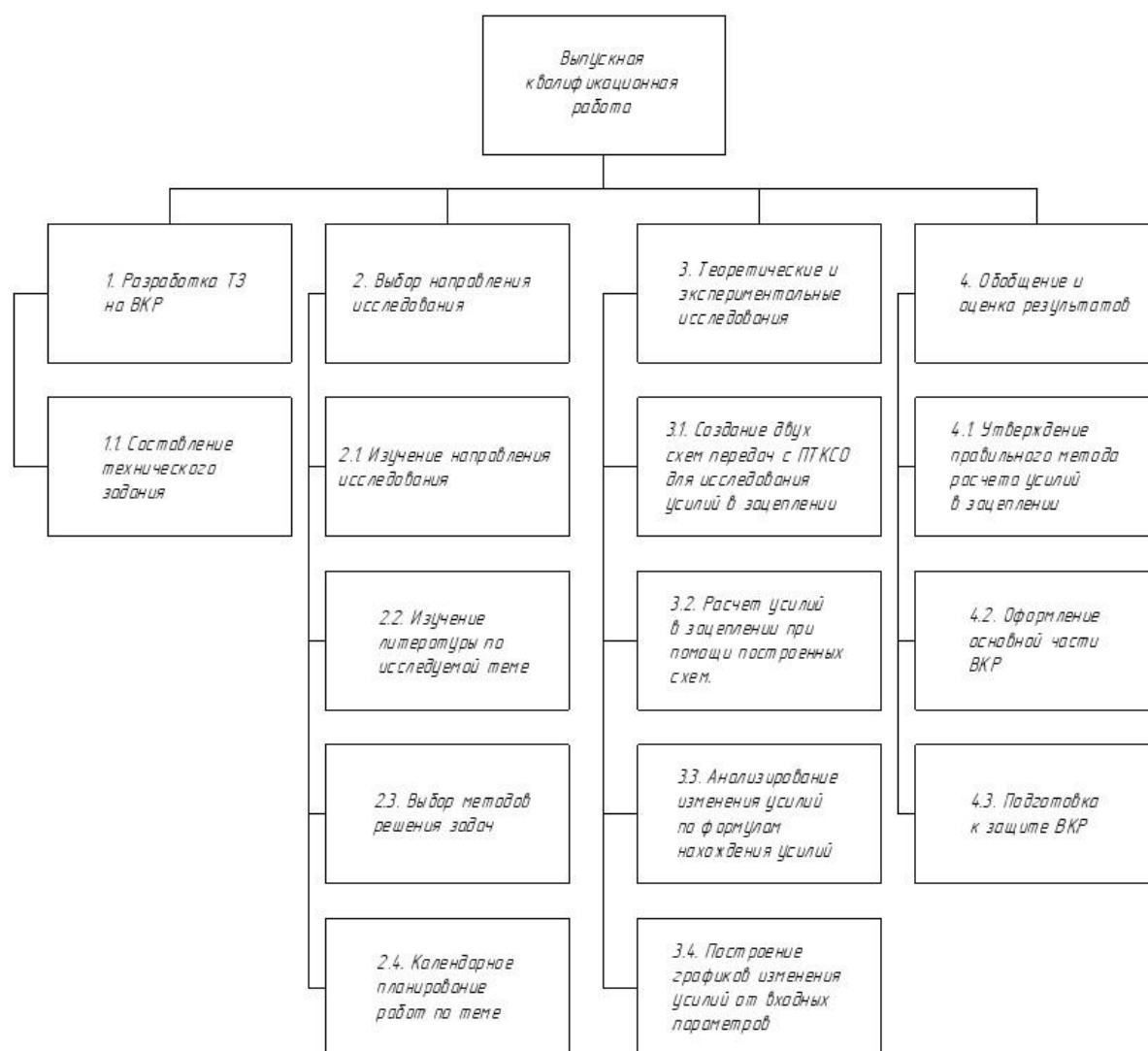


Рисунок 27 – Иерархическая структура по ВКР

4.4.2 Контрольные события проекта

В рамках данного раздела определим ключевые события проекта, определим их даты и результаты, которые должны быть получены по состоянию на эти даты. Результаты данного раздела расположены в таблице 18.

Таблица 18 – Контрольные события проекта

№ п/п	Контрольное событие	Дата	Результат (подтверждающий документ)
1	Оформление схем для расчета усилий	10.03.2023	Две схемы выполненные в программе Компас – 3D
2	Расчет усилий по обеим схемам и сравнение полученных результатов	10.04.2023	Расчеты в тетради
3	Подведение итогов	15.04.2023	Сформированные выводы по проделанной работе
4	Оформление основного раздела выпускной квалификационной работы	10.05.2023	Оформленная ВКР в программе Microsoft Word
5	Проверка ВКР на антиплагиат и выгрузка в общий доступ. Подготовка к защите ВКР	31.05.2023	Принятие работы системой антиплагиат и электронным архивом ТПУ

4.4.3 План проекта

Диаграмма Ганта – это тип столбчатых диаграмм (гистограмм), который используется для иллюстрации календарного плана проекта, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ.

График строится в виде таблицы 19 с разбивкой по месяцам и декадам (10 дней) за период времени выполнения научного проекта. При этом работы на графике выделены заливкой для студента и штриховкой для руководителя.

Таблица 19 – Календарный план-график проведения НИОКР по теме

Код работ ты (из ИСР)	Вид работ	Исполнители	Т _к , кал. дн.	Продолжительность выполнения работ														
				Янв.			Февр.			Март			Апр.			Май.		
				1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1.1.	Составление технического задания	Р	2															
2.1.	Изучение направления исследования	С	5															
2.2.	Изучение литературы по исследуемой теме	Р, С	20															
2.3.	Выбор методов решения задач	Р, С	2															
2.4.	Календарное планирование работ по теме	Р	2															
3.1.	Создание двух схем передач с ПТКСО для исследования усилий в зацеплении	С	25															
3.2.	Расчет усилий в зацеплении при помощи построенных схем	С	25															
3.3.	Анализирование изменения усилий по формулам нахождения усилий	Р, С	10															
3.4.	Построение графиков изменения усилий от входных	С	5															

	параметров																		
4.1.	Утверждение правильного метода расчета усилий в зацеплении	Р, С	5																
4.2.	Оформление основной части ВКР	Р, С	25																
4.3.	Подготовка к защите ВКР	С	5																

4.4.4 Бюджет научного исследования

При планировании бюджета проекта учитывались все виды расходов, связанные с его выполнением. Составим список всех видов расходов:

1. Материальные затраты проекта;
2. Затраты на специальное оборудование для научных работ;
3. Основная заработная плата исполнителей проекта;
4. Дополнительная заработная плата исполнителей проекта;
5. Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
6. Накладные расходы научного исследования.

Материальные затраты проекта

Таблица 20 содержит расходы на все материалы, используемые при исследовании.

Таблица 20 – Материальные затраты

Наименование материалов	Цена за ед., руб.	Кол – во, ед.	Сумма, руб.
Ручки шариковые	63	6	378
Карандаши	20	4	80
Линейки	150	2	300
Бумага офисная А4 500л	350	1	350
Картридж для лазерного принтера	1000	1	1000
Тетради в клетку 48л	69	3	207
Электроэнергия	3,16	120	379,2
Отопление помещения	5000	5	25000
Итого:			27694,2

Расчет затрат на специальное оборудование

В данную статью включают все затраты, связанные с приобретением специального оборудования (приборов, контрольно-измерительной аппаратуры, стендов, устройств и механизмов), необходимого для проведения работ по конкретной теме. Определение стоимости спецоборудования производится по действующим прейскурантам, а в ряде случаев по договорной цене.

Для выполнения анализа изменения усилий в зацеплении передачи с ПТКСО необходимо два персональных компьютера (ПК) с комплектующими для студента и руководителя, а также черно-белый принтер для печати различных документов. Для работы за ПК необходима лицензия операционной системы Windows, для проектирования чертежей и эскизов требуется лицензия программы Компас – 3D, а для оформления ВКР необходима лицензия программы Microsoft Office Word. Все расходы, связанные с данной статьей внесены в таблицу 21.

Таблица 21 – Затраты на специальное оборудование для проекта

№ п/п	Наименование оборудования	Кол–во единиц оборудования	Цена единицы оборудования [20], руб.	Общая стоимость оборудования, руб.
1	ПК ZET Gaming NEO M044	2	61799	123598
2	27” Монитор AOC 27B3NM черный	2	12999	25998
3	Клавиатура проводная Logitech K200	2	1399	2798
4	Мышь проводная Logitech B100	2	899	1798
5	Принтер лазерный HP LaserJet M111w	1	12899	12899
6	Операционная система Microsoft Windows 11 Pro	2	20999	41998

7	ПО Microsoft Office 2021 для дома и учебы	2	9999	19998
8	Лицензия Компас-3D v21 на квартал	2	29100	58200
Итого:				287287

Расчет основной заработной платы

В настоящую статью включается основная заработная плата научного руководителя и студента – магистра. Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы оплаты труда. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы (размер определяется Положением об оплате труда). Основная заработная плата сведена в таблице 22.

Таблица 22 – Основная заработная плата исполнителей

№ п/п	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел. –дн.	Зарботная плата приходящаяся на один чел. – дн., руб.	Всего, заработная плата по тарифу (окладам), руб.
1		Научный руководитель	5,25	4573,82	24012,55
2		Студент - магистр	97	1238,13	120098,96
Итого:					144111,51

Статьи включают основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением проекта, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату.

$$C_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп},$$

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

$Z_{доп}$ – дополнительная заработная плата одного работника.

Основная заработная плата ($Z_{\text{осн}}$) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_{\text{раб}},$$

где $Z_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата одного работника;

$T_{\text{раб}}$ – продолжительность работы, выполняемой работником в рабочих днях.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}},$$

где $Z_{\text{м}}$ – месячный должностной оклад работника;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

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

$F_{\text{д}}$ – действительный годовой фонд рабочего времени исполнителей проекта в рабочих днях.

Таблица 23 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Магистр
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней		
- выходные дни	91	91
- праздничные дни	27	27
Потери рабочего времени		
- отпуск	56	28
- невыходы по болезни	–	–
Действительный годовой фонд рабочего времени	191	219

Месячный должностной оклад работника:

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

где $Z_{\text{б}}$ – базовый оклад;

$k_{\text{пр}}$ – премиальный коэффициент (определяется Положением об оплате труда);

$k_{\text{д}}$ – коэффициент доплат и надбавок (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: определяется Положением об оплате труда);

k_p – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Тогда для научного руководителя:

$$З_m = 40000 \cdot (1 + 0,3 + 0,2) \cdot 1,3 = 78000 \text{ рублей};$$

$$З_{дн} = \frac{78000 \cdot 11,2}{191} = 4573,82 \text{ рублей};$$

$$З_{осн} = 4573,82 \cdot 5,25 = 24012,55 \text{ рублей.}$$

А для студента - магистра:

$$З_m = 16242 \cdot 1 \cdot 1,3 = 21114,6 \text{ рублей};$$

$$З_{дн} = \frac{21114,6 \cdot 11,2}{191} = 1238,13 \text{ рублей};$$

$$З_{осн} = 1238,13 \cdot 97 = 120098,96 \text{ рублей.}$$

Таблица 24 – Результаты расчета основной заработной платы

Исполнители	З _б , руб.	k_p	З _м , руб	З _{дн} , руб.	Т _р , раб. дн.	З _{осн} , руб.
Руководитель	40000	1,3	78000	4573,82	5,25	24012,55
Магистр	16242	1,3	21114,6	1238,13	97	120098,96
Итого по статье З _{осн} :						144111,51

Расчет дополнительной заработной платы

Дополнительная заработная плата включает оплату за непроработанное время (очередной и учебный отпуск, выполнение государственных обязанностей, выплата вознаграждений за выслугу лет и т.п.) и рассчитывается исходя из 10-15% от основной заработной платы, работников, непосредственно участвующих в выполнении темы:

$$З_{доп} = k_{доп} \cdot З_{осн},$$

где $З_{доп}$ – дополнительная заработная плата, руб.;

$k_{доп}$ – коэффициент дополнительной зарплаты ($k_{доп} = 0,1$);

$З_{осн}$ – основная заработная плата, руб.

Для научного руководителя:

$$З_{доп} = 0,1 \cdot 24012,55 = 2401,25 \text{ рублей.}$$

Для студента – магистра:

$$З_{доп} = 0,1 \cdot 120098,96 = 12009,90 \text{ рублей.}$$

В таблице 25 приведена форма расчёта основной и дополнительной заработной платы.

Таблица 25 – Заработная плата исполнителей проекта

Заработная плата	Руководитель	Студент
Основная заработная плата, руб.	24012,55	120098,96
Дополнительная заработная плата, руб.	2401,25	12009,90
Заработная плата исполнителя, руб.	26413,80	132108,86
Итого по статье С _{зп} , руб.	158522,66	

Расчет отчислений на социальные нужды

Статья включает в себя отчисления во внебюджетные фонды:

$$C_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}),$$

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

Согласно пункту 3 статьи 425 Налогового кодекса Российской Федерации - общая ставка взносов в 2023 году составляет 30%.

Отчисления для руководителя:

$$C_{\text{внеб}} = 0,3 \cdot (24012,55 + 2401,25) = 7924,14 \text{ рублей.}$$

Отчисления для студента:

$$C_{\text{внеб}} = 0,3 \cdot (120098,96 + 12009,90) = 39632,58 \text{ рублей.}$$

Расчет накладных расходов

В эту статью включаются затраты на управление и хозяйственное обслуживание, которые могут быть отнесены непосредственно на конкретную тему. Кроме того, сюда относятся расходы по содержанию, эксплуатации и ремонту оборудования, производственного инструмента и инвентаря, зданий, сооружений и др. В расчетах эти расходы принимаются в размере 70 - 90 % от суммы основной заработной платы научно-производственного персонала данной научно-технической организации.

Накладные расходы составляют 80-100 % от суммы основной и дополнительной заработной платы, работников, непосредственно участвующих в выполнение темы.

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

$$C_{\text{накл}} = k_{\text{накл}} \cdot (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}),$$

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

Тогда накладные расходы для руководителя:

$$C_{\text{накл}} = 0,3 \cdot (24012,55 + 2401,25) = 7924,14 \text{ рублей.}$$

А накладные расходы для студента:

$$C_{\text{накл}} = 0,3 \cdot (120098,96 + 12009,90) = 39632,58 \text{ рублей.}$$

Формирование бюджета затрат научно – исследовательского проекта

На основании полученных данных по отдельным статьям затрат составляется калькуляция плановой себестоимости НТИ “Анализ изменения усилий в зацеплении с ПТКСО”. В таблице 26 размещена калькуляция.

Таблица 26 – Бюджет затрат НТИ

№	Статьи						
	Сырье, материалы (за вычетом возвратных отходов), покупные изделия и полуфабрикаты, руб.	Специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ, руб.	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.	Отчисления на социальные нужды, руб.	Накладные расходы, руб.	Итого плановая себестоимость, руб.
1	27694,2	287287	144111,51	14411,15	47556,72	47556,72	568617,3

В результате было получено, что бюджет затрат НТИ составит 568617,30 руб.

4.4.5 Организационная структура проекта

В практике используется несколько базовых вариантов организационных структур: функциональная, проектная, матричная.

Для выбора наиболее подходящей организационной структуры можно воспользоваться таблицей 27.

Таблица 27 – Выбор организационной структуры научного проекта

Критерии выбора	Функциональная	Матричная	Проектная
Степень неопределенности условий реализации проекта	Низкая	Высокая	Высокая
Технология проекта	Стандартная	Сложная	Новая
Сложность проекта	Низкая	Средняя	Высокая
Взаимозависимость между отдельными частями проекта	Низкая	Средняя	Высокая
Критичность фактора времени (обязательства по срокам завершения работ)	Низкая	Средняя	Высокая
Взаимосвязь и взаимозависимость проекта от организаций более высокого уровня	Высокая	Средняя	Низкая

В данном случае выбор лежит к проектной структуре проекта из-за особенностей разработки. Составляющей проекта является передача с ПТКСО, постоянно совершенствующаяся, так как исследований в этом направлении совершенно мало. Также основной причиной выбора проектной структуры является то, что технология проекта является новой, и имеются ограниченные сроки реализации.

4.4.6 План управления коммуникациями проекта

План управления коммуникациями отражает требования к коммуникациям со стороны участников проекта. План управления коммуникациями приведен в таблице 28.

Таблица 28 – Плана управления коммуникациями

№ п/п	Какая информация передается	Кто передает информацию	Кому передается информация	Когда передает информацию
1.	Статус проекта	Руководитель проекта	Представителю заказчика	Ежемесячно (15 - е число месяца)

2.	Обмен информацией о текущем состоянии проекта	Исполнитель проекта	Участникам проекта	Еженедельно (среда)
3.	Документы и информация по проекту	Исполнитель проекта	Руководителю проекта	Не позже сроков графиков и к. точек
4.	О выполнении контрольной точке	Исполнитель проекта	Руководителю проекта	Не позже дня контрольного события по плану управления

4.4.7 Реестр рисков проекта

Идентифицированные риски проекта включают в себя возможные неопределенные события, которые могут возникнуть в проекте и вызвать последствия, которые повлекут за собой нежелательные эффекты. Информацию по данному разделу сведем в таблице 29.

Таблица 29 – Реестр рисков

№	Риск	Потенциальное воздействие	Вероятность наступления (1-5)	Влияние риска (1-5)	Уровень риска*	Способы смягчения риска	Условия наступления
1	Потеря актуальности		1	5	высокий	Разработка новых технических решений в области передач с ПТК	Появление новых конкурентных решений, в разы превышающие актуальность и рациональность использования данного решения
2	Проблемы с финансированием		3	5	средний	Поиск спонсоров	Проблемы с финансированием проекта. Потеря интереса к проекту у спонсора.

4.5 Определение ресурсной, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

4.5.1 Оценка абсолютной эффективности проекта

В основе проектного подхода к инвестиционной деятельности предприятия лежит принцип денежных потоков (cash flow). Особенностью является его прогнозный и долгосрочный характер, поэтому в применяемом подходе к анализу учитываются фактор времени и фактор риска. Для оценки общей экономической эффективности инноваций в качестве основных показателей рекомендуются:

- 1) чистый доход;
- 2) чистый дисконтированный доход;
- 3) внутренняя норма доходности;
- 4) потребность в дополнительном финансировании;
- 5) срок окупаемости;
- 6) индексы доходности затрат и инвестиций и др.;

Коэффициент дисконтирования определяется по формуле:

$$K_d = \frac{1}{(1+E)^t},$$

где E – ставка дисконтирования за период;

t – порядковый номер периода с начала реализации проекта

Ставка дисконтирования (E) зависит от приемлемого уровня доходности на инвестируемый капитал. Она может равняться доходности по депозитам, ценным бумагам и другим альтернативным направлениям инвестирования.

Составим план денежных потоков в таблице 30. Примем продолжительность шага за полгода (6 месяцев). Поступления денежных средств занесем со знаком (+), оттоки со знаком (-).

Таблица 30 – План денежных потоков

№	Показатель, тыс. руб.	Номер шага расчета, t					
		0	1	2	3	4	5
Операционная деятельность							

1	Выручка без НДС	0,0	2000,0	100,0	100,0	100,0	100,0
2	Полные текущие издержки, в т. ч.:	-568,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3	прямые материальные затраты	-287,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4	ФОТ, основных рабочих, включая взносы во внебюджетные фонды	-206,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5	силовая энергия	-0,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6	общепроизводственные расходы	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7	общехозяйственные расходы	-27,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8	коммерческие расходы	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9	прочие расходы	-47,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10	Денежный поток от производственной деятельности (п.1 – п.2)	-568,7	2000,0	100,0	100,0	100,0	100,0
Инвестиционная деятельность							
11	Поступление инвестиций	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12	Капиталовложения, обслуживание инвестиций	-100,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13	Сальдо от инвестиционной деятельности (п.11 + п.12)	-100,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14	Сальдо суммарного потока (п.10 + п.13)	-668,7	2000,0	100,0	100,0	100,0	100,0
15	Сальдо накопленного потока	-668,7	1331,3	1431,3	1531,3	1631,3	1731,3
16	Коэффициент дисконтирования при ставке дохода 10%	1,000	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621
17	Дисконтированное сальдо суммарного потока (стр.14 * стр.16)	-668,7	1818,0	82,6	75,1	68,3	62,1

18	Дисконтированные инвестиции (стр.12 * стр.16)	-100,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
----	---	--------	-----	-----	-----	-----	-----

Чистый доход (ЧД) указан в последнем столбце, 15 строки, 30 таблицы: ЧД=1731,3 тыс. руб. Определим ЧДД проекта при норме дисконта $E=10\%$, приводя поток к шагу 0 ($t_0 = 0$). Чистый дисконтированный доход определяется суммированием строки 17: ЧДД = 1437,4 тыс. руб. Таким образом, проект, приведенный в примере, эффективен.

ВНД определяется, исходя из строки 14, подбором значения нормы дисконта. В результате получим ВНД=21%. Это еще раз подтверждает эффективность проекта, так как $ВНД > E$. Потребность в финансировании (ПФ) определяется максимальным отрицательным значением по строке 15 и равно 668,7 тыс. руб. (в периоде 0).

Сроком окупаемости (payback period) называется продолжительность периода от момента разработки проекта до момента окупаемости. Он определяется путем сопоставления произведенных капитальных вложений с величиной доходов от реализации проекта. Срок окупаемости проекта равен полугоду, т.к. на разработку проекта уходит чуть менее полгода, в данный период идут все затраты, затем проект продается и начинает нести процентную прибыль.

При оценке эффективности инвестиционных проектов так же часто используются:

- 1) индекс доходности затрат;
- 2) индекс доходности инвестиций (ИД).

Определим ИД и ИДД:

$$ИД = 1 + \frac{ЧД}{К} = 1 + \frac{1731,3}{100,0} = 18,3;$$

$$ИДД = 1 + \frac{ЧДД}{ДК} = 1 + \frac{1437,4}{100,0} = 15,4.$$

Таблица 31 – Расчет безубыточности

№	Показатель, тыс. руб.	Номер шага периода, t				
		1	2	3	4	5

1	Выручка без НДС	2000,0	100,0	100,0	100,0	100,0
2	Полные текущие издержки, в т. ч.:	568,7	0,0	0,0	0,0	0,0
3	прямые материальные затраты	287,3	0,0	0,0	0,0	0,0
4	ФОТ, основных рабочих, включая взносы во внебюджетные фонды	206,1	0,0	0,0	0,0	0,0
5	силовая энергия	-0,4	0,0	0,0	0,0	0,0
6	общепроизводственные расходы	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7	общехозяйственные расходы	27,3	0,0	0,0	0,0	0,0
8	коммерческие расходы	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9	прочие расходы	47,6	0,0	0,0	0,0	0,0
10	Условно переменные издержки (стр. 3+4+5+8)	493,8	0,0	0,0	0,0	0,0
11	Уровень безубыточности УБт [(стр. 2 – стр. 10)/(стр. 1 – стр. 10)]	0,186	0,0	0,0	0,0	0,0

Из проведенных расчетов можно заключить, что устойчивость проекта особых подозрений не вызывает.

Для оценки социальной эффективности научного проекта выявим критерии социальной эффективности, на которые влияет реализация научного проекта и оценим степень их влияния (табл. 32).

Таблица 32 – Критерии социальной эффективности

ДО	ПОСЛЕ
Быстрый износ передачи с промежуточными телами качения из - за нагруженного сепаратора	За счет появления подшипника, сепаратор становится разгруженным, что влияет на долговечность узла
По причине наличия гладкого профиля кулачка передача с ПТК имеет сравнимо низкую долговечность	Благодаря разработке (приданию циклоидального профиля кулачку) передача имеет высокую надежность и работоспособность
Эвольвентное зацепление является громоздким и массивным, по этой причине	Компактность передачи с промежуточными телами качения и

не имеет место быть в некоторых готовых изделиях	свободной обоймой, при этом которая может нести высокую нагрузочную способность и передаточные числа
--	--

4.5.2 Оценка сравнительной эффективности исследования

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

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}},$$

где I_{Φ}^p - интегральный финансовый показатель разработки;

Φ_{pi} - стоимость i-го варианта исполнения;

Φ_{max} - максимальная стоимость исполнения научно - исследовательского проекта (в т. ч. аналоги).

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

$$I_m^a = \sum_{i=1}^n a_i b_i^a, I_m^p = \sum_{i=1}^n a_i b_i^p,$$

где I_m – интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов;

a_i – весовой коэффициент i-го параметра;

b_i^a, b_i^p - бальная оценка i-го параметра для аналога и разработки,

устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

n – число параметров сравнения.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности проведен в таблице 33.

Таблица 33 - Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

ПО	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Аналог 1 (передача с ПТК)	Аналог 2 (“GUOMAO”)
Критерии				

1. Способствует росту производительности труда пользователя	0,1	4	3	4
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,15	5	3	2
3. Цена	0,2	4	3	1
4. Энергоэкономичность	0,2	4	4	4
5. Надежность	0,25	5	2	1
6. Материалоемкость	0,1	5	5	2
ИТОГО:	1	27	20	14

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} = \frac{5}{27} = 0,185;$$

$$I_{\Phi}^a = \frac{\Phi_{ai}}{\Phi_{max}} = \frac{4}{20} = 0,2;$$

$$I_{\text{ТП}} = 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,15 + 4 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,25 + 5 \cdot 0,1 = 4,5;$$

$$I_{\text{аналог 1}} = 3 \cdot 0,1 + 3 \cdot 0,15 + 3 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,25 + 5 \cdot 0,1 = 3,15;$$

$$I_{\text{аналог 2}} = 4 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,15 + 1 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,2 + 1 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,1 = 2,15.$$

$$I_{\text{финр}}^p = \frac{I_{\text{Т}}^p}{I_{\Phi}^p} = \frac{4,5}{0,185} = 24,32$$

$$I_{\text{финр}}^a = \frac{I_{\text{Т}}^a}{I_{\Phi}^a} = \frac{3,15}{0,2} = 15,75$$

$$\mathfrak{Z}_{\text{ср}} = \frac{I_{\Phi}^p}{I_{\Phi}^a} = \frac{0,185}{0,2} = 0,925$$

В таблице 34 приведем сравнительную эффективность разработки.

Таблица 34 – Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Аналог	Разработка
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,2	0,185
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	3,15	4,5
3	Интегральный показатель эффективности	15,75	24,32
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	0,925	1,08

Сравнение значений интегральных показателей эффективности позволяет судить о приемлемости существующего варианта решения поставленной в магистерской диссертации технической задачи с позиции финансовой и ресурсной эффективности.

4.6 Заключение

В процессе выполнения раздела “Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение” был рассчитан бюджет затрат проекта, который составил в общей сумме 568617,3 руб. В этот бюджет входят:

- материальные затраты;
- затраты на специальное оборудование;
- затраты по основной и дополнительной заработных платах исполнителей;
- отчисления во внебюджетные фонды;
- накладные расходы.

В целях выполнения магистерской диссертации данный раздел является немаловажным и обязателен к наличию в выпускной квалификационной работе. Также студент демонстрирует свою базу знаний, полученную в высшем учебном заведении по данному направлению.

В ходе работы был проведен экономический анализ проекта, составлен SWOT - анализ, выявлены сильные и слабые стороны проекта, выявлены конкуренты и произведено сравнение с похожими конкурирующими разработками, составлен календарный рейтинг план с расчетом трудозатрат, а также построена диаграмма Ганта на основе этих данных.

В ходе проведения анализа показателей эффективности инвестиций была получена чистая текущая стоимость (NPV) – 1437,4 тыс. руб. Таким образом, данный инвестиционный проект можно считать выгодным, NPV является положительной величиной.

Сравнение значений интегральных показателей эффективности показало, что более эффективным вариантом решения с позиции финансовой и ресурсной эффективности являются передачи с ПТКСО.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа		ФИО	
4АМ1К		Чавров Егор Сергеевич	
Школа	Инженерная школа новых производственных технологий	Отделение (НОЦ)	Отделение машиностроения
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	15.04.01 «Машиностроение»

Тема ВКР:

«Анализ методик определения усилия на опору качения генератора передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой»
--

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

Введение – Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика) и области его применения. – Описание рабочей зоны (рабочего места) при разработке проектного решения	Объект исследования: передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой. Область применения: робототехника, станкостроение, авиастроение, ракетостроение, энергетическое машиностроение, механизмы для нефтегазовой промышленности. Рабочая зона: офисное помещение. Размеры помещения: 5x10 [м]. Количество и наименование оборудования рабочей зоны: ноутбук Acer Nitro 5 (4 шт.), компьютерная мышь A4TECH F3 (4 шт.), стол компьютерный 1,6x0,8x0,75 [м] (4 шт.), кресло компьютерное SU-BK-8 (4 шт.), принтер HP LaserJet P1102 (2 шт.). Рабочие процессы, связанные с объектом исследования, осуществляющиеся в рабочей зоне: работа за компьютером, чтение литературы, измерение размеров деталей и сборочных узлов.
---	---

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности при разработке проектного решения: – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	1. «Трудовой кодекс Российской Федерации» от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 19.12.2022) (с изм. и доп., вступ. в силу с 11.01.2023) 2. СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда». 3. СанПиН 2.2.4.3359-16 "Санитарно-эпидемиологическим требованиям к физическим факторам на рабочих местах". 4. ГОСТ Р ИСО 6385-2016 Эргономика. Применение эргономических принципов при проектировании производственных систем.
2. Производственная безопасность при разработке проектного решения: – Анализ выявленных вредных и опасных производственных факторов – Расчет уровня опасного или вредного производственного фактора	Вредные факторы: - повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны; - отсутствие или недостаток необходимого искусственного освещения; - повышенный уровень и другие неблагоприятные характеристики шума; - перенапряжение зрительного анализатора; - статическая физическая перегрузка, связанная с рабочей позой. Опасные факторы:

	- факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов. Средства индивидуальной защиты: отсутствуют. Средства коллективной защиты: устройство отопления, устройство вентиляции, устройство кондиционирования воздуха, источники света и осветительные приборы. Расчет будет производиться по вредному фактору: отсутствие или недостаток необходимого искусственного освещения.
3. Экологическая безопасность при разработке проектного решения:	Воздействие на селитебную зону: выбросы бытовых отходов в населенном пункте. Воздействие на литосферу: заражение почвы при утилизации, переработке и захоронении материалов компьютерной техники после окончания срока эксплуатации, повреждение почвы бытовыми отходами. Воздействие на гидросферу: поражение водоемов вблизи свалок бытовых отходов, разлив бытовой химии на воде. Воздействие на атмосферу: снижение концентрации кислорода в воздухе, увеличение количества углекислого газа в окружающей среде.
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях при разработке проектного решения:	Возможные ЧС: возгорания, обрушение зданий. Наиболее типичная ЧС: возгорание.
Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент ООД ШБИП	Антоневич Ольга Алексеевна	к. б. н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ1К	Чавров Егор Сергеевич		

5.1 Введение

В данном разделе выпускной квалификационной работы, объектом исследования является - передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой. Анализ изменения усилий в зацеплении передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой выполняется студентом в производственном помещении, так называемом проектном бюро, которое сопоставимо с офисным помещением, но имеет отличие в том, что в смежных помещениях располагаются цехи с совершенно другой, по факторам, рабочей зоной. В проектном и технологическом бюро работа производится на электронно – вычислительных машинах.

В смежных помещениях присутствует металлообрабатывающее оборудование, а также печи для термообработки материалов. Основными операциями в цехах являются: резка, фрезерование, точение, сверление, шлифование, термообработка, контроль качества, сборка, упаковка.

5.2 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Применительно к условиям проекта необходимо учесть ключевые особенности обеспечения безопасности.

1. Режим рабочего времени

Режим рабочего времени регламентирует нормативный документ: “Трудовой кодекс Российской Федерации” от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 19.12.2022) (с изм. и доп., вступ. в силу с 11.01.2023).

Согласно статье 160 Трудового кодекса Российской Федерации: нормы труда - нормы выработки, времени, нормативы численности и другие нормы - устанавливаются в соответствии с достигнутым уровнем техники, технологии, организации производства и труда.

Согласно статье 100 Трудового кодекса Российской Федерации режим рабочего времени должен предусматривать:

- продолжительность рабочей недели (пятидневная с двумя выходными днями, шестидневная с одним выходным днем, рабочая неделя с предоставлением выходных дней по скользящему графику, неполная рабочая неделя);
- необходимость работы с ненормированным рабочим днем для отдельных категорий работников;
- продолжительность ежедневной работы (смены);
- время начала и окончания работы;
- время перерывов на работе;
- число смен в сутки;
- чередование рабочих и нерабочих дней.

Согласно статье 108 Трудового кодекса Российской Федерации: в течение рабочего дня (смены) работнику должен быть предоставлен перерыв для отдыха и питания продолжительностью не более двух часов и не менее 30 минут, который в рабочее время не включается. Правилами внутреннего трудового распорядка или трудовым договором может быть предусмотрено, что указанный перерыв может не предоставляться работнику, если

установленная для него продолжительность ежедневной работы (смены) не превышает четырех часов.

При разработке проектного решения принимают участие четыре студента с графиком работы: пятидневный с двумя выходными днями, 8-ми часовой рабочий день, 1 час перерыва на обед.

2. Защита персональных данных работника

Защита персональных данных каждого из работников регламентируется статьями 86 – 90 Трудового кодекса Российской Федерации, согласно которым работодатель обязан соблюдать их требования.

3. Оплата и нормирование труда

Оплата и нормирование труда каждого из работников регламентируется согласно разделу 6 Трудового кодекса Российской Федерации.

В соответствии со статьей 133 Трудового кодекса Российской Федерации: заработная плата не должна быть ниже МРОТ (16 242 рублей по данным на 25.02.2023);

В соответствии со статьей 131 Трудового кодекса Российской Федерации: выплаты должны производиться в денежной форме, в российской валюте. Часть зарплаты (но не более 20% от месячной выплаты) в исключительных случаях может выплачиваться в иной форме – неденежной.

Каждый из работников может рассчитывать на вышеописанные порядки по оплате и нормированию труда.

4. Требования к производственным зданиям, помещениям и сооружениям

Согласно пункту 5 СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологических требований к условиям труда», площадь помещений для одного работника вне зависимости от вида выполняемых работ должна составлять не менее 4,5 м².

5. Требования к физическим факторам на рабочих местах

Согласно СанПиН 2.2.4.3359-16 "Санитарно-эпидемиологическим требованиям к физическим факторам на рабочих местах", в помещении, где сотрудники непрерывно находятся более двух часов, должно быть

естественное освещение. Исключение составляют помещения, которые разрешено размещать в цокольных и подвальных этажах при необходимости соблюдения технологического процесса. Окна в помещениях, где работают с компьютерами, должны быть ориентированы на север и северо-восток. Оконные проемы необходимо оборудовать регулируемыми жалюзи, внешними козырьками и пр.

6. Применение эргономических принципов при проектировании производственных систем

Нормативный документ ГОСТ Р ИСО 6385-2016 “Эргономика. Применение эргономических принципов при проектировании производственных систем” устанавливает руководство по проектированию производственных систем на основе фундаментальных принципов эргономики.

Эргономические принципы предусматривают размещение каждого из работников в зоне своего рабочего места и расположение в ней предметов труда, которые бы обеспечивали наиболее удобную рабочую позу, наиболее короткие и удобные зоны движения, наименее утомительное положение при длительном повторении определенных движений.

5.3 Производственная безопасность

В данном пункте анализируются потенциально возможные вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при разработке проектируемого решения [21].

Для идентификации потенциальных факторов использовался нормативный документ ГОСТ 12.0.003-2015 “Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация”.

Таблица 35 - Возможные опасные и вредные производственные факторы на рабочем месте по проектированию передач с промежуточными телами качения

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Нормативные документы
Повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны.	ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
Отсутствие или недостаток необходимого искусственного освещения.	СП 52.13330.2016. Естественное и искусственное освещение.
Повышенный уровень и другие неблагоприятные характеристики шума.	СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003
Перенапряжение зрительного анализатора.	ТОИ Р-45-084-01 (утв. Приказом Минсвязи России от 02.07.2001 №№ 162); раздел XXII, СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда»; Трудовой кодекс Российской Федерации; СанПиН 1.2.3685-21 "Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания".
Статическая физическая перегрузка, связанная с рабочей позой	ТОИ Р-45-084-01 (утв. Приказом Минсвязи России от 02.07.2001 №№ 162); раздел XXII, СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям

	труда»; Трудовой кодекс Российской Федерации; СанПиН 1.2.3685-21 "Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания".
Факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов.	ГОСТ Р 12.1.019-2009 Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.

Производственные факторы, связанные с повышенной или пониженной температурой воздуха рабочей зоны

При выполнении анализа изменения усилий в зацеплении передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой на рабочем месте в производственном помещении могут возникнуть проблемы с температурой воздуха. При работе ПЭВМ возникает выделение энергии, из-за чего повышается температура рабочего пространства, важно это учитывать при проектировании систем отопления. Из-за плохой герметичности оконных проемов могут возникнуть высокие тепловые потери, по причине этого в зимнее время, в рабочей зоне будет пониженная температура. По причине некорректного расчета отопительной системы помещения может быть, как повышенная, так и пониженная температура рабочей зоны, относительно нормальной температуры для обозреваемого помещения.

Из-за повышенной или пониженной температуры воздуха рабочей зоны, у работника могут наблюдаться: снижение эффективности и работоспособности, обезвоживание, ухудшения кровоснабжения работающих мышц, переохлаждение организма, заболевания опорно-двигательной системы.

Нормативный документ, регламентирующий температуру воздуха рабочей зоны - ГОСТ 12.1.005-88. "Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны". Для того чтобы определить нормальную

температуру воздуха рабочей зоны, необходимо выбрать категорию работ. В данном случае категория работ – Ib. К категории работ Ib относятся работы, производимые сидя, стоя или связанные с ходьбой и сопровождающиеся некоторым физическим напряжением. Отсюда следует, для категории Ib оптимальная температура рабочей зоны: в холодное время года 21-23 °С; в теплое время года 22-24 °С.

Для предотвращения, необходимо проверить герметичность оконных проемов, провести осмотр системы отопления. В случае необходимости установить дополнительные обогреватели.

Производственные факторы, связанные с отсутствием или недостатком необходимого искусственного освещения

В ходе разработки проектируемого решения могут возникнуть проблемы с недостатком искусственного освещения. Связано это в основном с неправильным расчетом искусственного освещения.

В связи с недостатком искусственного освещения у работника могут появиться такие симптомы, как: усталость, головная боль, расстройство нервной системы, тошнота, головокружение, снижение зрительного восприятия.

Нормативный документ, регламентирующий освещение - СП 52.13330.2016. “Естественное и искусственное освещение”. В случае характеристики работы – очень высокой точности, подразряда зрительной работы – “г” и светлого фона экрана: освещенность должна составлять 1000 люксов при системе комбинированного освещения или 300 люксов при системе общего освещения.

В целях избежания проблемы с искусственным освещением, необходимо произвести расчет искусственного освещения в помещении. При необходимости увеличить или уменьшить количество ламп освещения.

Производственные факторы, связанные с повышенным уровнем и другими неблагоприятными характеристиками шума.

В любом офисном помещении присутствует шум, исходящий от компьютеров и прочей оргтехники.

Повышенный шум на рабочем месте оказывает вредное влияние на организм работника в целом, вызывая неблагоприятные изменения в его органах и системах. Длительно воздействие такого шума способно привести к развитию у работника потери слуха, увеличению риска артериальной гипертензии, болезней сердечно – сосудистой, нервной систем.

Нормативный документ, регламентирующий уровень шума - СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. Согласно данному документу максимальный уровень звука в офисном помещении равен 65 дБА.

Для обеспечения безопасности здоровья работников, необходимо предусмотреть использование малошумного оборудования и его оптимальное размещение.

Производственные факторы, связанные с перенапряжением зрительного анализатора.

При долгой работе за компьютером, возникает перенапряжение зрительного анализатора, вследствие длительного контакта работника с монитором.

У работника длительно контактирующего с компьютером быстро наступает зрительное и общее утомление. Появляются жалобы на чувство разбитости, быстрое утомление при чтении и работе на близком расстоянии, боли режущего и ломящего характера в области глаз, лба, темени, ухудшение зрения, появление периодического двоения предмета и т.д. Развивается комплекс зрительных функциональных расстройств, которые принято называть астенопией.

Нормативные документы, регламентирующие работу за компьютером: ТОИ Р-45-084-01 (утв. Приказом Минсвязи России от 02.07.2001 №№ 162); раздел XXII, СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда»; Трудовой кодекс Российской Федерации; СанПиН 1.2.3685-

21 "Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания".

Необходимо учитывать суммарное время регламентированных перерывов в зависимости от продолжительности работы, вида и категории трудовой деятельности с ПЭВМ. При 8-ми часовой смене и полном контакте с компьютером, суммарное время перерывов должно составлять 90 минут.

Производственные факторы, связанные со статической физической перегрузкой, связанной с рабочей позой

Работник, находящийся в офисе практически постоянно имеет статическую “сидячую” рабочую позу.

При длительном или неправильном нахождении работника в рабочей позе за компьютером могут возникнуть проблемы с опорно – двигательным аппаратом, бессонница, стрессы, нервные расстройства, проблемы с органами дыхания.

Нормативные документы, регламентирующие работу за компьютером: ТОИ Р-45-084-01 (утв. Приказом Минсвязи России от 02.07.2001 №№ 162); раздел XXII, СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда»; Трудовой кодекс Российской Федерации; СанПиН 1.2.3685-21 "Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания".

Для исключения проблем со здоровьем у работника, связанных с работой за компьютером необходимо учитывать суммарное время регламентированных перерывов в зависимости от продолжительности работы, вида и категории трудовой деятельности с ПЭВМ. При 8-ми часовой смене и полном контакте с компьютером, суммарное время перерывов должно составлять 90 минут.

Производственные факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов.

В любом производственном помещении присутствуют электрические приборы и оборудование, розетки 220 В или 380 В, которые могут нести опасность для жизни человека.

Электрический ток при прохождении через тело человека, вызывает нагрев тканей, и может привести к электрическим ожогам кожи и повреждениям подлежащих тканей и органов. Электрические ожоги возникают в местах входа и выхода электрического тока и носят название «меток тока». Электрические ожоги могут показаться незначительными на вид, но на самом деле они зачастую глубокие со значительными повреждениями мышц, костей и внутренних органов. Электрический ток может нарушить работу сердца, вплоть до его остановки. У пострадавшего от удара тока может произойти остановка дыхания.

Нормативный документ, регламентирующий электробезопасность - ГОСТ Р 12.1.019-2009 Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.

Для того, чтобы избежать травмы, связанные с поражением электрическим током, необходимо: проводить постоянные тестирования работников на знание основ электробезопасности; проводить регламентные осмотры технического состояния электроприборов и оборудования, а также электропроводки помещений, цехов и здания в целом; обеспечить каждое помещение аптечкой и огнетушителем, и периодически проверять их состояние и срок годности.

5.3.1 Расчет искусственного освещения производственного помещения

Исходные данные

Длина помещения: $A = 10$ м;

Ширина помещения: $B = 5$ м;

Высота помещения: $H = 4$ м;

4 рабочих места с персональными компьютерами;

Помещение средней запыленности;

Высота рабочих столов: $h_{pn} = 0,75$ м.

Выбор системы освещения

Искусственное освещение в помещениях для эксплуатации ПЭВМ должно осуществляться системой общего равномерного освещения. Исходя из этого расчет будет осуществляться по общему равномерному искусственному освещению.

Выбор источников света

Наиболее распространёнными являются люминесцентные лампы. По спектральному составу видимого света различают лампы дневной (ЛД), холодно-белой (ЛХБ), тепло-белой (ЛТБ) и белой цветности (ЛБ). Наиболее широко применяются лампы типа ЛБ. Расчет будет осуществляться по газоразрядным люминесцентным лампам.

Выбор светильников и их размещение

Выберем распространенные двухламповые светильники типа ОД.

Свес светильников примем исходя из нормы:

$$h_c = 0,5 \text{ м.}$$

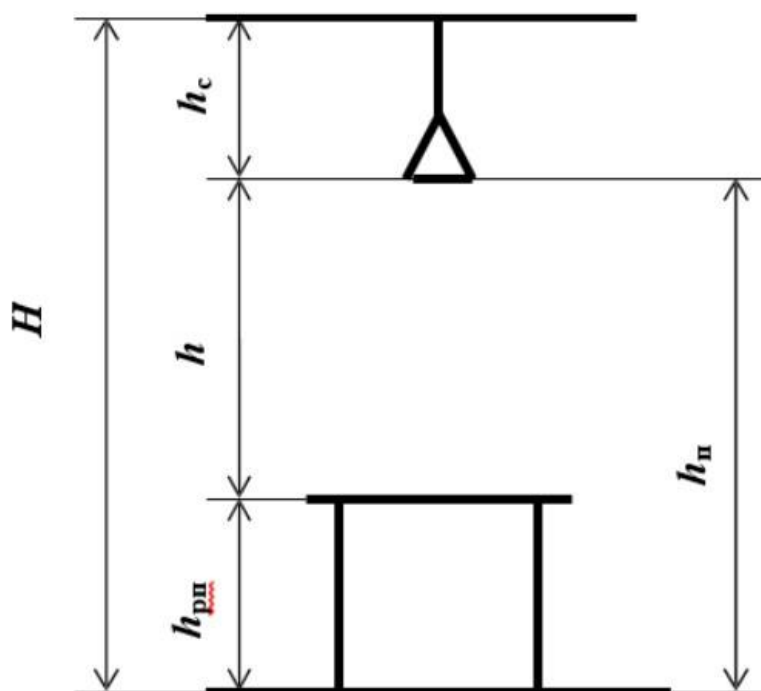


Рисунок 28 – Вертикальная расчетная схема

Высота рабочей поверхности стола:

$$h_{pn} = 0,75 \text{ м.}$$

Высота помещения:

$$H = 4 \text{ м.}$$

Согласно рисунку 1 необходимо рассчитать расчетную высоту светильника над рабочей поверхностью и высоту светильника над полом:

$$h = H - h_{pn} - h_c = 4 - 0,75 - 0,5 = 2,75 \text{ м;}$$

$$h_n = H - h_c = 4 - 0,5 = 3,5 \text{ м.}$$

Требования ограничения наименьшей высоты светильников типа ОД над полом – 3,5 м.

$$h_n \geq 3,5 \text{ м} \Rightarrow \text{требования выполнены.}$$

Для люминесцентных светильников без защитной решётки типа ОД $\lambda = 1,4$.

Расстояние между светильниками:

$$L = \lambda \cdot h = 1,4 \cdot 2,75 = 3,85 \text{ м.}$$

Количество рядов светильников с люминесцентными лампами определяется по формуле:

$$n_{\text{ряд}} = \frac{B - \frac{2}{3}L}{L} + 1 = \frac{5 - \frac{2}{3} \cdot 3,85}{3,85} + 1 = 1,63 \approx 2,$$

где $n_{\text{ряд}}$ – количество рядов; B – ширина помещения, м; L – расстояние между рядами светильников, м.

Количество светильников с люминесцентными лампами определяется по формуле:

$$n_{\text{св}} = \frac{A - \frac{2}{3}L}{l_{\text{св}} + 0,5} = \frac{10 - \frac{2}{3} \cdot 3,85}{1,531 + 0,5} = 3,67 \approx 4,$$

где $n_{\text{св}}$ – количество светильников в ряду; A – длина помещения, м; $l_{\text{св}}$ – длина светильника, м.

Общее количество светильников с люминесцентными лампами в помещении определяется по формуле:

$$N = n_{\text{ряд}} \cdot n_{\text{св}} = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт,}$$

где N – общее количество светильников; $n_{\text{ряд}}$ – количество рядов; $n_{\text{св}}$ – количество светильников в ряду.

Учитывая, что в каждом светильнике установлено две лампы, общее число ламп в помещении $N = 16$.

На рисунке 29 изображен план помещения в соответствии с исходными и рассчитанными данными.

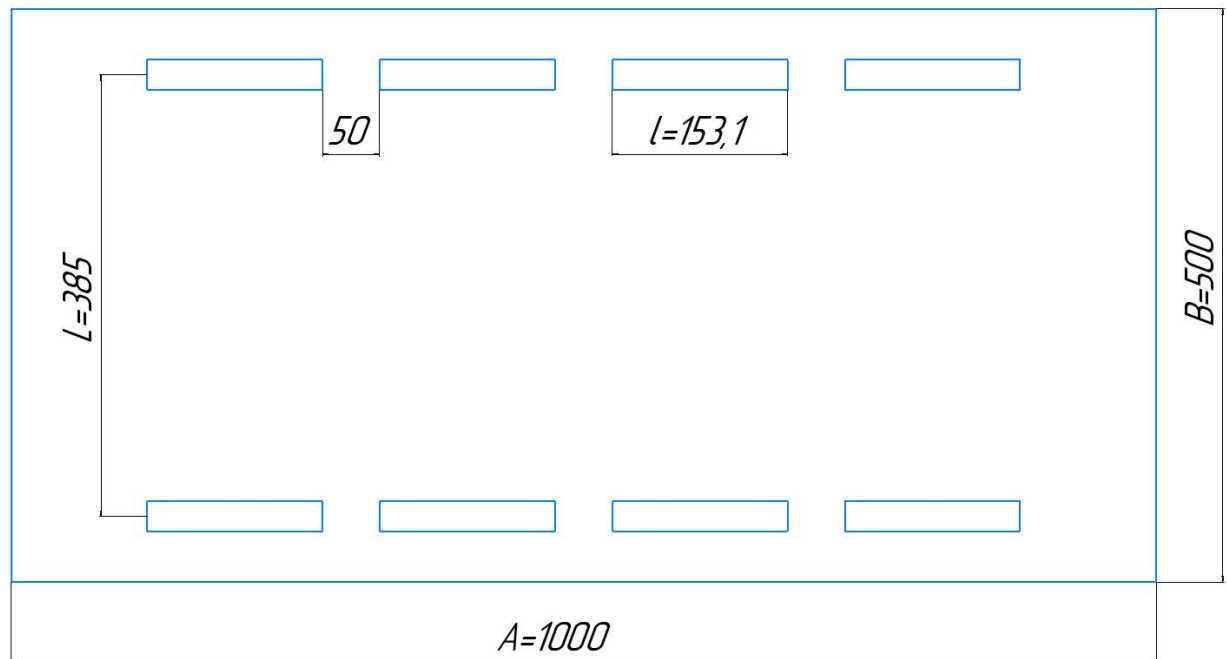


Рисунок 29 – План помещения

Выбор величины освещенности

Выберем величину освещенности согласно нормативному документу, регламентирующему освещение - СП 52.13330.2016. “Естественное и искусственное освещение”. В рассматриваемом случае: характеристика работы – очень высокой точности, подразряд зрительной работы – “Г”, светлый фон экрана и система общего освещения. Отсюда следует освещенность равна 300 лк.

Расчет общего равномерного освещения

Световой поток лампы Φ определяется по формуле:

$$\Phi = \frac{E_{\text{н}} \cdot S \cdot K_3 \cdot Z}{N_{\text{л}} \cdot \eta},$$

где E_n – нормативная освещённость, лк; S – площадь освещаемого помещения, м²; K_z – коэффициент запаса, учитывающий загрязнение светильника (источника света, светотехнической арматуры, стен и пр., т. е. отражающих поверхностей), наличие в атмосфере цеха дыма, пыли; Z – коэффициент неравномерности освещения, отношение E_{cp}/E_{min} . Для люминесцентных ламп при расчётах берётся равным 1,1; N_l – число ламп в помещении (необходимо учесть число ламп в светильнике); η – коэффициент использования светового потока.

Индекс помещения определяется по формуле:

$$i = \frac{S}{h(A+B)} = \frac{50}{2,75 \cdot (5+10)} = 1,21.$$

Коэффициент запаса светильников с люминесцентными лампами для помещений со средним выделением пыли равен 1,8.

$$\eta = 53\% = 0,53.$$

Тогда определим световой поток лампы Φ :

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{N_l \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 50 \cdot 1,8 \cdot 1,1}{16 \cdot 0,53} = 3503 \text{ Лм.}$$

По таблице 2 выбираем ближайшую стандартную лампу мощности 80 Вт – ЛД 80 Вт с потоком 4250 Лм. Делаем проверку выполнения условия:

$$-10\% \leq \frac{\Phi_{\text{л.стандарт}} - \Phi_{\text{л. расч}}}{\Phi_{\text{л.стандарт}}} \cdot 100\% \leq 20\%;$$

Получаем: $-10\% \leq 17,6\% \leq 20\%$.

Проверка выполнена. Расчет произведен правильно.

Определяем электрическую мощность осветительной установки:

$$P = 16 \cdot 80 = 1280 \text{ Вт.}$$

5.4 Экологическая безопасность

Влияние на селитебную зону. Источником загрязнения являются бытовые отходы. При работе в любом офисном или производственном помещении присутствуют бытовые отходы, которые представляют опасность для окружающей среды. К ним можно отнести бумагу, упаковку от пищевых продуктов, ручки, различные надломанные части пластмассовых изделий и т.д.

В целях обеспечения безопасности селитебной зоны, необходимо: предусмотреть мусорные ведра и контейнеры, опознавательные знаки для того, чтобы работники могли обеспечить чистоту и порядок не только рабочего места, но и окружающей территории.

Влияние на литосферу. Источником загрязнения являются бытовые отходы компьютерной техники, которые очень неблагоприятно сказываются на почвенном покрове. В составе компьютеров: пластик, железо, фосфор, никель, медь, алюминий, свинец, полимерные материалы и еще достаточно много вредных для окружающей среды компонентов, из них наиболее вредные:

- свинец – класс опасности 1 – предельно – допустимая концентрация 32 мг/кг;
- медь– класс опасности 2 - предельно – допустимая концентрация 3 мг/кг;
- никель– класс опасности 2 - предельно – допустимая концентрация 4 мг/кг.

Допустимая концентрация актуальна согласно документу: ГН 2.1.7.2041-06 “Предельно допустимые концентрации (ПДК) химических веществ в почве”.

В целях обеспечения безопасности литосферы нужно предусмотреть правильную утилизацию компьютеров и прочей оргтехники.

Вышедшее из строя, устаревшее электронное оборудование является отдельным видом отходов, которые запрещено захоронять на свалках. К таким

отходам относится компьютерное, электронное, оптическое оборудование. Под компьютерным оборудованием, которое подлежит утилизации, понимается: мониторы, клавиатуры, контроллеры, акустические системы, принтеры, ксероксы, сканеры, проекторы, микрофоны, роутеры, графические планшеты, МФУ, ЭВМ.

С 1 марта 2022 года п. 1 ст. 14.4 Закона № 89-ФЗ вступил в силу. В нем четко прописана обязанность для юридических лиц передавать такие отходы компаниям, которые на основании лицензии ведут деятельность по сбору, транспортировке, обработке, переработке, обезвреживанию и хранению отходов, отнесенных к группе «Оборудование компьютерное, электронное, оптическое, утратившее потребительские свойства».

Влияние на гидросферу. Отходы бытовой химии в офисных помещениях образуются в результате чистки пола, мебели, компьютеров и оргтехники. Химические отходы напрямую попадают в канализацию, а уже оттуда могут попасть в естественные и искусственные водоемы.

Необходимо создать оборудование раздельных систем хозяйственно-бытовой и ливневой канализации.

Влияние на атмосферу. Основным загрязнителем является углекислый (CO_2) и угарный (CO) газы. Большой вклад в загрязнения атмосферного воздуха газами вносит котельная, работающая собственном газовом котле, т. е. здание, в котором выполняется работа, находится на окраине и города и не имеет центрального отопления.

Методы защиты от выбросов в атмосферу: Чаще производить влажную уборку помещений, установить систему вентиляции.

5.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Анализ вероятных ЧС, которые может инициировать объект исследований

Изучаемая передача с промежуточными телами качения и свободной облоймой не могут инициировать возникновение каких-либо ЧС, так как не производят поражающих факторов физического и химического характера.

Анализ возможных ЧС, которые могут возникнуть в производственном помещении

При работе в производственном помещении могут возникнуть: возгорания, вследствие несоблюдения правил техники безопасности; обрушения зданий из-за ненадлежащего исполнения обязанностей ответственных лиц за техническое состояние зданий.

Анализ наиболее типичных ЧС, которые могут возникнуть в производственном помещении

Наиболее типичная ЧС: возгорания.

Класс пожара – А (пожары твердых горючих веществ и материалов).

Источник возникновения пожара: непотушенная сигарета, возгорание компьютера или оргтехники, возгорание из-за поломки электрооборудования, короткое замыкание в проводке, возгорания в котельной, в связи с несоблюдением правил пользования.

Превентивные меры по предупреждению ее возникновения: размещение зоны для курения на определенном расстоянии от здания производства, инструктаж работников по технике безопасности, по правилам пользования котельной и электрооборудования, оснащение помещений огнетушителями. Углекислотные огнетушители с массой заряда 3 кг (ОУ-3), порошковые с массой заряда 4 кг (ОП-4) будут более подходящим вариантом в офисных помещениях, где расположено большое количество компьютеров и оргтехники. Они должны быть хорошо видны и легкодоступны в случае пожара.

Порядок действий при пожаре на производстве:

1. Немедленно вызвать пожарную охрану по телефону “101”, сообщив свой точный адрес, объект пожара и встретить пожарную охрану;
2. Если горение только началось затушить водой, накрыть толстым покрывалом, забросать песком, землей;
3. Ни в коем случае не тушить водой горящие электропроводку и электроприборы, находящиеся под напряжением;
4. Если вы видите, что не сможете справиться с огнем, и пожар принимает угрожающие размеры, срочно покиньте помещение;
5. Никогда не прячьтесь в задымленном помещении в укромные места.

Правила противопожарного режима регламентируются документом: Постановление Правительства РФ от 16.09.2020 N 1479 (ред. от 24.10.2022) "Об утверждении Правил противопожарного режима в Российской Федерации".

5.6 Заключение

В данном разделе выпускной квалификационной работы было рассмотрено влияние вредных факторов (повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны, отсутствие или недостаток необходимого искусственного освещения) и опасных факторов (факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов). Все вышеизложенные вредные и опасные факторы оказывают минимальное воздействие и/или соответствуют нормам.

По электробезопасности согласно ПУЭ, помещение относится к “первому” классу.

Работники относятся к не электротехнической категории по электробезопасности.

Работники имеют “первую” группу по электробезопасности персонала и относятся к категории “1б” по тяжести труда.

По пожарной и взрывопожарной опасности согласно СП 12.13130.2009 «Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности», помещение относится к категории “Д” (Негорючие вещества и материалы в холодном состоянии).

Выполняемая работа не оказывает существенного негативного воздействия на окружающую среду и подпадает под критерии отнесения объектов, оказывающие незначительное негативное воздействие на окружающую среду - объекты “III” категории.

Заключение

Выпускная квалификационная работа содержит в себе описание двух методик определения усилия на опору качения на генераторе и их практическое подтверждение. Методики являются достоверными, так как в результате практического применения этих методик, были получены следующие результаты:

1. По методике векторного разложения, при изначально заданном крутящем момент на кулачке $T_k = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, усилие на опору качения $R_{H_1} = 10,84 \text{ Н}$.
2. По методике векторного разложения, при изначально заданном крутящем момент на кулачке $T_k = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, усилие на опору качения $R_{H_1} = 10,84 \text{ Н}$.
3. Усилие на опору качения прямо пропорционально зависит от крутящего момента на кулачке. Отсюда следует, что при изменении крутящего момента в n количество раз, усилие на опору качения также поменяется в n раз.
4. Была получена погрешность расчета этих двух методик: $\sigma = 5,2\%$. Погрешность позволяет оценить правильность и эффективность, а также провести сравнение, исследованных в работе методик.

Помимо этого, магистерская диссертация включает в себя разделы: финансовый менеджмент, ресурсосбережение и ресурсоэффективность; социальная ответственность; приложение, состоящее из теоретической части, выполненной на английском языке.

Список публикаций

1. Е. С. Чавров, Е. А. Ефременков Анализ усилий в зацеплении передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой. – Могилев: “Белорусско–Российский университет”, 2022. – 182 с.
2. Е. С. Чавров, Е. А. Ефременков Анализ определения усилий в зацеплении циклоидальной передачи / Современные проблемы машиностроения: сборник трудов XV Международной научно – технической конференции. – Томск: Томский политехнический университет, 2022. – 388 с.
3. Е. С. Чавров, С. Н. Пронин Определение усилия на опору качения циклоидального сателлита / Перспективные исследования в современном мире: сборник статей международной научной конференции. – СПб.: МИПИ им.Ломоносова, 2023. – 76 с.
4. С. Н. Пронин, Е. С. Чавров Анализ изменения контактных напряжений в зацеплении с промежуточными телами качения и свободной обоймой / Перспективные исследования в современном мире: сборник статей международной научной конференции. – СПб.: МИПИ им.Ломоносова, 2023. – 76 с.

Список литературы

1. Е. С. Чавров, Е. А. Ефременков Анализ усилий в зацеплении передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой. – Могилев: “Белорусско–Российский университет”, 2022. – 182 с.
2. Образование эвольвентного зацепления [Электронный ресурс] // URL: <https://lektsia.com/8x3b35.html?ysclid=lhs57pbudk346496680> (дата обращения: 15.03.2023).
3. Основы теории зубчатого зацепления [Электронный ресурс] // URL: <https://studfile.net/preview/7318856/page:26/> (дата обращения: 16.03.2023).
4. Ефременков Е.А., Ефременкова С.К., Пашков Е.Н. Проектирование циклоидальных механических передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой. – Томск: ТПУ, 2022. – 90 с.
5. П. Г. Гузенков Детали машин. Издание третье, переработанное и дополненное: Учебное пособие для студентов вузов. – Москва: Издательство “Высшая школа”, 1982 г. – 351 с.
6. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи: Справочник. – Ленинград: Ленинградское отделение издательства “Машиностроение”, 1977 г. – 536 с.
7. Цевочное зацепление [Электронный ресурс] // URL: https://studopedia.ru/14_40314_zubchatie-zatsepleniya-ne-evolventnogo-profilya.html?ysclid=lhs9gs2hu18078865 (дата обращения: 02.04.2023).
8. Е. А. Маланюк, К. П. Кондратьев, А. П. Вольваченко, М. Ш. Пайкин, Л. А. Пашкевич Передачи цевочные. Расчет, допуски и выполнение чертежей. РТМ 30.4005-76: Руководящий технический материал. – Москва: ЦБНТИ ММФ СССР, 1976 г. – 88 с.
9. Достоинства цевочного зацепления [Электронный ресурс] // URL: <https://www.ngpedia.ru/id034811p2.html?ysclid=lhsmbkn64347271404> (дата обращения: 02.04.2023).
10. Недостатки цевочного зацепления [Электронный ресурс] // URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/alternativnyy-vid-zubchatogo-zatsepleniya-svoystva-i-harakteristiki> (дата обращения: 02.04.2023).

11. Циклоидальное зацепление [Электронный ресурс] // URL: <https://eduherald.ru/ru/article/view?id=17620#:~:text=Циклоидальное%20зацепление%20такой%20вид%20зацепления%20С,по%20внутренней%20стороне%20непо движной%20окружности> (дата обращения: 05.04.2023).
12. Зацепление Новикова [Электронный ресурс] // URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Зацепление_Новикова (дата обращения: 12.04.2023).
13. М. С. Эйдинов Расчет зубчатых и червячных передач. Передачи Новикова, глобоидные и червячно – спироидные. – Свердловск: изд. УПИ, 1981 г. – 92 с.
14. Волновая передача [Электронный ресурс] // URL: [https://studfile.net/preview/1673082/page:27/#:~:text=Волновой%20передачей%20называется%20зубчатый%20или,звеном%20\(узлом\)%20–%20генератором%20волн](https://studfile.net/preview/1673082/page:27/#:~:text=Волновой%20передачей%20называется%20зубчатый%20или,звеном%20(узлом)%20–%20генератором%20волн) (дата обращения: 15.04.2023).
15. Е. С. Чавров, Е. А. Ефременков Анализ определения усилий в зацеплении циклоидальной передачи / Современные проблемы машиностроения: сборник трудов XV Международной научно – технической конференции. – Томск: Томский политехнический университет, 2022. – 388 с.
16. Ефременков Е.А. Проектирование тяжело нагруженной циклоидальной передачи со свободной обоймой из условия контактной прочности / Е.А. Ефременков, С.К. Ефременкова // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2021. – Т. 332, № 11. – С. 182–188.
17. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида / Е.А. Ефременков // Известия ТПУ. – 2005. – Т. 308, № 1. – С. 131–135.
18. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев. – Москва : М/с, 1966. – С. 308.
19. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие / Н.А. Гаврикова, Л.Р. Тухватулина, И.Г.

Видяев, Г.Н. Серикова, Н.В. Шаповалова: Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014 г. – 73 с.

20. Стоимость на оргтехнику [Электронный ресурс] // URL: <https://www.dns-shop.ru> (дата обращения 05.05.2023).

21. Социальная ответственность / Е. Н. Пашков, А. И. Сечин, И. Л. Мезенцева, О. А. Антонец, И. И. Авдеева: Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2022 г. – 18 с.

Приложение I (справочное)

1 Overview of the main meshing types

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ1К	Чавров Егор Сергеевич		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент ОМШ ИШНПТ	Ефременков Егор Алексеевич	к. т. н.		

Консультант-лингвист отделения иностранных языков ШБИП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст. преподаватель ОИЯ ШБИП	Южакова Мария Александровна			

1 Overview of the main meshing types

1.1 Involute meshing

Involute meshing is the most common technique. It is so named because the side profiles of the teeth are made according to the involute. The involute gearing was proposed by Euler (1707-1783) in the second half of the 18th century. It became widespread due to the ease of making involute teeth [2].

Figure 1 shows a circle with the center at point O and diameter d_0 . We consider it stationary. Drawing the normal "N - N" to this circle, we obtain the point of contact between the circle and the normal A.

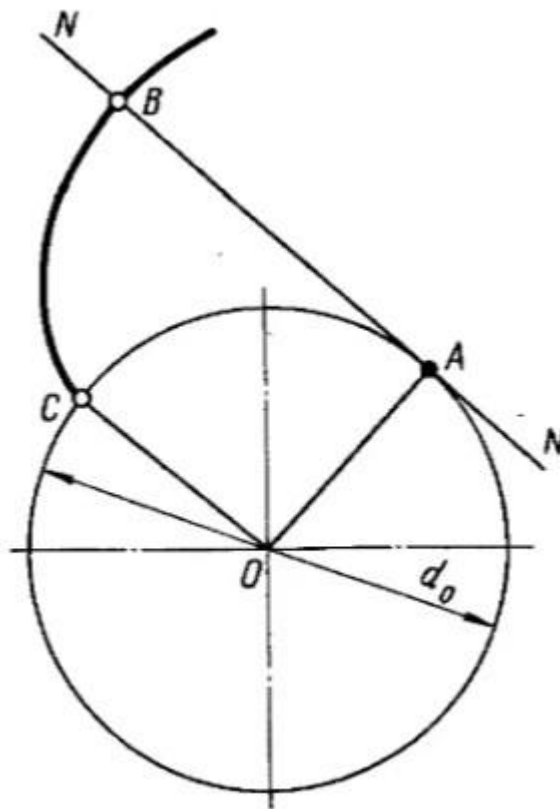


Figure 1 - Diagram of construction of an involute

An involute is a curve described by a point lying on a straight line (for example: point B in Figure 1) that is rolled over a circle without sliding.

The line rolled over the circle is called the producing line, and the circle on which the producing line is rolled over is called the main circle [3].

The involute meshing makes it possible to transmit motion with a constant transmission ratio. The main advantage of involute coupling today is the ease of calculation and transmission production, since the calculation principle is publicly

available and easy to understand, and the production of parts with involute coupling is widespread throughout the world. Advantages of involute coupling include: high load capacity; processability; relatively low stresses on shafts and supports.

The disadvantages of involute gearing include: high requirements to manufacturing and installation accuracy; noise at high speeds; relatively large overall dimensions and weight; the need for special equipment and tools for cutting the teeth; not more than two teeth of each meshing wheel are usually involved in meshing simultaneously. However, the main disadvantage of involute meshing is the loading scheme for the teeth. The tooth loading patterns and the direction of the normal for the two forms of cycloidal teeth and the involute tooth are shown in Figure 2. It can be seen that for cycloidal teeth (Fig. 2a,b), regardless of their shape, the normal does not intersect the tooth, while for the involute tooth it does, which causes bending of tooth loads in involute meshing. It is known that materials resist buckling (compression) better than bending [4].

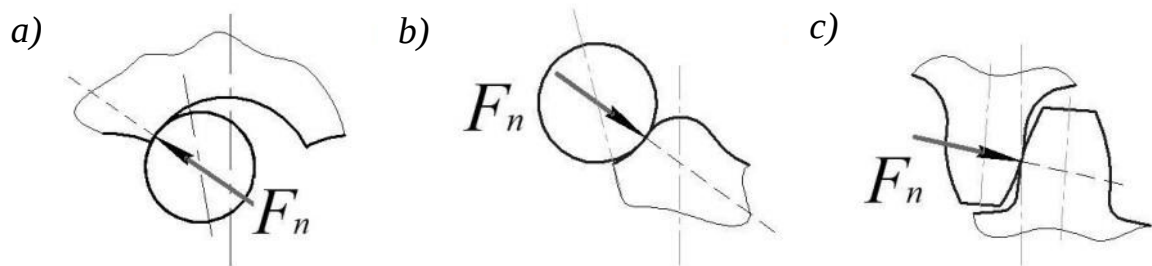


Figure 2 - Applications of normal and normal force to wheel tooth: a - cycloidal tooth; b - epicycloidal tooth; c - involute tooth

The involute meshing is the basis of such gears as: cylindrical spur gear (Fig. 3); cylindrical helical gear (Fig. 4); bevel gear (Fig. 5); planetary gear (Fig. 6).

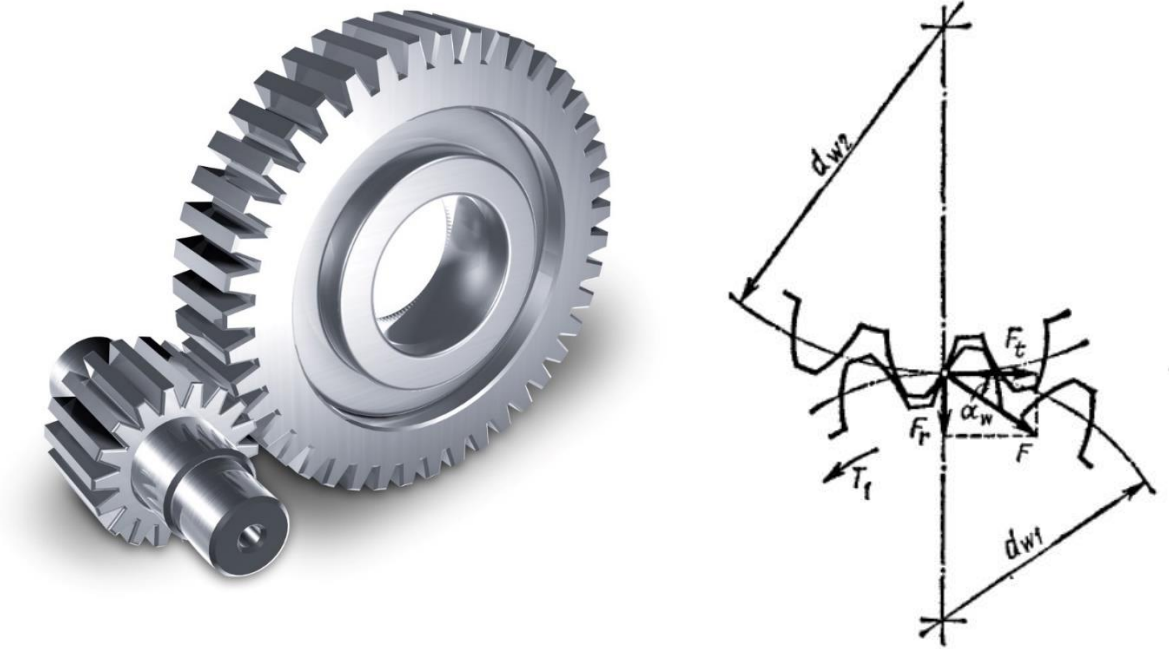


Figure 3 - Cylindrical spur gear and the scheme of forces arising in its meshing

Two forces arise in the meshing of a spur gear: circumferential force F_t and radial force F_r .

The circumferential force F_t is defined as:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}, \quad (1)$$

where T_1 is torque of the driving gear, N·m;

d_{w1} is initial diameter of the spur gear, m.

The radial force F_r can be found by the equation:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (2)$$

where α_w is the angle formed by forces F_t and F_2 , deg. (Fig. 4).

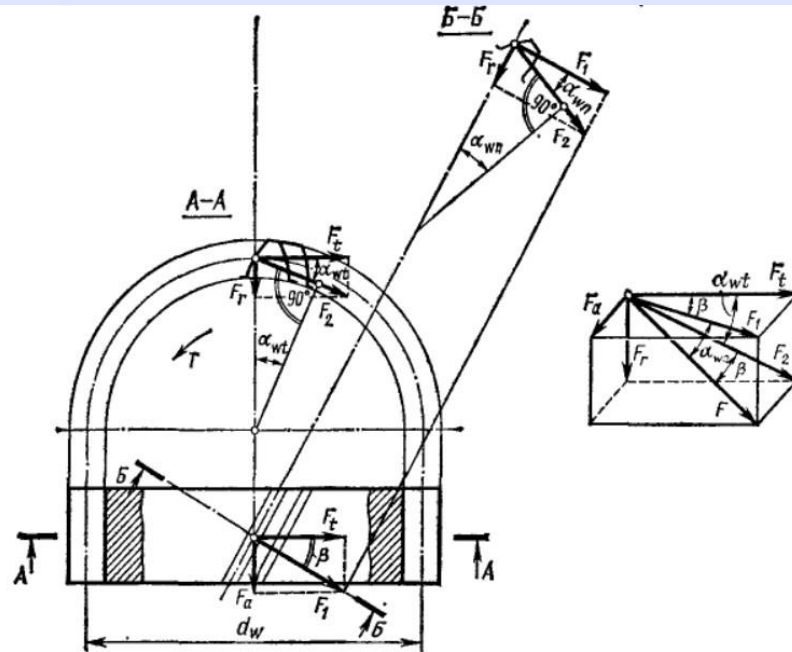


Figure 4 - Cylindrical helical gear and scheme of forces in its meshing

Unlike the spur gear, the axial force F_a appears in meshing of the cylindrical helical gear. In addition, the circumferential force F_t of the cylindrical helical gear is defined in the same way as in the spur gear by equation (1). The radial force F_r is expressed slightly differently:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wt}, \quad (3)$$

where α_{wt} is the angle formed by forces F_t and F_2 , deg. (Fig. 4).

The axial force F_a is expressed by the following equation:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4)$$

where β is the angle formed by forces F_t and F_1 , deg.

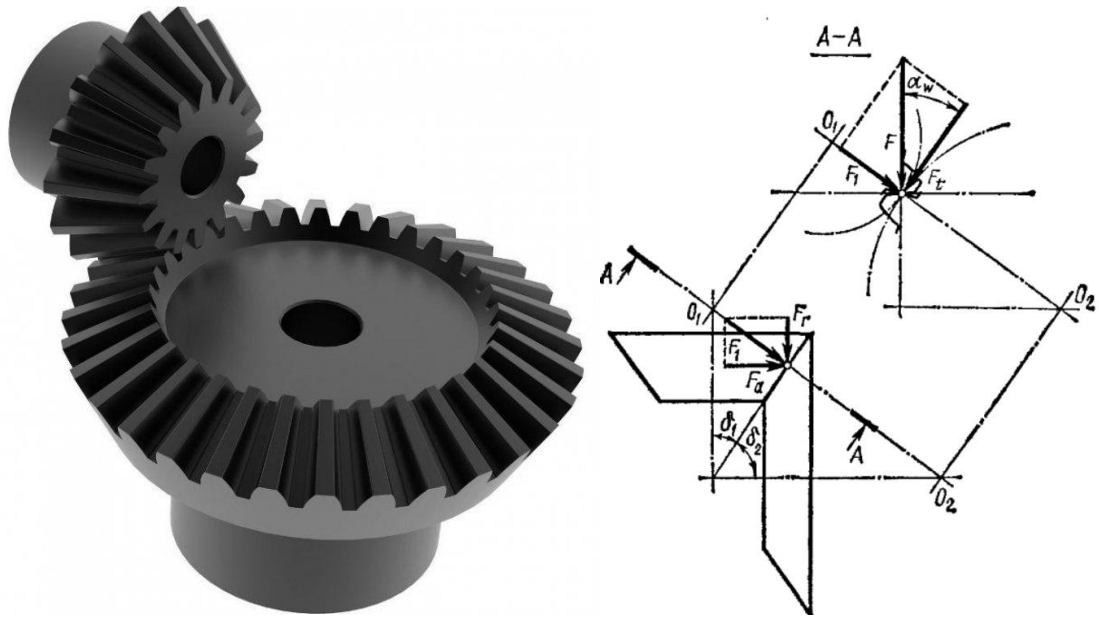


Figure 5 - Bevel gear and scheme of forces arising in its meshing

Similar to a cylindrical helical gear, forces arise in meshing of a bevel involute gear, but they are determined by the following equations.

The circumferential force F_t is defined as:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{wm}}, \quad (5)$$

where d_{wm} is the initial mean diameter of the bevel gear, m.

The radial F_r force is found as follows:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta, \quad (6)$$

where α_w is the angle formed by circumferential and normal forces, deg.

δ is the angle formed by the wheel axis and the radial force, deg.

The axial force F_a is expressed by the following equation:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta \text{ [5]}. \quad (7)$$



Figure 6 - Planetary gear

A planetary mechanism is a mechanism consisting of toothed or friction wheels in which the geometrical axis of at least one of the wheels is movable [6]. Otherwise, the planetary mechanism can be called a planetary gear.

A planetary gear includes:

- 1) sun gear located at the center of the planetary gear;
- 2) satellites, there are three of them in Figure 6;
- 3) crown gear (outer gear).

Let us consider the forces occurring in meshing of the planetary gear:

a) The forces acting on the support of the satellites with spur gears.

In [6], Table 3.3 shows the design diagrams of axes for different satellites. In the general case, circumferential force P_i in meshing of the central wheels with the most loaded satellite can be determined by the following equation:

$$P_i = \frac{2M_i}{n_w \cdot (d_w)_i} \Omega_i, \quad (8)$$

where Ω_i is the coefficient taking into account the uneven distribution of load among the satellites;

M_i is torque acting on the toothed wheel;

n_w is rotational frequency of the cogwheel;

$(d_w)_i$ is the cogwheel diameter.

Radial and axial components are determined directly from equations (3) and (4).

In planetary gears, the satellite supports are loaded by centrifugal forces, which at significant angular velocities can exceed the load of forces in gearing. The centrifugal force vector for the satellites lies in the plane of action of the radial components and is applied at the center of the satellite gravity. Figure 7 shows the scheme for the satellite of B type transmission, Table 3.3 [6], where the centrifugal force P_u acts in addition to forces in meshing.

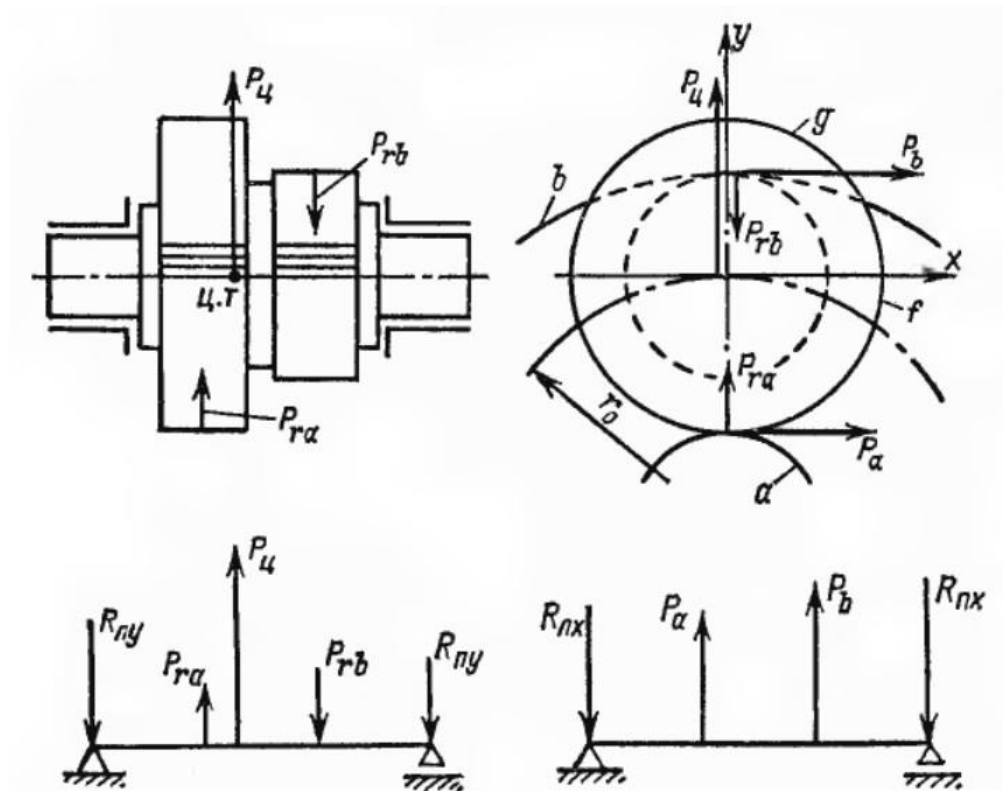


Figure 7 - Calculation diagram of the satellite axis of mechanism type B loaded by forces in gearing and centrifugal force

The value of centrifugal force P_u (kgf) is determined by the equation:

$$P_u = 1,12 \cdot 10^{-6} \cdot v_g \cdot \rho \cdot n_h^2 \cdot a_w, \quad (9)$$

where v_g is the volume of satellite parts rotating relative to the driver, mm^3 ;

ρ is material density, kg/mm^3 ;

n_h is rotational speed of the driver, rpm;

a_w is axial distance of the gear, mm.

For the satellite transmission of type A (Table 3.3 [6]), the dependence has the form:

$$P_{\text{ш}} = 6,85 \cdot 10^{-12} \cdot (d)_g^2 \cdot b_w \cdot n_h^2 \cdot a_w \cdot \lambda_0, \quad (10)$$

where $(d)_g$ and b_w are the diameter of the pitch circle and width of the satellite, mm;

λ_0 is the coefficient equal to the ratio of the mass of the rotating parts of the satellite and its supports to the mass of a continuous steel cylinder with diameter $(d)_g$ and height b_w .

b) forces acting on the main links of planetary gears.

Forces that arise in meshing of planetary gears and forces applied to the output sections of the shafts affect the main links. If there is a gear wheel or chain sprocket on the output section, the main link takes the force from these elements.

$$Q = (0,2 \div 0,35) \cdot 2 \cdot M_{\text{кп}}/D, \quad (11)$$

where $M_{\text{кп}}$ is the torque transmitted by the shaft;

D is the diameter of the pin centers.

On the shafts of the main links of planetary gears from the forces in the gearing in most cases only part of the load is transmitted. For a portion of the satellites greater than one, due to manufacturing errors, the load is distributed unevenly among the satellites. As a result, the supports of the main link absorb the force:

$$P_{\text{шп}} = \frac{2M}{d \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha_n} \cdot \frac{\Omega-1}{n_w-1} \cdot \nu, \quad (12)$$

where β is the angle formed by the circumferential force and the force P_c ;

α_n is the angle formed by forces P_c and P_n .

1.2 Mangle meshing

Mangle meshing is meshing engagement by means of cylindrical circular elements - shackles and teeth with a mating profile [7].

A chain is part of the chain mechanism of a cylindrical shape.

Based on mangle meshing, a mangle mechanism or mangle gear is made (Fig. 8).



Figure 8 – Mangle gear

Figure 9 shows the types of mangle drives. There are several types of mangle drives:

1. with external gearing;
2. with rack-and-pinion gearing;
3. with internal gearing.

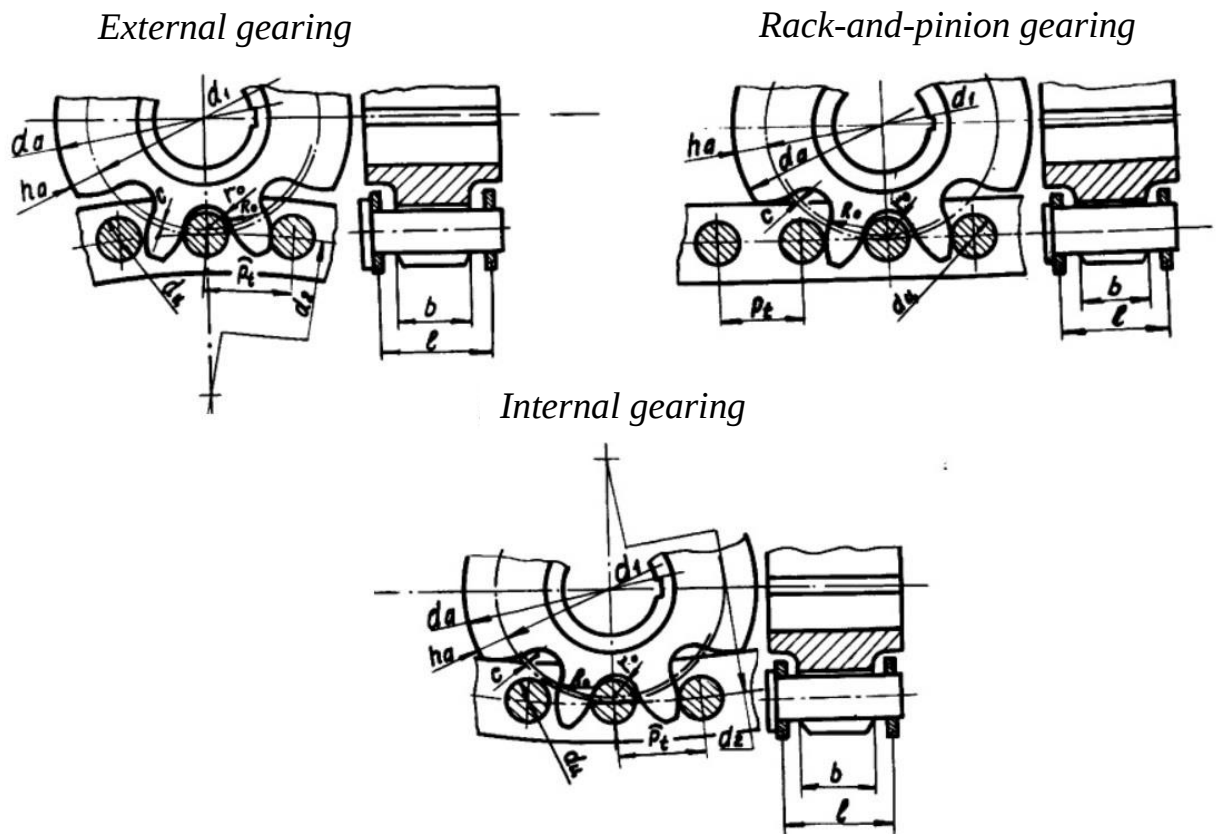


Figure 9 – Types of mangle meshing

Mangle gears with external and internal meshing are used in transmissions with large wheel diameters (with wheel diameters over 5 m), when the manufacture of spur gears of involute meshing requires the use of unique equipment.

Application of the rack-and-pinion gear enables obtaining a rack with less weight, since due to the absence of radial force, the rack-and-pinion gear, unlike the gear one, does not work on bending [8].

The advantages of mangle meshing are simple design, lower manufacturing cost, significant transmission ratios, convenience for installation, operation and repair. The advantage of mangle meshing is the low value of friction losses, if the chains rotate on the axles [9].

The disadvantage of mangle meshing is that it quickly wears out the chain-rollers, which are the gear teeth. This type of gearing is most often used in mechanisms with irregular movement [10].

According to the existing methodology for calculating forces in mangle meshing, there are two equations. Both forces are measured in kgf. The circumferential force for the first load case is defined as:

$$P' = \frac{2M'}{d'_2}, \quad (15)$$

where M' is the design torque on the chain wheel for the first case of loads, $\text{kgf} \cdot \text{cm}$;

d'_2 is the approximate pitch diameter of the mangle wheel, mm.

The circumferential force for the second case of loads is found by the equation:

$$P'' = \frac{2M''}{d'_2}, \quad (16)$$

where M'' is the design moment on the mangle wheel for the second case of loads, $\text{kgf} \cdot \text{cm}$ [8].

1.3 Cycloidal meshing

A cycloid is a flat curve described by the point of a circle rolling without sliding along a straight line or another circle.

If the point describing the cycloid is taken inside the circle, the cycloid is called shortened; if it is outside the circle, it is referred to as elongated; if the point lies on the circle, the line described by this point is called an ordinary cycloid or, more often, just a cycloid (Fig. 10). For example, when a train moves on rails, the inner point of the wheel describes a shortened cycloid, the point on the rim describes an elongated cycloid, and the point on the circumference of the wheel describes an ordinary cycloid.

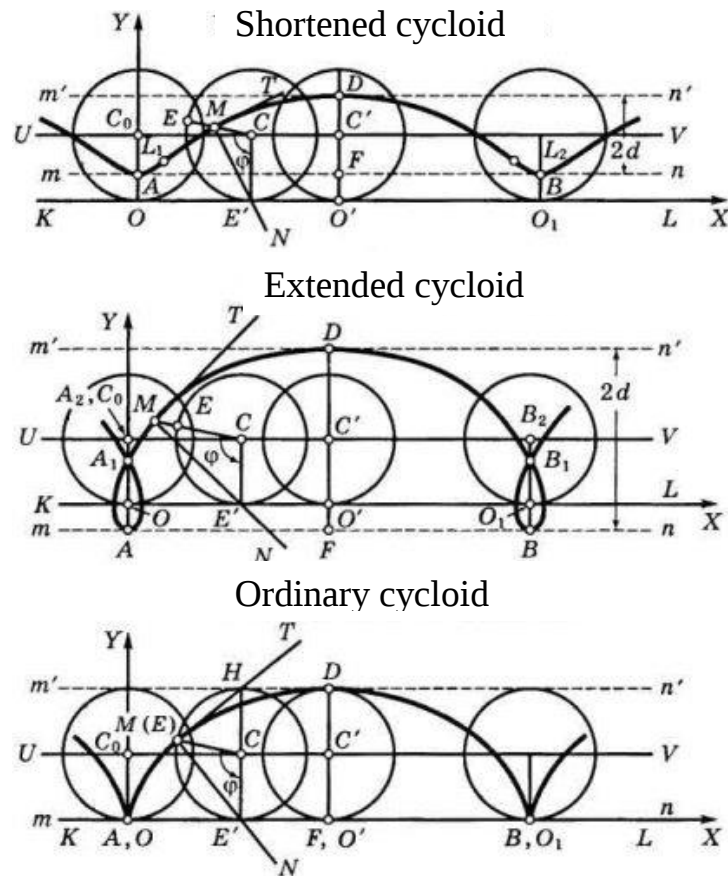


Figure 10 - Types of cycloids

The study of cycloids and the principle of their construction contribute to the fact that determination of the patterns for the trace of a moving point and their description can be used to construct the curve based only on the parameters of the guiding and producing figures.

Parts of machines that perform simultaneously uniform rotational and translational motion describe cycloidal curves (cycloid, epicycloid, hypocycloid, trochoid, astroide).

The parametric equations of a cycloid and its equation in Cartesian coordinates have the form:

$$\begin{cases} x = a(t - \sin t) \\ y = a(1 - \cos t) \end{cases} \quad (17)$$

where $(0 \leq t \leq 2\pi)$.

$$x = r \cdot \arccos \frac{r-y}{r} - \sqrt{2 \cdot r \cdot y - y^2}, \quad (18)$$

where r is radius of the circle forming the cycloid.

Cycloidal meshing is a type of meshing in which the tooth profiles are outlined along sections of cycloids: epicycloid and hypocycloid. Epicycloid is

obtained by rolling a producing circle with radius r over the outer side of a guiding (stationary) circle with radius r_1 without sliding. Hypocycloid is obtained by rolling the producing circle on the inner side of the stationary circle [11].

1.3.1 M. L. Novikoff's tooth system

Novikoff's tooth system, circular-helical gearing, Novikoff's gear is a mechanical transmission, an alternative to involute gearing, a type of gearing proposed by the Soviet engineer M. L. Novikov in 1954.

The teeth of wheels are outlined by circles of close radii in the face cross-section. The contact area of the teeth does not move along the profile of the tooth, as in a straight-toothed involute gearing, but along it. The pressure angle and displacement speed do not change [12].

Novikoff's gear teeth is oblique with a normal profile, which are formed on the arcs of circles (Fig. 11). There are two types of Novikoff's gears: gear tooth profile is convex and wheel tooth profile is concave; gear and wheel tooth profile is convex-concave [5].

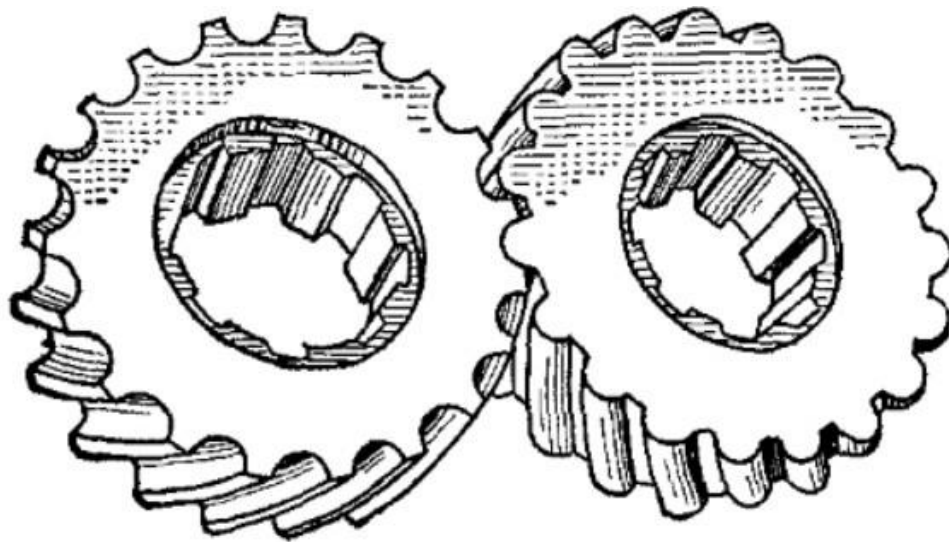


Figure 11 – Novikoff's cylindrical gear

Novikoff's gears can be either cylindrical or conical. Let us consider cylindrical gears, the most common of them. This variant of the M.L. Novikoff's transmission is based on cycloidal gearing, since the tooth profile is outlined along the cycloid rather than the involute.

Advantages of Novikoff's gears include:

- Higher load capacity for contact and bending stresses (1.5...1.7 times).
- Lower noise level.
- Higher transmission ratios.
- Transmission is less sensitive to misalignment of gears due to point contact of teeth.

Disadvantages of Novikoff's gears are as follows:

- Novikoff's gearing is very sensitive to variations in axial spacing; hence, it requires higher accuracy in wheel alignment and higher rigidity of shafts and their support;
- Transmissions with OLZ require different tools for cutting the teeth of the wheel and pinion, since they have different profiles [12].

Let us consider the method of determining the forces arising in the meshing of the Novikoff's spur gear.

When determining the magnitude and direction of the forces acting in gears, the polarized and pre-polarized gears are considered as single-point (polarized) to calculate their shafts and supports with a sufficient degree of accuracy.

Similar to helical spur wheels with involute gearing, the total pressure F_n on gear tooth is decomposed into three mutually perpendicular components (Fig. 12):

- 1) circumferential force F_t , directed tangentially to the initial circle;
- 2) axial force F_a , directed parallel to the axis of rotation of the wheel;
- 3) spacing force F_r , directed perpendicularly to the wheel axis of rotation.

The angles between the total pressure on the tooth F_n and its components F_t , F_a and F_r are determined by the dependencies:

$$\cos\alpha_{nw} = \frac{\cos\alpha_{tw}}{\sqrt{1 + \frac{\cos^2\alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2\beta}}}; \quad (19)$$

$$\cos\beta_n = \frac{\sin\alpha_{tw}}{\sqrt{1 + \frac{\cos^2\alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2\beta}}}; \quad (20)$$

$$\cos\gamma_n = \frac{\cos\alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}\beta \cdot \sqrt{1 + \frac{\cos^2\alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2\beta}}}, \quad (21)$$

where α_w and α_{tw} are pressure angles in the normal and end sections, respectively;

β is the angle of inclination of the teeth on the dividing cylinder.

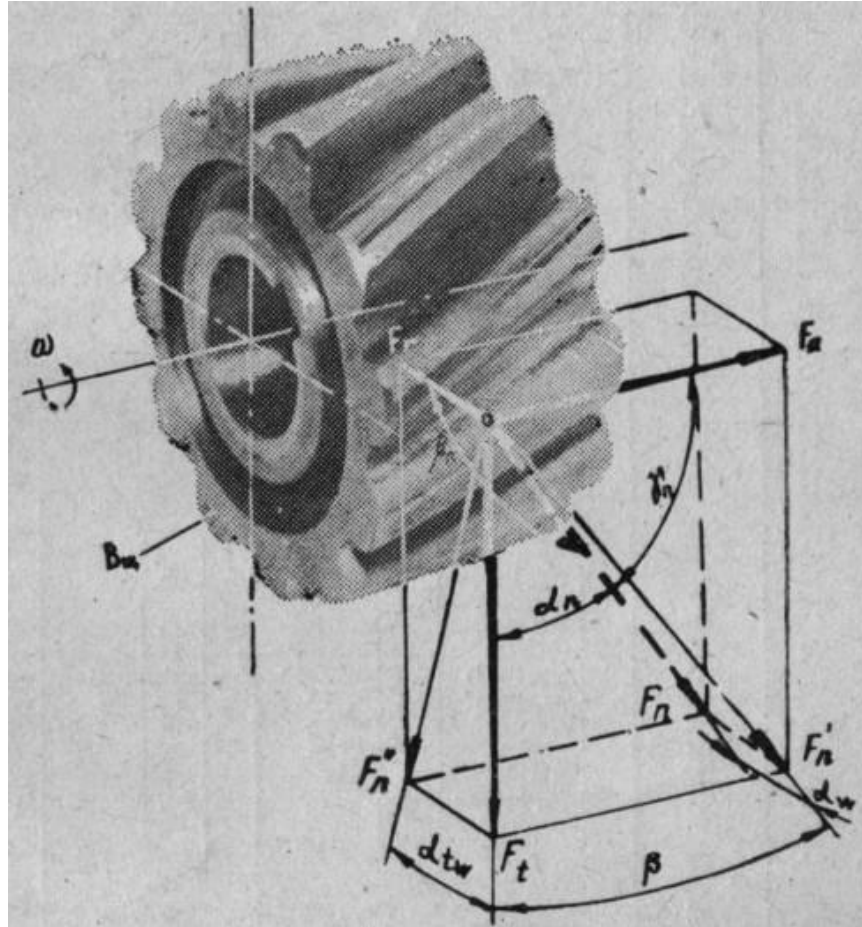


Figure 12 – Forces in cylindrical wheels with meshing by M. L. Novikov

The components of the total pressure on the wheel tooth are as follows:

$$F_t = \frac{2T}{d_w}; \quad (22)$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\cos \beta_n}{\cos \alpha_n}; \quad (23)$$

$$F_a = F_t \cdot \frac{\cos \gamma_n}{\cos \alpha_n}, \quad (24)$$

and the total pressure on the tooth:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n} [13]. \quad (25)$$

1.3.2 Transmissions with intermediate rolling bodies

Transmission with intermediate rolling bodies (IRB) or wave transmission with cycloidal meshing is a widely used type of toothed mechanical gears.

Wave gearing is a gear or friction mechanism designed to transmit and transform motion, in which motion is transformed by wave deformation of the flexible wheel crown by a special link, a wave generator (Fig. 13) [14]. Application of wave gears includes:

- 1) general industrial gears;
- 2) mechanisms for turning of construction equipment;
- 3) gearboxes for drum winches;
- 4) traction and hoisting winches;
- 5) drives of driving wheels of tracked mechanisms, etc.

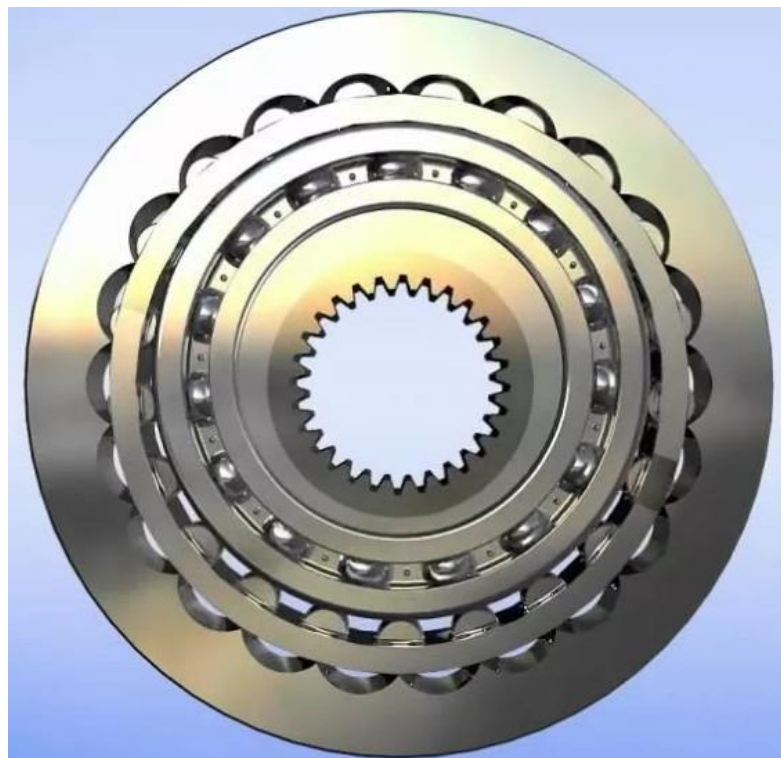


Figure 13 – Wave gearing

The advantages of the IRB transmissions include:

- compactness with high overload capacity (3-5 times);
- large range of single-stage gear ratios (from 2 to 60, depending on the design);
- high reliability and service life (up to 30 years);
- high rigidity of engagement;
- high efficiency (0,8 to 0,94 of one stage);
- small angular gaps in the gearing (up to $0,07^\circ$);

- low moment of inertia;
- smooth operation and low noise level;
- unpretentiousness in service.

Disadvantages of these gears:

- high cost (in comparison with cylindrical and conical involute gears);
- high loads on satellites bearings [4].

Based on cycloidal meshing, transmissions with intermediate rolling bodies with a smooth cam profile (Fig. 14) and transmissions with intermediate rolling bodies with two with cycloidal wheels are known as transmissions with intermediate rolling bodies and a free cage. These gears will be discussed further in subsection 1.3.3.

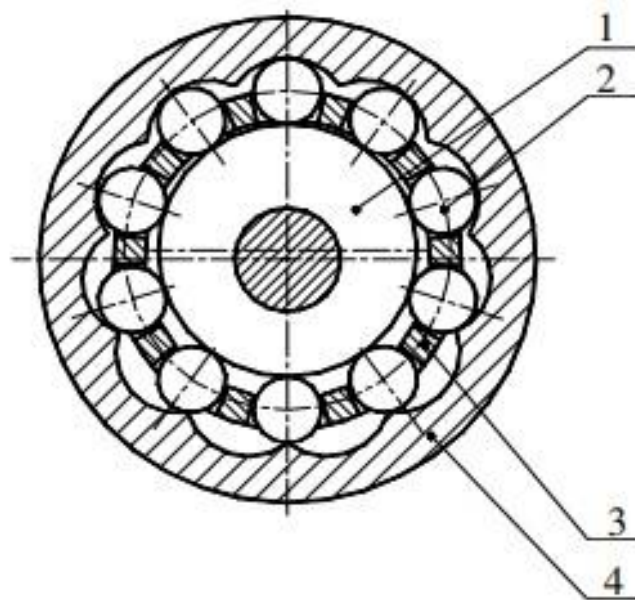


Figure 14 – Diagram of transmission with intermediate rolling bodies with a smooth cam profile

Transmission with intermediate rolling bodies with a smooth cam profile (Fig. 14) as part of its composition has:

1. input shaft with eccentric cam;
2. rolling bodies;
3. cage;
4. ring gear.

During the rotation of the links of this transfer rolling bodies 2 make reciprocating movement in the grooves of the cage 3, which causes sliding friction,

which is one of the main drawbacks of the transmission with intermediate rolling bodies with a smooth cam profile. Due to the sliding friction, the efficiency of transmission decreases, and during long-term operation with high loads, heating of the housing parts of the mechanism is significant (up to 100 ... 120 °C). As a result, the cage grooves receive wear, since the cage is an auxiliary thin-walled part.

For a wider application of gears based on cycloidal meshing, it is necessary to conduct in-depth research into the meshing and, in particular, the forces occurring in it during the gear operation. The forces in cycloidal meshing affect the loading capacity of the mechanism, wear and durability of the gear parts, reliability, dimensions, and many other parameters [15].

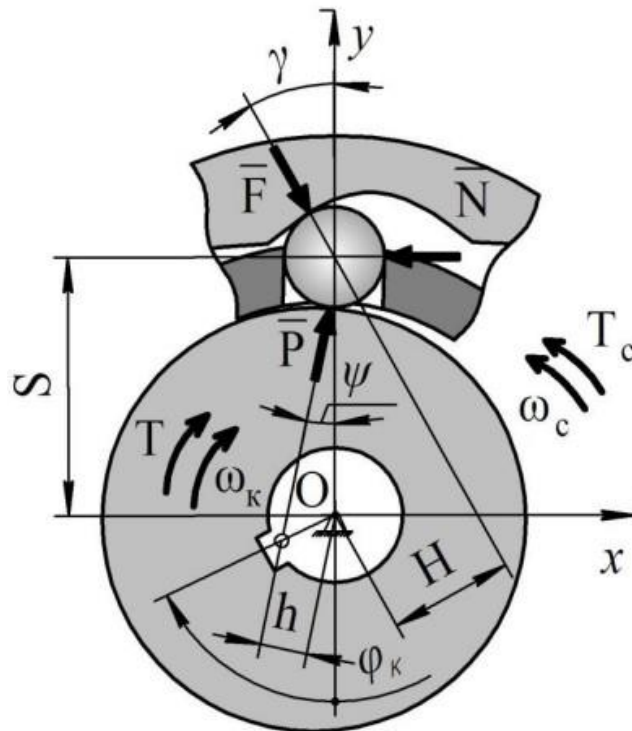


Figure 15 – Schematic diagram of force distribution in gears with intermediate rolling bodies

A number of works by both Russian and foreign authors are devoted to the study of determining and changing forces in the meshing of transmissions with IRB. It is possible to determine the forces in the meshing by different methods. For example, in one of the works, all the forces in the transmission with IRB (Fig. 15) are determined based on the following:

$$P = \frac{T_1}{S \cdot \sin \psi}, \quad (26)$$

$$N = \frac{T_1}{S \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \gamma}, \quad (27)$$

$$F = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{S \cdot \operatorname{tg} \psi} + \frac{T_1}{S}, \quad (28)$$

where ψ is the angle between the line of action P and the OY axis (Fig. 15).

1.3.3 Transmissions with intermediate rolling bodies and a free cage

A new type of transmission, which is actively studied in [4, 16, 17] by E. A. Efremenkova is called a transmission with intermediate rolling bodies and a free cage (Fig. 16).

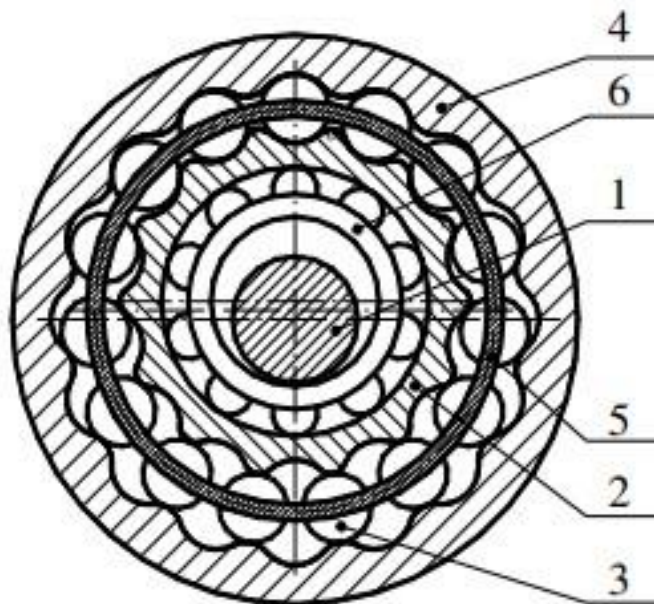


Figure 16 – Scheme of transmission with intermediate rolling bodies and a free cage

Transmission with intermediate rolling bodies and a free cage (Fig. 17) includes:

1. generator;
2. cam;
3. intermediate rolling bodies (IRB);
4. ring gear;
5. cage;
6. bearing.

It is also referred to as "transmission with intermediate rolling bodies with two cycloidal wheels" or "gear with an unloaded cage", because the cage is not involved in the transmission of torque and is unloaded. Therefore, transmission with

IRBFC has an advantage over transmissions with intermediate rolling bodies with a smooth cam profile, and it is more technologically advanced.

The main advantages of transmissions with IRBFC are as follows: small size, high efficiency, wide field of gear ratios, high wear resistance, high torque transmission.

As stated earlier, in transmission with intermediate rolling bodies and a free cage, when considering the application of normal and normal force to the tooth of the wheel (Fig. 2), the normal does not cross the tooth, in contrast to the involute. This suggests no bending loads on the tooth in transmission with intermediate rolling bodies and a free cage, and the absence of bending stresses in cycloidal meshing determines the increased loading of cycloidal gears with intermediate rolling bodies and a free cage.

One of the important disadvantages of the new type of gears is the planetary motion of the output link (cam or ring) in a single-stage arrangement. This makes it necessary to introduce parallel cranks into the design of the mechanism, which increases the overall axial size of the gear.

The parallel crank mechanism is designed to transmit torque between parallel shafts offset by the eccentricity e value, i.e. one has planetary rotation. A commonly used parallel crank mechanism is based on the scheme shown in Figure 17.

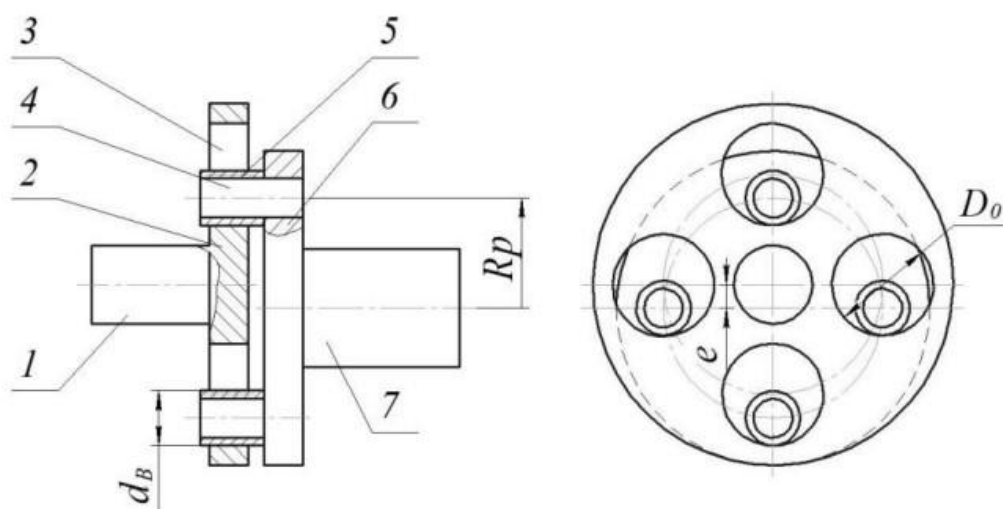


Figure 17 – Standard parallel crank mechanism

On the shaft 1, there is a disk 2 and holes 3 with diameter D_0 . These holes contain pins 4 with freely rotating bushings 5. The fingers 4 are pressed into the disk

6, rigidly mounted on the output shaft 7. The eccentricity e of the shafts is interrelated with the diameter D_0 of holes 3 and the diameter d_B of bushings 5 as follows:

$$e = \frac{D_0 - d_B}{2}. \quad (29)$$

Parallel crank mechanisms use 3 to 12 pins to transmit torque.

The use of the standard parallel crank mechanism scheme (Fig. 17) reduces the efficiency of the designed mechanism due to the sliding friction that occurs at the points of contact of the bushings with the fingers. In this case, it is necessary to use the scheme of the parallel crank mechanism with roller bearings, which is shown in Figure 18. Here, on the input shaft 1, a disk 2 is made, on the end of which fingers 3 are made. The pins 4 are made on the end of the disc 6 rigidly connected with the output shaft 7. The pins 3 and 4 are fitted with bearings 5, which are in a common housing 8.

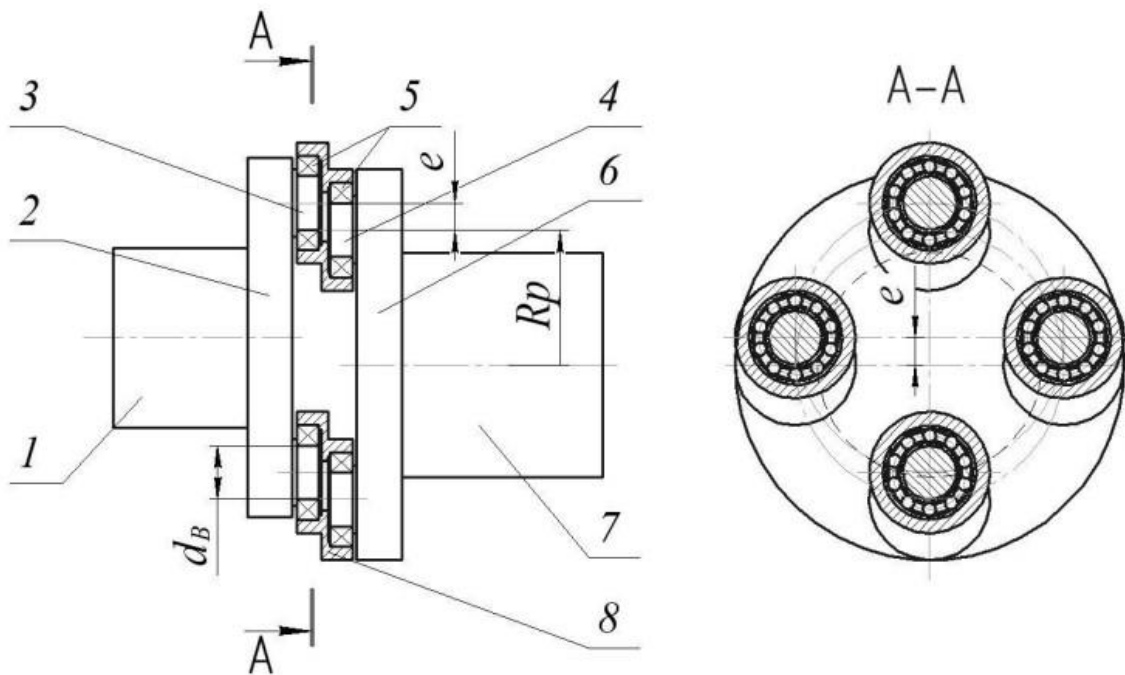


Figure 18 – Parallel crank mechanism with increased efficiency

In addition, it is possible to avoid the planetary motion of the output link using a differential gear layout scheme with an unloaded cage (Fig. 19), although the overall axial dimension will be increased. In Figure 19: 1 - cam profile of the first module; 2 - intermediate rolling bodies; 3 - ring of the first module; 4 - cam

profile of the second module; 5 - ring of the second module; 6 - cam; 7 - roller bearing; 8 - generator [4].

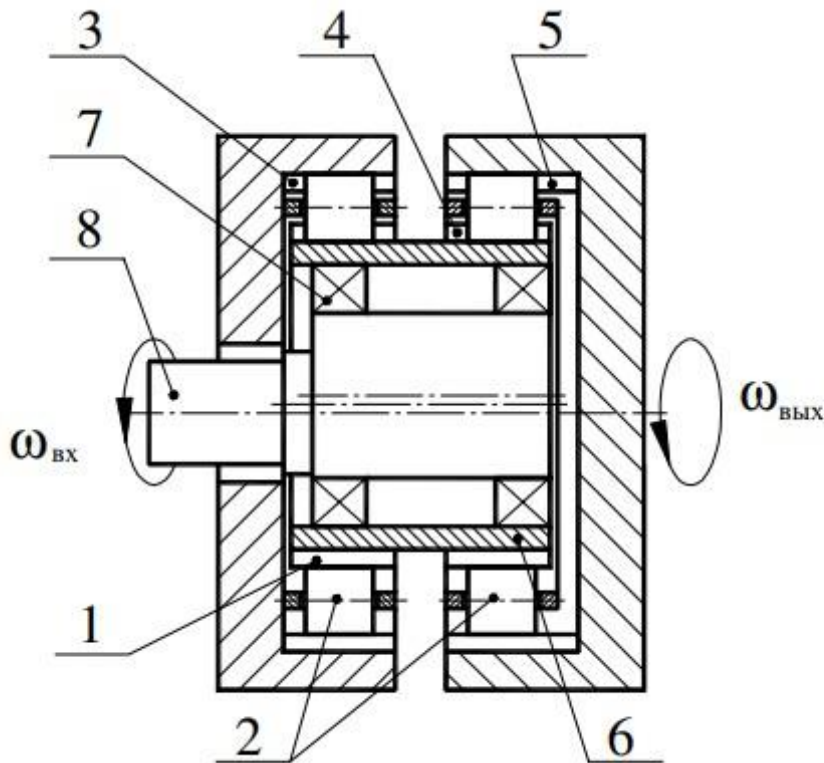


Figure 19 – Diagram of differential gear with an unloaded cage

The output link in a gear with intermediate rolling bodies and a free cage can be a cam or a ring gear.

The input parameters of transmissions with IRBFC are as follows:

1. Z_2 - number of rolling bodies;
2. r_2 - radius of a producing circle;
3. χ - displacement factor;
4. r_b - radius of rolling bodies.

Based on these four parameters, the transmission is designed, which includes the following main points: determination of geometric and force parameters of cycloidal meshing; design calculation from the condition of contact strength of teeth; design calculation of bearings and drive with a reducer.

Let us consider the method of determining the forces in the meshing of transmissions with IRBFC.

The moment on the cam through the forces in the meshing is expressed by:

$$T_K = \sum F_i \cdot h_i, \quad (30)$$

We define the shoulder h from the geometry (Figure. 20) as

$$h_i = b \cdot \sin \alpha_i. \quad (31)$$

where b is the distance from the center of the profile wheel (cam or ring gear) to the meshing pole P , which is equal to r_1 for the cam or r_3 for the ring gear.

The angle α of rotation of the profile normal relative to the vertical axis of the transmission is determined by the sine theorem from the triangle OPO_2 (pic. 20):

$$\sin \alpha_i = \frac{\sin \varphi_{2i} \cdot r_c}{L_i} \rightarrow \alpha_i = \arcsin \left(\frac{\sin \varphi_{2i} \cdot r_c}{L_i} \right). \quad (32)$$

Here, the distance L_i is defined through the angle φ_2 (given from 0° to 180°) of rotation of the cage with the rolling elements and through the initial parameters can be written as:

$$PO = L_i = r_2 \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi_{2i}} \quad (33)$$

From equation (31), it can be seen that the maximum meshing force will be at the maximum shoulder h , i.e. when $h_{\max} = b$ and angle $\alpha = 90^\circ$.

Assuming that the meshing forces are linearly related to the deformations, according to the literature [18], we can consider the correspondence of the maximum force, the maximum deformation. We know the position of the line of action of the maximum force, because we know the angle of inclination of the normal at this point of contact and the shoulder of this force. Thus, let us determine the force on each rolling body by the following equation:

$$\frac{F_i}{h_i} = \frac{F_{\max}}{b}. \quad (34)$$

The force on the i -th rolling body is

$$F_i = \frac{F_{\max} \cdot h_i}{b}. \quad (35)$$

Let us substitute the obtained expression into equation (30) and after transformation we obtain the expression for determining the maximum meshing force of the gear with IRB and a free cage through the input torque:

$$F_{\max} = \frac{T_k \cdot b}{\sum h_i^2}. \quad (36)$$

Then equation (35) is used to determine the force on each rolling body that transmits the load.

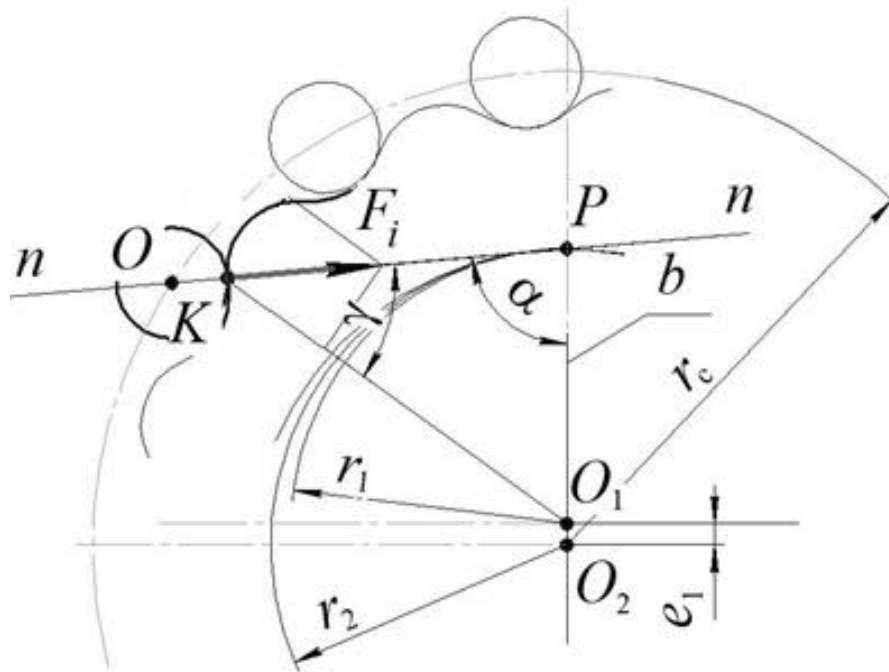


Figure 20 – Diagram for determining the forces

The purpose of this work was to analyze the methods for calculating the force on the rolling support of the generator of the transmission with IRBFC. In the next section, two methods for calculating the force will be considered theoretically, smoothly derived from the above-described method for determining the forces in meshing of the transmission with IRBFC.