



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
Возможность снижения контактных напряжений в передачах с промежуточными телами качения

УДК 621.838.21.059.14

Обучающийся

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ1К	Пронин Сергей Николаевич		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМШ	Ефременков Е.А.	к.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ОСГН	Гасанов О.А.	д.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ШБИП	Антоневич О.А.	к.б.н.		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП/ОПОП, должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМШ	Сорокова С.Н.	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
_____ Сорокова С.Н.
(Подпись) (Дата) (ФИО)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

Обучающийся:

Группа	ФИО
4АМ1К	Пронин Сергей Николаевич

Тема работы:

<i>указывается тема ВКР</i>	
<i>Утверждена приказом директора (дата, номер)</i>	34-105/с от 03.02.2023

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

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>Исходные данные к работе <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к функционированию (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.)</i></p>	<p>Исследование возможности уменьшения контактных напряжений в передаче с промежуточными телами качения и свободной обоймой от исходных параметров передачи. Анализируется формула расчета контактных напряжений в зацеплении для определения параметров, влияющих на контактное напряжение. Изменяя величину исходных параметров передачи определяется возможность уменьшения контактных напряжений в зацеплении</p>
<p>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></p>	<p>Обзор научно-технической литературы. Анализ классических передач с телами качения и механических передач с промежуточными телами качения нового вида. Проведение процедуры исследования. Анализ результатов.</p>

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Социальная ответственность	Антоневич О.А.
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Гасанов М.А
Названия разделов, которые должны быть написаны на иностранном языке:	
Литературный обзор	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	30.11.2022
---	------------

Задание выдал руководитель / консультант (при наличии):

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОмШ	Ефременков К.А.	к.т.н.		30.11.2022

Задание принял к исполнению обучающийся:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ1К	Пронин Сергей Николаевич		30.11.2022

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит из 131 страницы, 21 рисунка, 30 таблиц, 56 источников литературы. Ключевые слова: циклоидальное зацепление, цевочное зацепление, эксцентриково-циклоидальное зацепление, торцевая передача, передача с промежуточными телами качения, свободная обойма, контактное напряжение.

Целью данной диссертационной работы является определение возможности уменьшения контактного напряжения в зацеплении с промежуточными телами качения.

В результате магистерской диссертации были рассмотрены различные типы зацеплений, после чего был произведен анализ определения контактного напряжения в зацеплении с промежуточными телами качения и свободной обоймой, после чего изменялись различные параметры зацепления для изменения контактного напряжения.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» реализованы: анализ конкурентоспособности; SWOT-анализ; иерархическая структура НИР; график Ганта. Сформирован бюджет НИР и выполнена оценка сравнительной эффективности НИР.

В разделе «Социальная ответственность» был выполнен анализ вредных и опасных факторов. Выполнен расчет освещенности рабочего кабинета в выполнении НИР. Были оценены возможные экологические опасности и возможные чрезвычайные происшествия.

Список сокращений и аббревиатур

В данной магистерской диссертации применены следующие сокращения с расшифровкой:

ПТК – промежуточные тела качения;

СО – свободная обойма;

КПД – коэффициент полезного действия;

НИР – научно-исследовательская работа;

ИСР – иерархическая структура работ;

ПЭВМ – персонально электронно-вычислительная машина;

ОТ – охрана труда;

ПБ – пожарная безопасность.

Оглавление

Введение.....	12
1. Анализ контактных напряжений в циклоидальных передачах.....	13
1.1. Циклоида.....	15
1.2. Циклоидальные передачи.....	19
1.2.1. Цевочное зацепление.....	19
1.2.2. Эксцентриковое-циклоидальное зацепление.....	22
1.2.3. Торцевая передача.....	25
1.2.4. Торцевое цевочное зацепление.....	31
1.2.5. Передача с промежуточными телами качения (ПТК).....	32
1.2.6. Передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой ..	33
2. Анализ контактных напряжений.....	38
2.1. Теория определения контактных напряжений.....	38
2.2. Расчет контактных напряжений в передаче с ПТКСО.....	41
2.3. Анализ формулы контактных напряжений.....	45
3. Оценка влияния исходных параметров на величину контактного напряжения в зацеплении с ПКТСО.....	46
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение..	51
4.1. Предпроектный анализ.....	53
4.1.1. Потенциальные потребители результатов исследования.....	53
4.2. Анализ конкурентных технических решений.....	55
4.3. SWOT – анализ.....	57
4.4. Оценка готовности проекта к коммерциализации.....	60

4.4.1. Методы коммерциализации результатов научно-технического исследования.....	61
4.5. Инициация проекта	62
4.5.1. Цели и результаты проекта	62
4.5.2. Ограничения и допущения проекта	63
4.6. Планирование управления научно-техническим проектом.....	64
4.6.1. Иерархическая структура работ проекта	64
1.6.2. План проекта.....	65
4.7. Бюджет научного исследования	66
4.7.1. Расчет материальных затрат НТИ	67
4.7.2. Расчет затрат на специальное оборудование	68
4.7.3. Основная заработная плата исполнителей темы	68
4.8. Расчет дополнительная заработной платы научно-производственного персонала.....	70
4.9. Отчисления во внебюджетные фонды	71
4.10. Накладные расходы.....	72
4.11. Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта ...	73
4.12. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	74
4.13. Выводу по разделу	75
5.1. Введение.....	78
5.2. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	79
5.3. Производственная безопасность.....	82
5.4. Анализ вредных и опасных производственный факторов.....	83

5.4.1. Производственные факторы, связанные с отсутствием или недостатком необходимого искусственного освещения	83
5.4.2. Производственные факторы, связанные с статической физической нагрузкой.....	87
5.4.3. Производственные факторы, связанные с акустическими колебаниями в производственной среде и характеризующиеся: повышенным уровнем и другими неблагоприятными характеристиками шума	89
5.4.4. Произвольные факторы, связанные с аномальными микроклиматическими параметрами воздушной среды на местонахождении работающего	91
5.4.5. Производственные факторы, обладающие свойствами психофизиологического воздействия на организм человека (активное наблюдение за ходом производственного процесса, монотонность труда, перенапряжение анализаторов)	93
5.4.6. Производственные факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов, под действие которого попадает рабочий	94
5.5. Экологическая безопасность.....	95
5.5.1. Воздействие на селитебную зону	95
5.5.2. Воздействие на литосферу	95
5.5.2.1. Утилизация люминесцентных ламп	96
5.5.2.2. Утилизация макулатуры	97
5.5.3. Воздействие на гидросферу	98
5.5.4. Воздействие на атмосферу	98
5.6. Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	99
5.7. Вывод по разделу	100
6. Заключение	101

7. Список использованных источников	102
Приложение А	109

Введение

Перед современным машиностроением стоят такие задачи, как освоение новых конструкций машин и механизмов, средств автоматизации, позволяющих использовать высокопроизводительные энерго- и материалосберегающие технологии, обеспечение необходимой надежности и долговечности машин и механизмов для различных областей народного хозяйства, повышение их экономичности и производительности.

В условиях жесткой конкуренции на рынке энергоресурсов необходимо тщательно анализировать, сводя к минимуму, потери энергии в используемых машинах и механизмах путем их совершенствования либо разработок конструкций [1].

Наиболее перспективной передачей, для разработки современных конструкций, является передача с ПТК и свободной обоймой так, как передачи обладают рядом достоинств, таких как малые габариты, вес и несущие детали данной передачи испытывают только напряжения сжатия, в отличие от других передач с ПТК. У передачи с ПТК и свободной обоймой повышен КПД за счет уменьшения трения в зацеплении [2]. Особый интерес представляет исследования возможно уменьшения контактных напряжений, так как это позволит проектировать более надежные и долговечные механизмы.

Таким образом, анализ возможности уменьшения контактных напряжений в зацеплении с ПТК и свободной обоймой является актуальным.

Целью работы является определение возможности уменьшения контактных напряжений в зацеплении с ПТК и свободной обоймой путем изменения исходных параметров передачи.

Глава 1

1. Анализ контактных напряжений в циклоидальных передачах

Механическими передачами называют механизмы, передающие работу двигателя исполнительному органу машины. Передавая механическую энергию, передачи одновременно могут выполнять следующие функции [3]:

- а) понижать и повышать угловые скорости, повышая и понижая соответственно вращающие моменты;
- б) преобразовывать один вид движения в другой;
- в) регулировать угловые скорости рабочего органа машины;
- г) реверсировать движение;
- д) распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

В зависимости от принципа действия все механические передачи делятся на две группы:

- передачи зацеплением (зубчатые, цепные, червячные);
- передачи трением (фрикционные, ременные).

Во всех отраслях машиностроения и приборостроения наиболее широкое применение нашли зубчатые передачи благодаря ряду их достоинств: постоянству передаточного числа, отсутствию проскальзывания, большой несущей способности при сравнительно малых габаритах и массе, большой долговечности, работе в обширном диапазоне нагрузок, способности передавать энергию между валами, как угодно расположенными в пространстве, сравнительно малым нагрузкам на валы и их опоры, высокому КПД (до 0,995), простоте обслуживания и ухода. К недостаткам зубчатых

передач можно отнести высокие требования к точности изготовления зубчатых колес, сборки передач и необходимость повышенной жесткости корпусов, опор, валов: шум, особенно при больших частотах вращения и недостаточной точности, вибрации, низкую демпфирующую способность.

Для начала анализа и определении возможности уменьшения контактных напряжений в зацеплении с промежуточными телами качения и свободной обоймой рассмотрим кривую зацепления.

1.1. Циклоида

Траектория точки производящей окружности, катящейся по некоторой прямой без скольжения, называется циклоидой (см. рис. 1). Циклоида бывает трех видов [4, 5, 6] (см. рис. 2-3):

- укороченная - точка, описывающая циклоиду, находится внутри производящего контура;
- удлиненная - точка, описывающая циклоиду, находится снаружи производящего контура;
- обыкновенная - точка находится на самом производящей контуре (см. рис. 5).

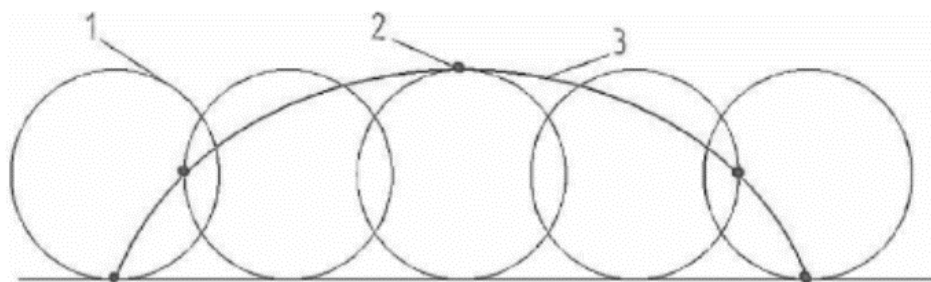


Рисунок 1. Циклоида

1 – производящий круг; 2 – точка; 3 – циклоида.

Циклоиду можно описать как графически, так и аналитически. Для того, чтобы описать циклоиду аналитически, используют параметрическое уравнение:

$$x = r(t - \sin t); \quad (1)$$

$$y = (\pm)r(1 - \cos t). \quad (2)$$

где: r – радиус производящей окружности, катящейся без скольжения по прямой вдоль оси x и y ;

t – параметр, меняющийся для арки циклоиды в пределах $0 \leq t \leq 2\pi$ [7].

С помощью параметрического уравнения можно найти координату точки, расположенной на производящей окружности. С каждым поворотом производящей окружности точка меняет положение в пространстве, тем самым формируя циклоиду. При наличии известных параметров направляющего и производящего контуров циклоиду можно построить при определении закономерностей, которым подчиняется движущаяся точка.

Циклоидальные кривые (циклоида, эпициклоида, гипоциклоида, трохоида, астроида) применяются в технике для построения профилей: зубьев, шестерен, очертания многих типов эксцентриков, кулаков, а также деталей машин, которые совершают одновременно равномерное вращательное и поступательное движения [4, 6, 7, 8].

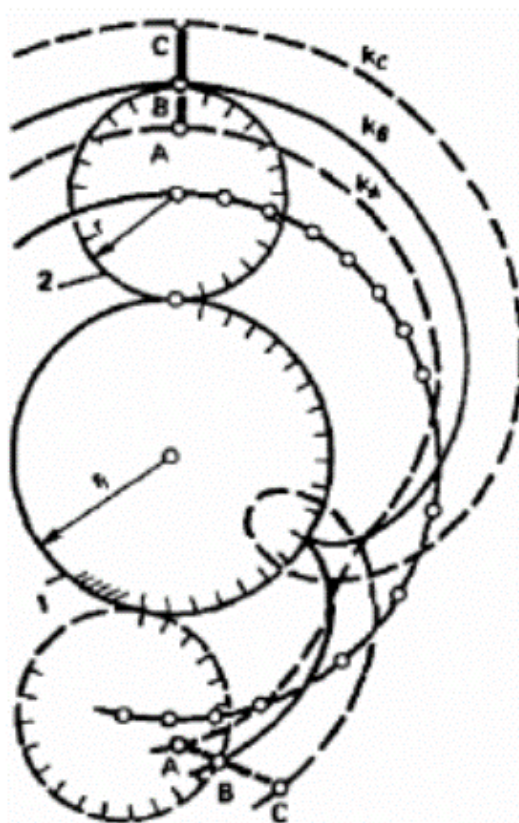


Рисунок 2. Эпициклоида [9]

- 1 – направляющая окружность; 2 – производящая окружность;
- A, B, C – точки, жестко связанные с производящей окружностью;
- k_A – укороченная эпициклоида; k_B – обыкновенная эпициклоида;
- k_C – удлиненная эпициклоида.

Циклоидальное зацепление – вид зацепления, при котором профили зубьев очерчены по участкам циклоид: эпициклоид и гипоциклоид.

Эпициклоида (см. рис. 2) - это кривая (k_A, k_B, k_C), описывающая точку (A, B, C), жестко связанную с окружностью 2 радиусом r , которая катится с внешней стороны направляюще окружности 1 радиусом r_1 [10].

Гипоциклоида – это кривая, описывающая точку, жестко связанную с производящей окружностью, которая катится без скольжения внутри направляющей окружности (см. рис. 3) [9].

При профилировании зубьев используют только укороченные циклоиды, поскольку для обыкновенных и удлиненных циклоид свойственны самопересечения и заострения контуров [11]. При внешнем зацеплении головку зуба очерчивает эпициклоида, а ножку зуба - гипоциклоида. При внутреннем зацеплении - наоборот.

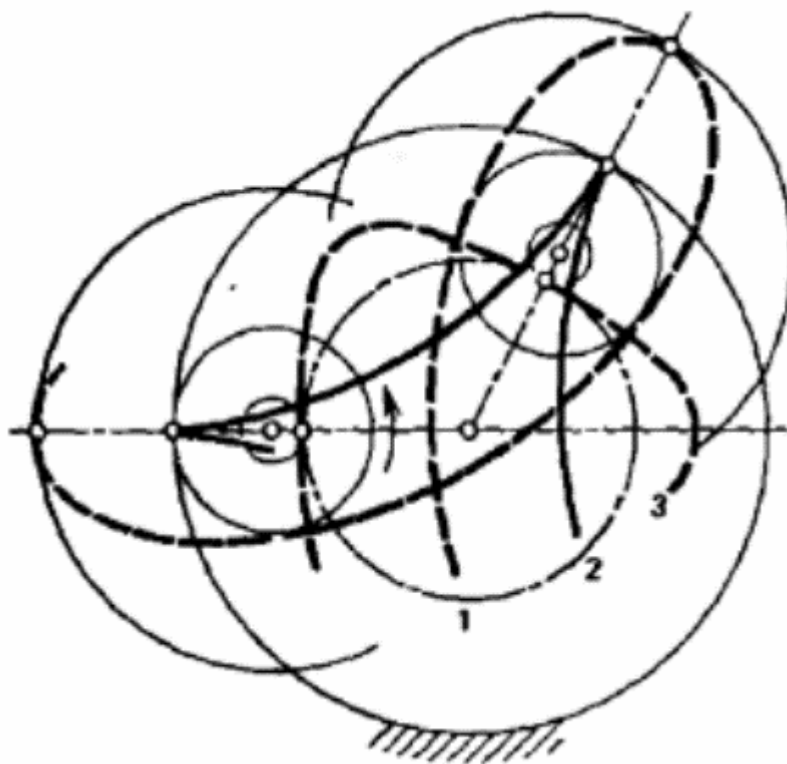


Рисунок 3. Гипоциклоида [9]

1 – удлиненная гипоциклоида; 2 – обыкновенная гипоциклоида; 3 – укороченная гипоциклоида.

Преимущества циклоидального зацепления:

- меньше скорость скольжения профилей и отсутствие переходных участков, а значит, более плавная и бесшумная работа [8, 11];
- более высокий КПД (около 95%) [8];
- коэффициент перекрытия больше 2 [8, 11];
- отсутствие подрезания ножки зуба [8];
- широкий диапазон регулирования геометрических параметров [11];
- возможность получения профиля с любым числом зубьев (в отличие от эвольвентного) [8];
- сохраняет высокий КПД даже при менее точном изготовлении [11].

Согласно данным, приведенным в работе [8], самым существенным недостатком циклоидального зацепления является сложность изготовления инструмента и, как следствие, его высокая цена, поскольку профилем циклоидальной рейки являются две циклоиды, а не прямая, как в эвольвентном зацеплении.

Циклоидальное зацепление широко применяется в нефтегазовой отрасли, в таких механизмах как [11-12]:

- рабочие органы (РО) роторных гидромашин, компрессоров и ДВС;
- колеса зубчатых передач;
- профили наклонно-направленных скважин (в качестве энергосберегающих профилей с минимальными усилиями при подъеме бурильной колонны или сопряженных кривых многоинтервальных профилей без разрыва кривизны траектории).

1.2. Циклоидальные передачи

1.2.1. Цевочное зацепление

Одной из разновидностей циклоидального зацепления является цевочное зацепление. В этом зацеплении зубья одного колеса заменены цевками – цилиндрами, вставленными между дисками, закрепленными на оси [8].

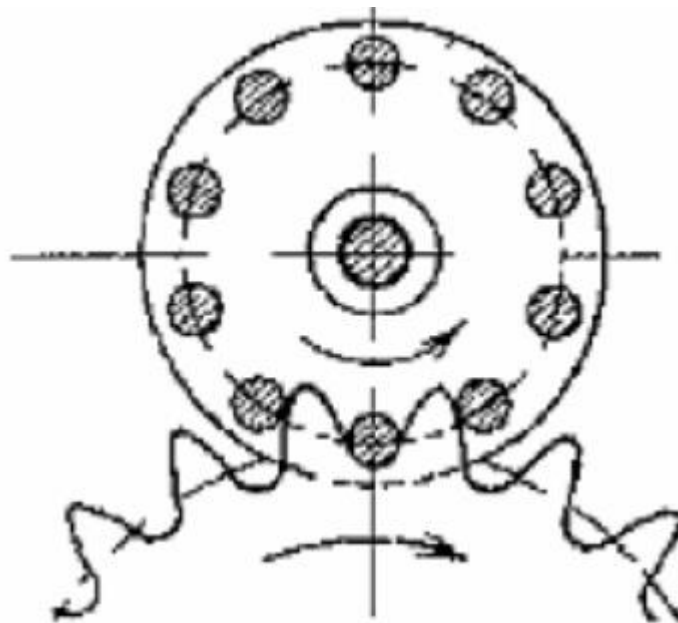


Рисунок 4. Цевочное зацепление [13]

Цевки одновременно находятся в качании с профилями зубьев другого колеса. Таким образом, центры всех цевок находятся на соответствующих ветвях удлиненных эпициклоид или гипоциклоид. Хотя в одновременном зацеплении могут находиться цевки, нагрузка может передаваться максимально лишь половиной их общего числа [12].

Допускаемые напряжения при расчете цевки на изгиб (расчет на выносливость):

$$\sigma_{rk} = \frac{\sigma_{-1\mu}}{kn}; \quad (3)$$

где: $\sigma_{-1\mu} = 0,43\sigma_B$;

σ_B – временное сопротивление разрыву для материала сердцевины цевки;

$k = 1,3$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$n = 1,6$ – запас прочности.

Допускаемое напряжение при расчете цевки на изгиб (расчет на прочность):

$$[\sigma_u] = \sigma_{mu} \frac{1}{n}; \quad (4)$$

где: σ_{mu} – предел текучести материала при изгибе;

$\sigma_{mu} = 1,2\sigma_{mp}$ – для углеродистой стали;

$\sigma_{mu} = \sigma_{mp}$ – для легированной стали;

σ_{mp} – предел текучести материала при растяжении с учетом размеров сечения.

Преимущества цевочного зацепления:

- плавность хода и низкий уровень шума по сравнению с эвольвентным зацеплением [14];
- высокий ресурс и надежность за счет того, что нагрузка на цевке распределена по всей поверхности [14];
- меньшие габариты при одинаковом передаваемом крутящем моменте в сравнении с эвольвентным зацеплением [15];
- передаточное отношение от 6 до 190 [16];
- высокая кинематическая точность [17].

Недостатки цевочного зацепления:

- чувствительность к изменению межосевого расстояния [13];
- высокая стоимость [17];
- высокие требования к точности изготовления (при изменении положения цевки на диске меняется и производительность передачи) [17];
- сложность формы зуба при методе обката [13].

Основные сферы применения цевочного зацепления: в часовых механизмах, в механизмах наводки орудийных башен, в подъемно-транспортных механизмах и в некоторых типах планетарных редукторов, гусеничных движителях [15].

1.2.2. Эксцентриковое-циклоидальное зацепление

Зацепление, профили зубьев шестерни которого в торцевых сечениях очерчены дугами эксцентрично смещенных окружностей, а зубья большого колеса в тех же сечениях очерчены участками циклоидальных кривых, называется эксцентриково-циклоидальное (ЭЦ) [18]. Данным вид зацепления был разработан в 2007 году в компании ЗАО «Технология Маркет» (г. Томск) [19]. Однако в работе [18] утверждается, что ЭЦ-зацепление не является новым видом зацепления, а является технологическим вариантом эпициклоидально-цевочного зацепления, в котором цевка заменена зубьями, профили которых в торцевых сечениях очерчены дугами эксцентрично смещенных окружностей. Также в работе [18] отмечается, что расчет геометрии ЭЦ-зацепления совпадает с расчетом геометрических параметров циклоидально-цевочного зацепления. На эти замечания можно возразить тем, что циклоидально-цевочная передача - это соосная передача с многопарным зацеплением, в то время как ЭЦ-зацепление – это пространственная передача с параллельными или пересекающимися осями. Следовательно, мы имеем дело с двумя принципиально разными передачами.

На рисунке 5 изображен принцип формирования ЭЦ-зацепления. Если доработать схему редуктора, предложенного Л. Брареном в 1928 г. (применяется в передачах CYCLO), таким образом, чтобы все его основные звенья (колеса 1, 2 и обойма 3) были выполнены соосно, а ролики 4 заменены на эксцентрики 6 (рис. 5, б, в), а затем мысленно рассечь ведомое колесо 1, то получится ряд колес 1, 1', 1'', 1''', 1'''' и 1''''', с каждым из которых зацепляется эксцентриковый ролик 6, находящийся в разных фазах зацепления с полученными колесами (рис. 5, г). Если повернуть все колеса вместе с эксцентриками, находящимися с ним в зацеплении, до совмещения осей эксцентриков, то получим эксцентриково-циклоидальное зацепление составных колес (рис. 5, д), в котором шестерня имеет один зуб и составлена из эксцентрично смещенных окружностей, а профиль зуба зубчатого колеса

сопрягается с ними в каждом своем торцевом сечении. Винтовые криволинейные поверхности колес 7 и 8 образуются путем последовательных и непрерывных смещения и поворота вокруг собственных осей исходных контуров (рис. 5, в) и имеют противоположные направления вращения [20].

Сравнительный анализ с известными видами зацеплений (эвольвентное зацепление Новикова и др.), проведенный в работе [21], показал, что ЭЦ-зацепление обладает комплексом преимуществ по ряду характеристик (КПД, передаточное отношение, крутящий момент, надежность, удельные массогабаритные показатели, себестоимость изготовления и др.).

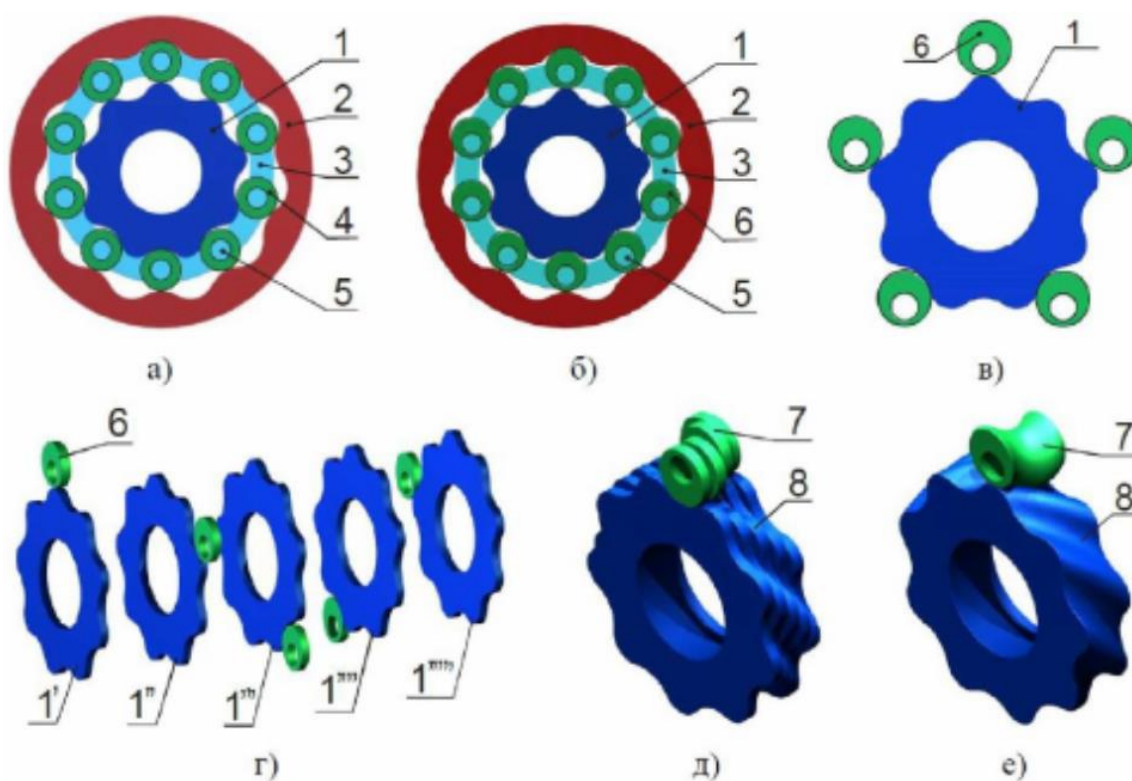


Рисунок 5. Принцип ЭЦ-зацепления [20]

1 – ведомое колесо внешнего зацепления,

2 – опорное колесо внутреннего зацепления,

3 – обойма, сидящая на валу с эксцентриком, 4 – ролик,

5 – пальцы, 6 – эксцентрики,

1, 1', 1'', 1''', 1'''' – сечения ведомого колеса, 7 – шестерня, 8 – зубчатое колесо,

а) редуктор Баррена, б) и в) модификация редуктора Баррена с эксцентриковыми роликами, г) колеса, полученные сечением ведомого колеса редуктора Баррена,

д) ЭЦ-зацепление составных колес, е) криволинейное ЭЦ-зацепление.

Достоинства ЭЦ-зацепления:

- высокий КПД (до 99%) [21];
- высокая несущая способность [22];
- низкий уровень шума [22];
- обеспечивает широкий диапазон передаточных отношений (за счет возможности уменьшения количества зубьев ведущего колеса до 1), при минимальной величине относительной массы [20];
- менее требовательно к перекосам по сравнению с эвольвентным зацеплением и менее требовательно к межцентровому зазору по сравнению с зацеплением Новикова [24].

1.2.3. Торцевая передача

Торцевые передачи известны с 1961 г. и бывают двух основных видов [25]:

1. С промежуточными телами (шариковыми (рис. 6) или роликовыми) - содержит набор зацепляющихся тел качения, связанных с ведущим и ведомым валом посредством шайб. Однако такие передачи сложны в изготовлении и требуют обязательного наличия смазочного материала, что ограничивает их применение в открытых передачах [25].

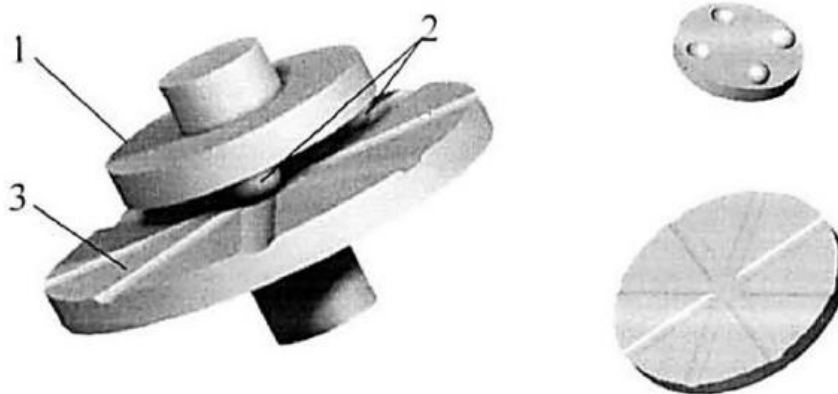


Рисунок 6. Торцевая передача с шариковыми промежуточными телами [25]:

1 – шайба ведущего вала, 2 – шариковые промежуточные тела,
3 – шайба ведомого вала.

2. Представляет собой два зубчатых колеса, сцепленные между собой торцевыми зубьями (рис. 7). Зубья первого колеса имеют профиль, ограниченный плоскостью, а зубья второго колеса - круговой профиль, то есть форма зуба состоит из усеченного конуса, цилиндра или бочкообразного тела [26].

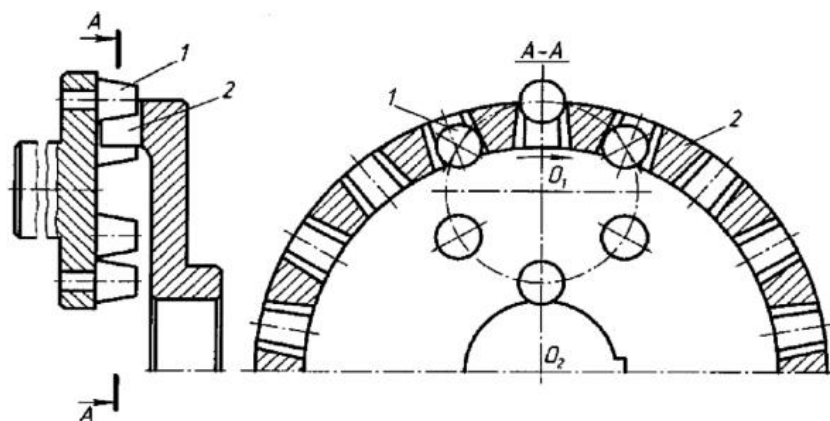


Рисунок 7. Торцевая передача Нечаева [26]

1 – шестерня, 2 – зубчатое колесо.

Передача движения происходит по поверхностям зубьев шестерни 1 и колеса 2. Такое зацепление обеспечивает возможность равномерного распределения износа рабочих поверхностей в непрерывном процессе работы передачи (без остановок на регламентное обслуживание).

Особенностью данной передачи является то, что конструкционная посадка для размещения ножки зуба первого колеса в гнезде ее венца назначается такая, что момент трения скольжения в кинематической паре «зуб шестерни - зуб колеса» незначительно (до 5 %) превосходит противоположный ему момент трения покоя в кинематической паре «ножка зуба первого колеса - гнездо в ее венце». В этом случае при работе передачи обеспечено качение без скольжения в относительном движении двух колес, при котором выполняется условие равномерного распределения интенсивности износа их рабочих поверхностей. Для снижения коэффициента трения в кинематической паре «ножка зуба первого колеса - гнездо в ее венце» между боковой (рабочей) поверхностью ножки зуба и поверхностью гнезда размещается промежуточный слой металла, например, свинца, собственная пластичность которого превосходит пластичность материала зуба шестерни и ее венца. Создание этого слоя, выполняющего роль твердой «смазки», на боковой поверхности ножки зуба выполняется, например, путем плазменного напыления или гальванопокрытием [27].

Достоинства:

- простота [28] и меньшая стоимость [27] изготовления по сравнению эвольвентной передачей;
- для нарезания зубьев шестерни и колеса используется один инструмент [27, 28];
- высокая изгибная и контактная прочность по сравнению с эвольвентной передачей [27];
- высокое передаточное отношение в одной ступени по сравнению с эвольвентной передачей [27];
- высокая степень ремонтпригодности и взаимозаменяемости [26];
- торцевое расположение зубьев позволяет создавать более компактные приводы [25];
- при одинаковых габаритах размер зубьев может быть увеличен в 2-2,5 раза по сравнению с эвольвентным зацеплением, что снижает изгибные напряжения [28].

Недостатки:

- высокая точность при монтаже для сохранения линейного контакта профилей по сравнению с передачей Новикова, однако примерно такая же, как и для эвольвентного зацепления [28];
- большая скорость скольжения профилей по сравнению с эвольвентным зацеплением [27];
- меньший коэффициент перекрытия (меньшая плавность работы) [27];
- больший износ профилей по сравнению с эвольвентной передачей [27].

На сегодняшний день наиболее распространены следующие виды торцевых передач: передача Нечаева и цевочное зацепление.

Передача Нечаева

Передача, разработанная Нечаевым А. И. 1975 году [29], представляет собой два зубчатых колеса, сцепленные между собой торцевыми зубьями (рис. 7). Данная зубчатая передача способна работать в таких условиях, в которых работа эвольвентных передач невозможна [25]. Зубья ведомого зубчатого колеса выполнены с плоскими рабочими поверхностями, а ведущей шестерни - с выпуклыми рабочими поверхностями, ограниченные кривыми семейства «улиток Паскаля».

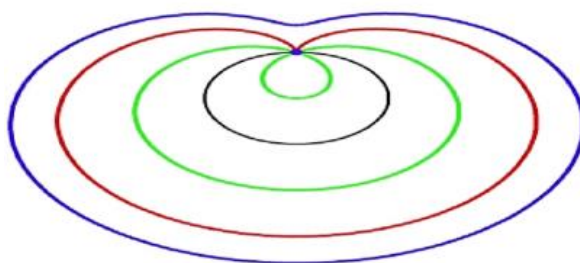


Рисунок 8. «Улитка Паскаля» [30]

«Улитки Паскаля» - это плоская алгебраическая кривая 4-го порядка [30] (рис.8), которая описывается уравнением:

$$(x^2 + y^2 + ay)^2 = 1^2(x^2 + y^2); \quad (5)$$

где: a – диаметр исходной окружности, 1 – расстояние, на которое смещается точка вдали радиус-вектор [30].

Благодаря особой форме данной кривой, коэффициент перекрытия в таком зацеплении увеличен до двух, что придает высокую плавность и малую шумность. Зацепление зубьев подтверждается теоремой Эйлера-Савари [29, 31], которая гласит: прямые, соединяющие центры кривизны центроид и соответственные центры кривизны сопряженных профилей, должны пересекаться в одной точке с линией, проведенной через точку касания центроид перпендикулярно профильной нормали [32].

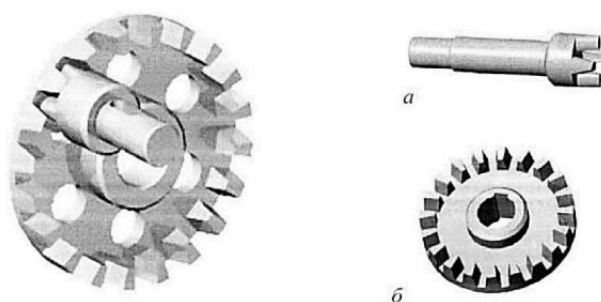


Рисунок 9. Зубчатая передача с внутренним зацеплением торцевых зубьев и параллельными осями вращения колес [25]
а) ведущая шестерня; б) ведомое колесо.

Принцип работы передачи состоит в следующем: при вращении ведущего колеса (рис. 9, а) его зуб входит в зацепление с зубом ведомого колеса (рис. 9, б) и передает ему вращательное движение. Взаимное обкатывание профилей зубьев происходит по всей высоте с постоянным передаточным отношением, что снижает вероятность кромочных ударов при пересопряжении зубьев. В результате достигается высокая плавность работы [29, 31].

Достоинства:

- повышенная нагрузочная способность по сравнению с эвольвентными зацеплениями в 1,6 раз [33];
- контактные напряжения больше на 20-25% [33], а согласно [25] - в 1,5-2 раза по сравнению с эвольвентными зацеплениями;

- модуль в 2-2,5 раза больше при одинаковых размерах, что в 3-4 раза снижает изгибные напряжения по сравнению с эвольвентным зацеплением [33];
- возможность образования передачи без подрезания и заострения с достаточной плавностью зацепления [34];
- габаритные размеры и масса в 1,5-2,5 раза меньше, чем у эвольвентных передач [33];
- при уменьшении габаритов и металлоемкости передачи Нечаева происходит увеличение передаточного отношения по сравнению с эвольвентными передачами [35];
- т. к. линия зацепления передачи Нечаева имеет форму участка внешней петли «улитки Паскаля», обеспечивается высокий коэффициент перекрытия [35].

Недостатки:

- сложное профилирование малых зубчатых колес(шестерен) по сравнению с эвольвентными колесами [33];
- индивидуальное изготовление шестерни, то есть изготовление новых инструментов и оснасток [33];
- затрудненное восстановление изношенных рабочих поверхностей [25] и низкий уровень ремонтпригодности [35];
- невысокое КПД передачи (0,94-0,96) [33].

1.2.4. Торцевое цевочное зацепление

Зацепление, где профиль зубьев одного из колес является круговым, называется цевочным (рис. 10) [36]. Круговой профиль позволяет изготовить каждый зуб без особых трудностей, например, на токарном станке. Профиль поверхности сопряжения должен отвечать требованиям основной теоремы зацепления, реализацию которых можно обеспечить методом обкатки, который является самым распространенным способом изготовления зубчатых колес.

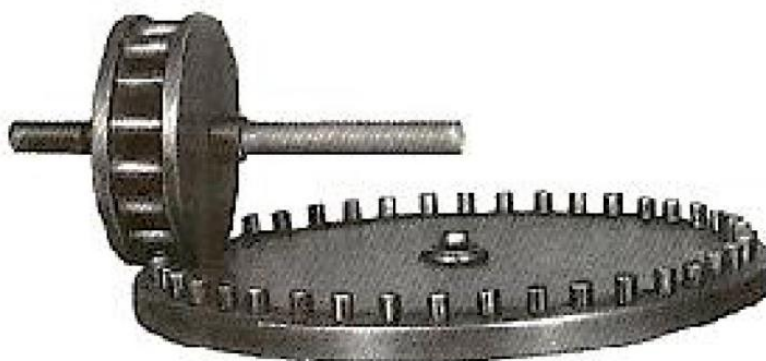


Рисунок 10. Торцевое цевочное зацепление

В передаче Нечаева осуществляется контакт выпуклой поверхности с плоскостью, а в торцевой передаче с цевочным зацеплением круговая поверхность зубьев первого колеса контактирует с вогнутой поверхностью второго колеса, что уменьшает контактные напряжения.

Если зубья первого колеса изготовлены в виде ролика с полным круговым профилем, можно закрепить его на оси с возможностью вращения и получить цевочную торцевую передачу. Такое решение имеет преимущество перед обычными цевочными передачами, например, меньшие габариты [37].

1.2.5. Передача с промежуточными телами качения (ПТК)

В настоящее время известно много видов механических передач с промежуточными телами качения, которые можно разделить по принципу их построения [38]:

- подобно зубчатым роликовые тела качения – вместо зубьев;
- «направляющие» для промежуточных тел качения и вал с эксцентриком, создающими волновое движение промежуточных звеньев.

Передача с промежуточными телами качения имеет: входной вал, промежуточные тела качения (ПТК), обойму (сепаратор), центральное колесо с циклоидальным профилем (венец), и выходной вал жестко связанный с сепаратором (рис 11.).

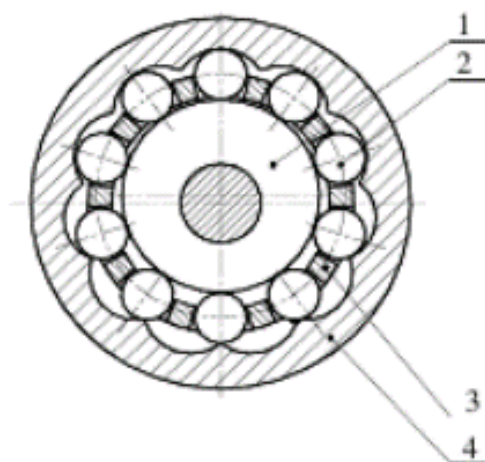


Рисунок 11. Поперечное сечение передачи с ПТК: 1) эксцентрик (генератор); 2) промежуточные тела качения; 3) сепаратор; 4) венец [38].

Передача имеет следующие технические характеристики: большое передаточное отношение в одной ступени (до 60); возможность передавать мощность до 85 кВт; КПД – 0,9...0,94; высокий выходной крутящий момент; компактность конструкции; плавность работы и непрерывность кинематического замыкания [38].

Данная передача имеет большое количество положительных качеств, но также, имеется и ряд недостатков. Один из главных недостатков это возникновение в зацеплении трения скольжения под нагрузкой, что снижает КПД передачи, а также, из-за этого при длительной работе происходит нагрев корпусных деталей до 100 – 120°С. В связи с этим реальный КПД передачи получается 0,8...0,85. Еще один очень большим минусом данной передачи является то, что в силовой передаче участвует сепаратор – тонкостенная деталь, что значительно снижает надежность и долговечность данной передачи [38].

1.2.6. Передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой

Была создана передача с ПТК нового вида исключая самые главные недостатки передачи с ПТК (рис. 12) [38].

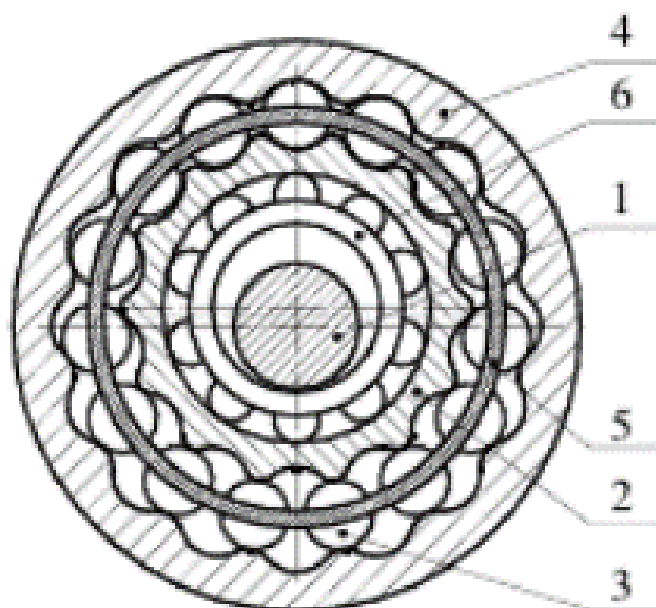


Рисунок 12. Поперечное сечение передачи с промежуточными телами качения с разгруженным сепаратором:

1) генератор; 2) кулачок; 3) ПТК; 4) венец; 5) сепаратор; 6) подшипник [38].

Передача нового вида, представленная на рисунке 12 получила название “передача с разгруженным сепаратором”, поскольку сепаратор больше не участвует в передаче крутящего момента выходному валу, в следствие чего

является разгруженным. Принцип этой передачи основан на том, что промежуточные тела качения находятся между профилями – зубьями (в данном случае гладкими циклоидальными профилями) двух колес: одного с внутренним профилем (венец); другого с наружным (кулачок). Так, а зацеплении присутствуют только обкатные движения, которые и снижают скользящие движения. К сожалению, в настоящее время исключить скользящее движение полностью невозможно, поскольку, во время работы промежуточные тела проскальзывают по профилю одного из колес [38].

Выходным звеном в передаче данного вида может выступать кулачок или венец.

Входными параметрами передачи являются: Z_2 – число промежуточных тел качения; r_2 – радиус производящей окружности обоймы с промежуточными телами; χ – коэффициент смещения или коэффициент отличия радиуса окружности центров тел качения от радиуса производящей окружности; $r_{\text{ТК}}$ – радиус тел качения [38].

Один из недостатков передачи нового вида – планетарное движение выходного звена (кулачка или венца) в одноступенчатой компоновке. В этой связи возникает необходимость ввода в конструкцию компенсирующей муфты, что увеличивает габаритный осевой размер передачи. Избежать планетарного движения выходного звена можно применением дифференциальной схемы компоновки передачи с разгруженным сепаратором (рис. 13), хотя габаритный осевой размер будет также увеличенным.

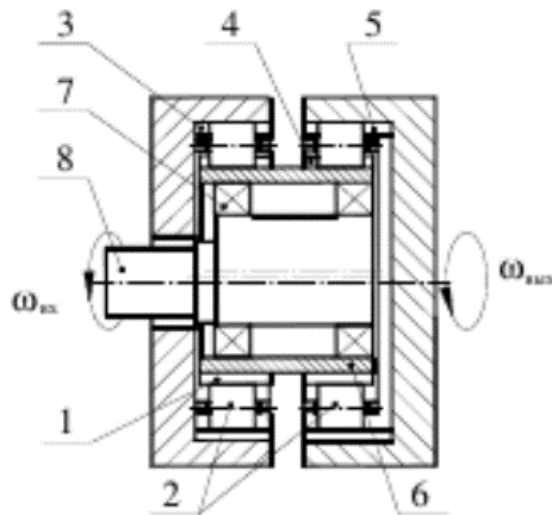


Рисунок 13. Схема дифференциальной передачи с разгруженным сепаратором:
 1) профиль кулачка первого модуля; 2) промежуточные тела качения; 3) венец первого модуля; 4) профиль кулачка второго модуля; 5) венец второго модуля; 6) кулачок; 7) подшипник качения; 8) генератор.

Применение дифференциальной схемы целесообразно в случае, когда необходимо обеспечить большое передаточное отношение i_{75}^K . Для передачи с разгруженным сепаратором, выполненной по данной схеме, оно определяется по следующей формуле [38]:

$$i_{75}^K = \frac{1}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_1 z_5}} \quad (6)$$

В большинстве случаев проектирования передач возникает задача определения числа зубьев колес по известному передаточному отношению, а не наоборот. Известные методы подбора числа зубьев планетарных и дифференциальных передач трудоемки [38].

Для предложенной схемы на рисунке 13 получено уравнение, позволяющее подобрать числа профилей колес, задавшись передаточным отношением. Уравнение выводилось с использованием основных формул геометрического построения передачи, а также формулы Виллиса. После преобразований уравнение принимает вид простого квадратного уравнения (*):

$$Z_1^2 + \delta Z_1 + 2\Delta i = 0. \quad (7)$$

где: $\delta = Z_5 - Z_1$ – разность между числами профилей венца второго модуля и кулачка первого модуля;

$\Delta = Z_4 - Z_1$ – разность между числом профилей кулачков второго и первого модулей.

Квадратное уравнение (*) выражено через число профилей кулачка первого модуля, остальные числа профилей находятся через выражения для δ и Δ , определяющие соотношения чисел профилей в первом и втором модулях, а также постоянной разницей между числом профилей кулачка и венца (она равняется 2). Если Δ отрицательная, т.е. число профилей кулачка первого модуля больше, чем у второго, то (*) решается как обычное квадратное уравнение. Если Δ положительна ($Z_4 > Z_1$), то (*) решается в комплексном виде. За решение следует брать положительный (или по модулю) корень из двух, независимо от знака Δ , поскольку отрицательного числа зубьев быть не может [38].

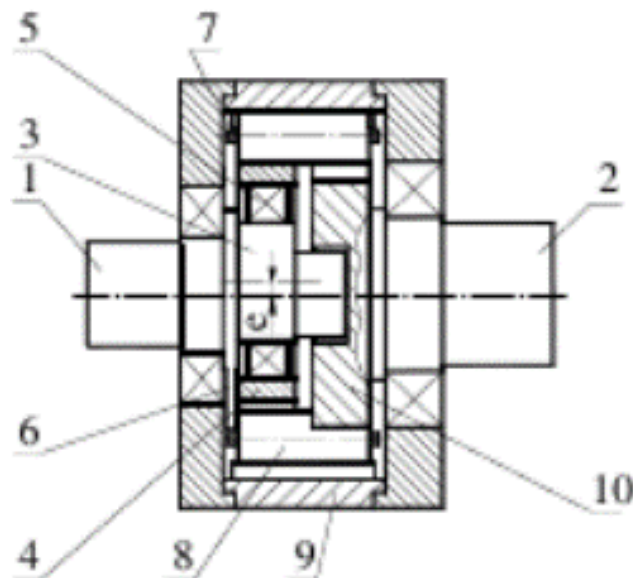


Рисунок 14. Схема соосной передачи с разгруженным сепаратором, продольное сечение:

- 1) генератор; 2) выходной вал; 3) эксцентрик; 4) эксцентриковый кулачок;
- 5) опора качения; 6) противовес; 7) сепаратор; 8) роликовые тела качения;
- 9) венец (центральное колесо); 10) соосный кулачок.

Применение дифференциальной схемы является экономически не оправданным, при условии, что необходимо обеспечить небольшое передаточное отношение. Для таких случаев была разработана схема соосной одноступенчатой передачи с разгруженным сепаратором (рис. 14). В разработанной схеме компенсирующая планетарное движение муфта преобразуется в часть передачи и сокращает осевой габаритный размер механизма, и таким образом, выходное звено вращается соосно с входным [38].

Преимущества передач с ПТК и свободной обоймой

Эти передачи могут конкурировать на рынке за счет высокой нагрузочной способностью, высоким КПД, малым коэффициентом трения в зацеплении, минимизированным нагревом в местах трения тела качения, т.п. Большое передаточное число в одной ступени, малый момент инерции, большие перегрузочные резервы, высокая надежность позволяют проектировать на базе таких передач современные компактные и ресурсоэффективные механизмы [38].

2. Анализ контактных напряжений

Перед началом анализа возможности уменьшения контактных напряжений в зацеплении с промежуточными телами качения и свободной обоймой приведем общую информацию о расчете контактных напряжений в циклоидальных передачах.

2.1. Теория определения контактных напряжений

В настоящее время существует несколько методик определения контактных напряжений при проведении расчётов на контактную прочность.

Генрих Герц (H. Herz) является основоположником теории контактных напряжений. В его честь приписывают индекс Н обозначениям контактных напряжений. Различают контакт в точке (два шара, шар и плоскость) и контакт по линии (два цилиндра с параллельными осями, цилиндра и плоскость) [39].

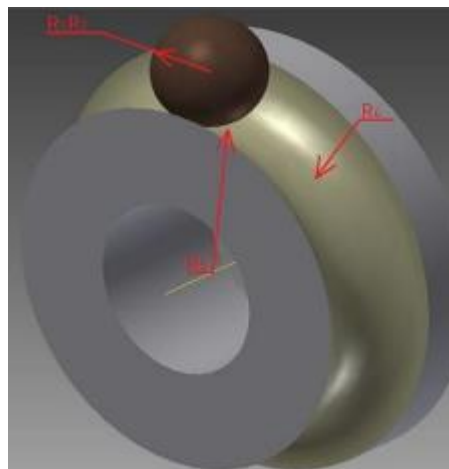


Рисунок 15. Пример точечного контакта в тела качение: внутреннее кольцо подшипника и тела качения шарик

При точечном контакте в зоне контакта наибольшее контактное напряжение определяется формулой [39]:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{mF^{1/3} \cdot E^{2/3}}{R^{2/3}}} \quad (8)$$

где: m – коэффициент зависящий от отношения $\frac{A}{B}$.

$$\frac{A}{B} = \frac{\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_3}} < 1; \quad (9)$$

где: R_1, R_2 – главные радиусы кривизны одного контактирующего тела;
 R_3, R_4 – главные радиусы кривизны другого контактирующего тела; (рис. 15)

F – нормальные сила в контакте;

$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости, Мпа;

E_1, E_2 – модули упругости материалов сопрягаемых деталей;

R – приведенный радиус кривизны;

$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4}$ – приведенная кривизны в плоскости наиболее плотного

контакта.

Такой вывод способствовал широкому применению уравнения Герца для определения наибольшего давления между двумя сопрягающимися поверхностями зубьев под нагрузкой.

Важно отметить, что из закона пропорциональности Гука можно получить связь контактного напряжения, деформации и модуля Юнга [39]:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon; \quad (10)$$

Отсюда всегда можно получить расчётное значение напряжения или деформации контактирующих тел силового механизма исходя из исходных геометрических параметров для проектирования контактирующих деталей силового механизма с ПТК.

Модуль упругости E определяется опытным путем и служит мерой жесткости материала. Это справочная величина для стали равна:

$$E = (2 \dots 2,1) \cdot 10^5 \text{ Мпа.}$$

Следовательно, в общем случае зная E для материалов профильного кулачка и тела качения и определив величину b_k и $\Delta_k = \varepsilon$ (Рис. 16), всегда

можно будет оценить напряжения, возникающие в критических точках деталей циклоидального профиля силового механизма.

Для передач с промежуточными телами качения, применяемыми в настоящее время в промышленности используется в основном зацепление с линейным контактом.

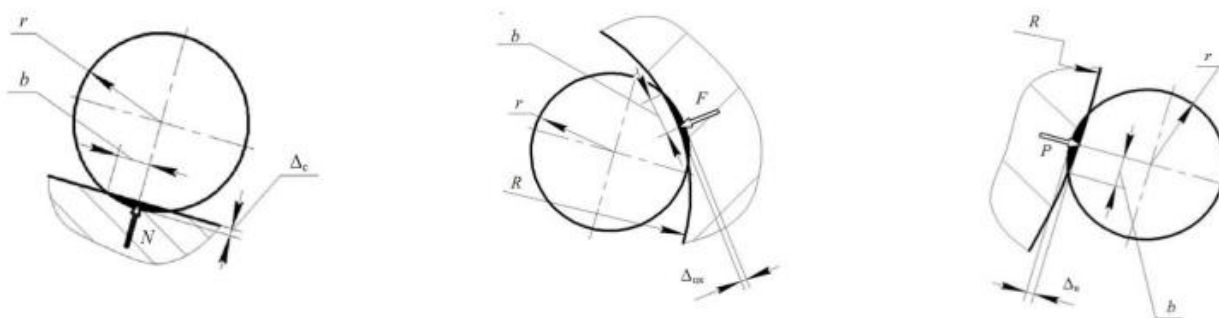


Рисунок 16. Схемы касания промежуточного тела с звеньями циклоидальной передачи

В современных методиках проведения силового расчёта упруго-деформированного состояния профильного (циклоидального) зацепления для определения контактных напряжений общий подход к решению задач изложенный физиком Герцем остаётся актуальным и в начале XXI века, но с появлением в первой половине XX века новых видов зубчатых передач с циклоидальным зацеплением описанных в источниках литературного обзора не достаточно подробно освещены некоторые моменты проведения расчётов контактных напряжений для циклоидальных передачи в частности с разгруженным сепаратором.

В настоящее время, наиболее прогрессивными методиками расчёта контактных напряжений на сегодняшний день являются описанные в источниках, но в передаче ПТКСО, не достаточно полно освещены некоторые моменты проведения расчётов контактных напряжений для случая с разгруженным сепаратором [1].

2.2. Расчет контактных напряжений в передаче с ПТКСО

На рисунке 17 представлена расчетная схема к определению усилий в зацеплении передачи с ПТКСО. Данная схема понадобится для определения контактных напряжений.

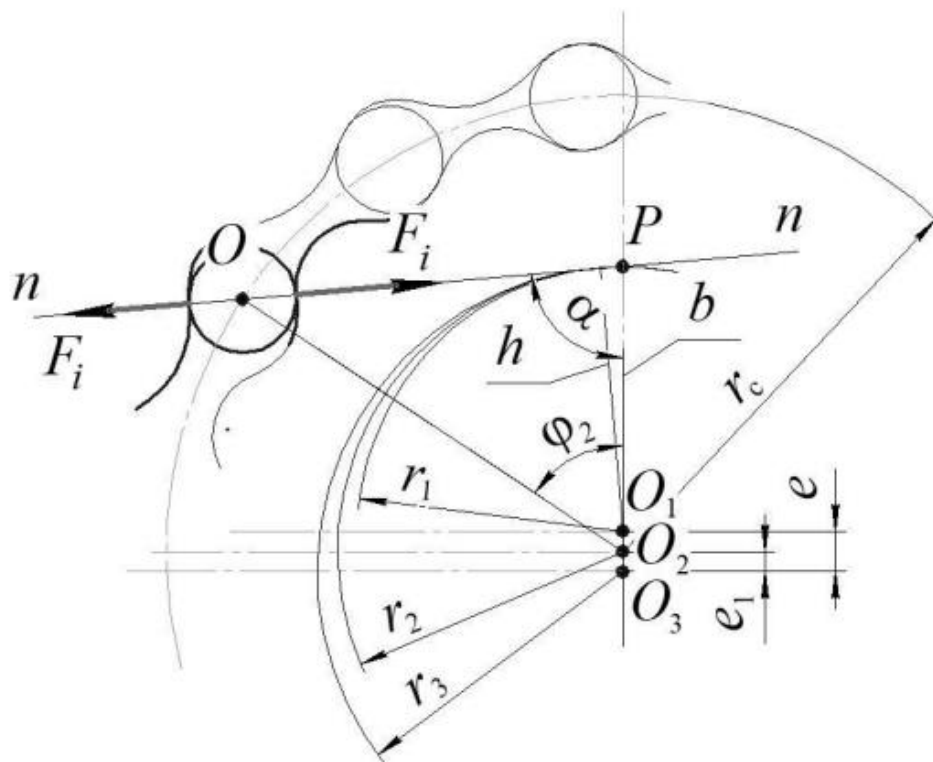


Рисунок 17. Расчетная схема к определению усилий в зацеплении передачи с ПТКСО [38].

P – полюс зацепления; O_1, O_2, O_3 – центры кулачка, обоймы с телами качения и венца соответственно; r_1, r_2, r_3 – радиусы центроид кулачка, обоймы и венца соответственно;

r_c – радиус центров тел качения; φ_2 – угол поворота обоймы с телами качения; e_1 – эксцентриситет зацепления; e – полный эксцентриситет передачи; F_i – усилие в зацепление венца/кулачка и i -го тела качения; h – кратчайшее расстояние от центра венца/кулачка до линии действия i -го усилия в зацепление.

Проведем анализ формулы для расчета контактных напряжений [38]:

$$(\sigma_H)_i = \sqrt{\frac{T_K h_i E (\rho_{2i} + \rho_{1i})}{2\pi \cdot l_b \cdot \rho_{1i} \rho_{2i} (1 - \mu^2) \sum h_i^2}} \quad (11)$$

где: ρ_{1i} , ρ_{2i} – радиус кривизны профилей соответственно первого и второго контактирующих тел качения к точке контакта (циклоидального профиля колеса и тела качения);

l_b – большая сторона прямоугольника пятна контакта, является длиной ролика;

E – модуль упругости;

μ – коэффициент Пуассона;

T_K – момент на кулачке;

h_i – плечо действия силы.

Выражение расстояния h_i через исходные параметры передачи имеет вид [38]:

$$h_i = \frac{i_{21} \cdot r_c \cdot \sin \varphi_{2i}}{\sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi_{2i}}}; \quad (12)$$

где: φ_2 – угол поворота обоймы с телами качения;

r_c – радиус центров тел качения;

χ – коэффициент смещения или коэффициент отличия радиуса окружности центров тел качения от радиуса производящей окружности.

Сумма квадратов расстояний от центра кулачка до линии действия силы в зацеплении, выражается через исходные параметры передачи с ПКТСО, имеет вид [38]:

$$\sum h_i^2 = i_{21}^2 r_c^2 \sum \left(\frac{\sin \varphi_{2i}}{a} \right)^2; \quad (13)$$

где: $a = \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi_{2i}}. \quad (14)$

Сумма радиусов кривизны для выпуклых контактирующих тел имеет вид [38]:

$$\rho_2 + \rho_1 = r_2 a \left(1 - \frac{Z_2 i_{21}}{\chi Z_1 \cos \varphi_{2i} + \frac{\chi^2 \cdot \sin^2 \varphi_{2i}}{(1-\chi \cos \varphi_{2i})} + Z_2 (1-\chi \cos \varphi_{2i})} \right). \quad (15)$$

Произведение радиусов кривизны контактирующих тел [38]:

$$\rho_2 \cdot \rho_1 = r_b r_2 a \left(1 - \frac{r_b}{r_2 a} - \frac{Z_2 i_{21}}{\chi Z_1 \cos \varphi_{2i} + \frac{\chi^2 \cdot \sin^2 \varphi_{2i}}{(1-\chi \cos \varphi_{2i})} + Z_2 (1-\chi \cos \varphi_{2i})} \right). \quad (16)$$

Передаточное отношение i_{21} определяется из выражения [38]:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_2}{i_{21}} = \frac{\varphi_2}{\left(1 - \frac{1}{Z_2}\right)}; \quad (17)$$

где: φ_1 – угол поворота кулачка;

Z_2 – число тел качения.

Радиус центров тел качения определяется из выражения r_c [38]:

$$r_c = r_2 \cdot \chi; \quad (18)$$

где: r_2 – радиус производящей окружности.

Для построения профилей исходными параметрами являются параметры: число тел качения (Z_2), радиус производящей окружности (r_2), коэффициент смещения (χ), радиус тел качения (r_b). Однако, на радиус тел качения накладываются ограничения условиями сборки и соседства тел качения, условие выглядит следующим образом [38]:

$$2 \frac{r_2}{Z_2} < r_b < r_2 \cdot \chi \cdot \sin \left(\frac{180^\circ}{Z_2} \right). \quad (19)$$

Таким образом, для проектирования передачи с ПТКСО необходимо задаться Z_2, r_2, χ , а значение r_b уже выбирается из полученного неравенства.

Теперь вернемся в формуле для расчета контактных напряжений в передаче с ПТКСО. Подставит в формулу выражения: $h_i, r_c, \sum h_i^2, T_K$; получим выражение:

$$(\sigma_H)_i = \sqrt{\frac{\sum F_i \cdot \sin \varphi_{2i} \cdot E \cdot (\rho_{2i} + \rho_{1i})}{(1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi_{2i}) \cdot 2\pi \cdot l_b \cdot \rho_{2i} \cdot \rho_{1i} \cdot (1 - \mu^2) \cdot \sum \left(\frac{\sin \varphi_{2i}}{a}\right)^2}} \quad (20)$$

Теперь полученное выражение необходимо проанализировать по каждому элементу формулы, для того, чтобы понять какие параметры необходимо уменьшить, а какие увеличить.

2.3. Анализ формулы контактных напряжений

Полученное выражение (14) необходимо проанализировать по каждому элементу формулы, для того, чтобы понять какие параметры необходимо уменьшить, а какие увеличить.

Разбор элементов формулы контактного напряжения передачи с ПТКСО (σ_H)_i:

- E – модуль упругости, константа, определяемая материалом изготовления;
- $\frac{\rho_{1i} + \rho_{2i}}{\rho_{1i} \cdot \rho_{2i}}$ – данное выражение необходимо уменьшить, а так, как оно представляет из себя дробь в знаменателе которой находится произведение, а в числителе сумма, то можно сделать вывод, что параметры ρ_{1i} и ρ_{2i} необходимо увеличить.

Рассмотрим более подробно выражение нахождения $\rho_2 + \rho_1$, из которого видно что для того чтобы увеличить данное выражение необходимо увеличить r_2 и χ . Теперь рассмотрим выражения нахождения $\rho_2 \cdot \rho_1$, и для его увеличения необходимо увеличить r_b , r_2 и χ .

- χ – коэффициент смещения необходимо увеличить. Для зацеплений с ПКТ коэффициент смещения задается в пределах от 1,25 до 1,65;
- r_b – длина промежуточного тела качения, необходимо увеличить;
- μ – коэффициент Пуассона константа, которая зависит от выбранного материала изготовления редуктора.

3. Оценка влияния исходных параметров на величину контактного напряжения в зацеплении с ПКТСО

В данном разделе на основе выше представленного разбора формулы расчета контактных напряжений в зацеплении с ПТК необходимо определить возможности уменьшения контактного напряжения. Для этого нужно изменяя параметры сравнить значения полученных контактных напряжений на основе которых можно будет сделать вывод о возможности уменьшения контактных напряжений. Для начала необходимо задаться исходными параметрами:

$T_k = 300 \text{ Н/м}$; $Z_2 = 13$; $r_2 = 35,1 \text{ мм}$; $\chi = 1,3$; $l_b = 40 \text{ мм}$, отсюда можно определить $5,4 < r_b < 10,92$, примем $r_b = 8,1 \text{ мм}$.

На основе данных значений в САД программе «Компса-3D» построим данное зацепление (рис. 18).

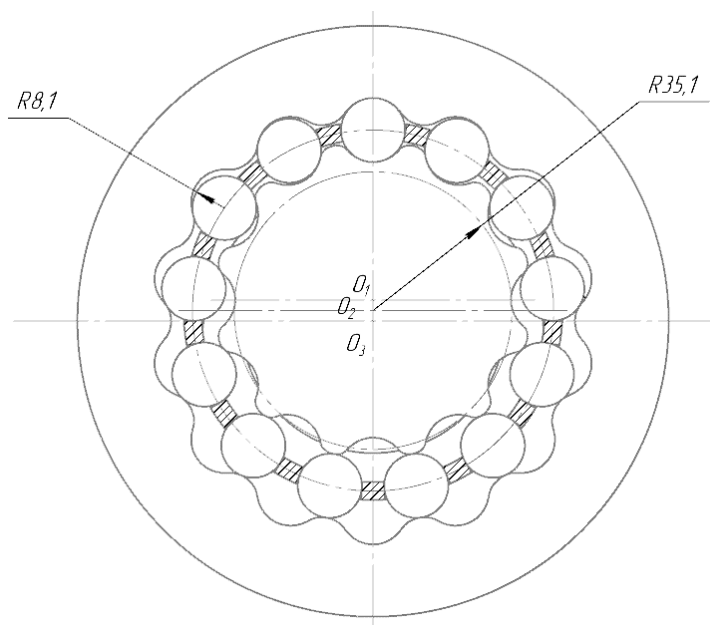


Рисунок 18. Зацепление с ПТКСО по исходным параметрам

Примем условие, что при изменении параметров считается допустимым увеличение габаритных размеров зацепления на 10%. Расчеты будут производиться в «EXCEL». Расчет значений контактных напряжений будем производить для промежуточных тел качения (ПТК) находящихся в пределах $\varphi_2 = 0^\circ - 180^\circ$.

Значения контактных напряжений:

1. Определим контактное напряжение при заданных исходных параметрах передачи. Полученные расчетные значения представим в таблице 1.

Таблица 1. Значение контактных напряжений по нагруженным телам качения, первый случай

φ_2 , град	27,7°	55,38°	83,08°	110,77°	138,47°	166,15°
σ_H , МПа	1,193	1,991	1,895	1,58	1,208	0,693
$\Sigma \sigma_H$, Мпа	8,6					

2. Расчетные значения контактного напряжения при коэффициенте смещения $\chi = 1,45$ представим в таблице 2.

Таблица 2. Значение контактных напряжений по нагруженным телам качения, второй случай

φ_2 , град	27,7°	55,38°	83,08°	110,77°	138,47°	166,15°
σ_H , МПа	1,105	1,712	1,731	1,499	1,166	0,674
$\Sigma \sigma_H$, Мпа	7,9					

3. Расчетные значения контактного напряжения при коэффициенте смещения $\chi = 1,25$ и измененной длине контакта, длине ролика $l_b = 48$ мм представим в таблице 3.

Таблица 3. Значение контактных напряжений по нагруженным телам качения, третий случай

φ_2 , град	27,7°	55,38°	83,08°	110,77°	138,47°	166,15°
σ_H , МПа	1,155	1,987	1,811	1,478	1,121	0,641
$\Sigma \sigma_H$, Мпа	8,2					

4. Расчетные значения контактных напряжений при измененной длине контакта, длине ролика $l_b = 44$ мм. Полученные результаты представим в табл. 4

Таблица 4. Значение контактных напряжений по нагруженным телам качения, четвертый случай

φ_2 , град	27,7°	55,38°	83,08°	110,77°	138,47°	166,15°
σ_H , МПа	1,138	1,899	1,807	1,506	1,152	0,661
$\Sigma \sigma_H$, Мпа	8,2					

5. В заключении вычислим контактное напряжение при коэффициенте смещения $\chi = 1,45$ и увеличенном радиусе ролика $r_b = 9,5$ мм. Результаты расчета представим в табл. 5

Таблица 5. Значение контактных напряжений по нагруженным телам качения, пятый случай

φ_2 , град	27,7°	55,38°	83,08°	110,77°	138,47°	166,15°
σ_H , МПа	0,958	1,643	1,72	1,481	1,142	0,657
$\Sigma \sigma_H$, Мпа	7,6					

Наименьшее получившиеся контактное напряжение $\sigma_H = 7,6$ МПа.
 Процент на который получилось уменьшить контактное напряжение: $\sigma_H = \frac{8,6-7,6}{8,6} \cdot 100\% = 11,63\%$.

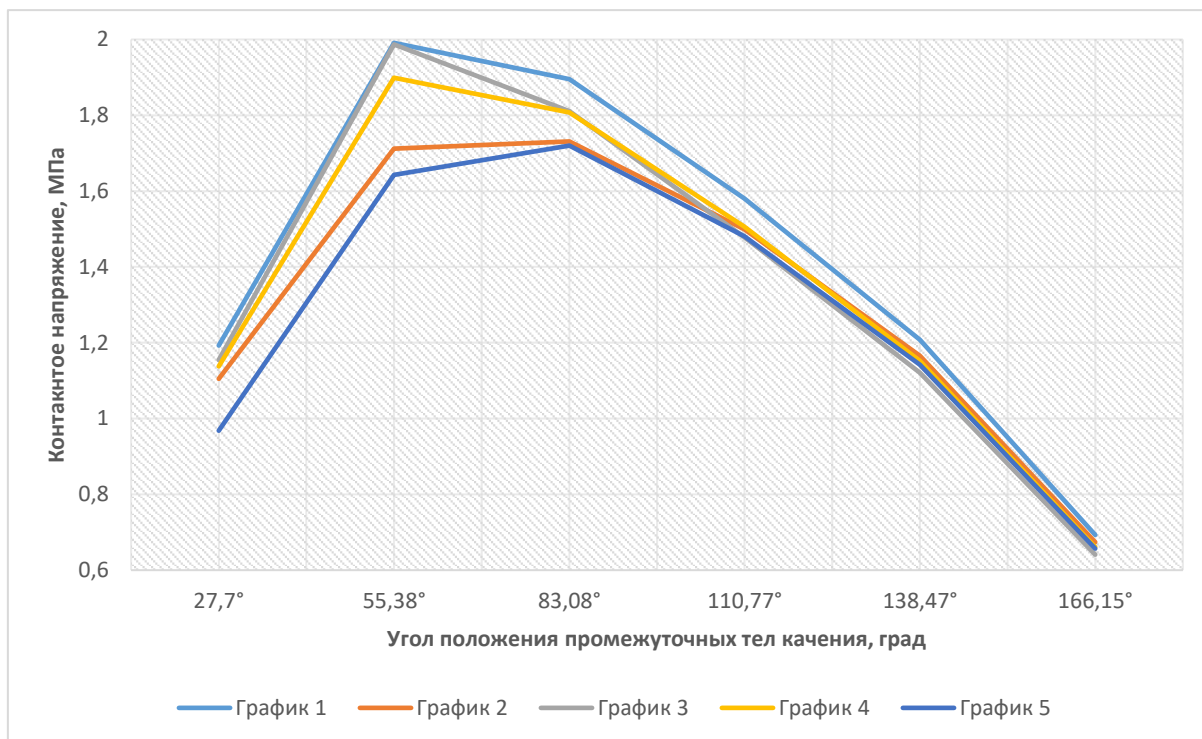


Рисунок 19. График распределения контактных напряжений по нагруженным телам качения

Выполнив анализ полученных контактных напряжений можно заметить, что минимальное значение равно $\sigma_H = 7,6$ МПа и соответствует увеличению коэффициента смещения и радиуса тела качения. Так увеличение коэффициента смещения и радиуса тела качения дает снижение контактного напряжения в зацеплении передачи с ПТКСО на 11,63%.

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

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ1К	Пронину Сергею Николаевичу

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
4АМ1К	Пронин Сергей Николаевич		

4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Введение

В настоящее время перспективность научного исследования определяется не столько масштабом открытия, оценить которое на первых этапах жизненного цикла высокотехнологического и ресурсоэффективного продукта бывает достаточно трудно, сколько коммерческой ценностью разработки. Оценка коммерческой ценности (потенциала) разработки является необходимым условием при поиске источников финансирования для проведения научного исследования и коммерциализации его результатов. Это важно для разработчиков, которые должны представлять состояние и перспективы проводимых научных исследований. Через такую оценку ученый может найти партнера для дальнейшего проведения научного исследования, коммерциализации результатов такого исследования и открытия бизнеса.

Основная цель данного раздела – оценить перспективность развития и планировать финансовую и коммерческую ценность конечного продукта, представленного в рамках исследовательской работы. Коммерческая ценность определяется не только наличием более высоких технических характеристик над конкурентными разработками, но и тем, насколько быстро разработчик сможет ответить на следующие вопросы – будет ли продукт востребован на рынке, какова будет его цена, каков бюджет научного исследования, какое время будет необходимо для продвижения разработанного продукта на рынок.

Данный раздел, предусматривает рассмотрение следующих задач:

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

Целью научно-исследовательской работы является определение возможности уменьшения контактных напряжений в зацеплении с ПКТСО.

4.1. Предпроектный анализ

4.1.1. Потенциальные потребители результатов исследования

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование.

Целевой рынок – сегменты рынка, на котором будет продаваться в будущем разработка. В свою очередь, сегмент рынка – это особым образом выделенная часть рынка, группы потребителей, обладающих определенными общими признаками.

Сегментирование – это разделение покупателей на однородные группы, для каждой из которых может потребоваться определенный товар (услуга). Можно применять географический, демографический, поведенческий и иные критерии сегментирования рынка потребителей, возможно применение их комбинаций с использованием таких характеристик, как возраст, пол, национальность, образование, любимые занятия, стиль жизни, социальная принадлежность, профессия, уровень дохода.

Таблица 6. Карта сегментирования рынка

		Потенциальные отрасли использования зацепления с ПТКСО		
		Станкостроение	Авиастроение	Космическое машиностроение
Характеристики	КПД		X	X
	Компактность			X
	Надежность	X	X	X
	Цена	X	X	

Исходя из карты сегментирования рынка можно сделать вывод, что основным рынком использования будет являться космическое машиностроение так, как исследуемое зацепление имеет хорошие показатели

передаточного отношения, надежности и передаваемого момента при своих относительно малых габаритах в сравнении со своими конкурентами, но это не отменяет того, что зацепление с ПТКСО отлично подходит и для других машиностроительных, станкостроительных, танкостроительных, и т.п. предприятий.

4.2. Анализ конкурентных технических решений

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения.

В ходе исследования были рассмотрены: Ф – зацепление с ПТКСО; К1 – эвольвентное зацепление; К2 – зацепление Новикова.

Таблица 7. Сравнение конкурентных технических решений (исследовательских работ)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкуренто-способность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _{к2}	К _ф	К _{к1}	К _{к2}
1	2	3	4	5	6	7	8
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Актуальность исследования	0,04	5	3	2	0,2	0,12	0,08
2. Уровень шума	0,1	5	3	4	0,05	0,3	0,4
3. Технологичность	0,05	4	4	4	0,2	0,2	0,2
4. Надежность	0,15	5	4	3	0,75	0,6	0,45
5. Компактность	0,1	5	3	4	0,5	0,3	0,4
6. Простота обслуживания и ремонта	0,08	4	3	2	0,32	0,24	0,16
7. Материалоемкость	0,04	4	2	4	0,16	0,08	0,16
8. Область применения	0,04	5	5	3	0,2	0,2	0,12
Экономические критерии оценки эффективности							
1. Цена	0,2	3	4	4	0,6	0,8	0,8
2. Конкурентоспособность	0,1	5	4	3	0,5	0,4	0,3
3. Срок выхода на рынок	0,05	3	5	3	0,15	0,25	0,15
4. Стоимость обслуживания и ремонт	0,05	4	3	5	0,2	0,15	0,25
Итого:	1	52	43	41	3,83	3,64	3,47

Анализ конкурентных технических решений определяется по формуле:

$$K = \sum V_i \cdot B_i;$$

где: К – конкурентоспособность научной разработки или конкурента;

V_i – вес показателя (в долях единицы);

B_i – балл i -го показателя.

Зацепление с ПТКСО является новым перспективным видом механической передачи, обладающей как техническими, так и экономическими преимуществами относительно других конкурентным видов зацеплений, поэтому разработка данного вида зацепления является оправданной.

4.3. SWOT – анализ

Для исследования внешней и внутренней среды проекта, в этой работе проведен SWOT - анализ с детальной оценкой сильных и слабых сторон исследовательского проекта, а также его возможностей и угроз.

Первый этап, составляется матрица SWOT, в которую описаны слабые и сильные стороны проекта и выявленные возможности и угрозы для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде, приведены в таблице 8:

Таблица 8. Матрица SWOT – анализа

Сильные стороны	Слабые стороны
С1. Высокое передаточное отношение.	Сл1. Сравнительно невысокая угловая скорость.
С2. Высокая кинематическая точность и плавность хода.	Сл2. Трудоемкое изготовление.
С3. Высокая нагрузочная способность.	
С4. Уменьшенные массо-габаритные характеристики.	
Возможности	Угрозы
В1. Использование электроэрозионной и гидроабразивной установки для получения профиля.	У1. Вероятность появления более выгодных предложений на рынке, так как в данном направлении ведется большое количество исследований.
В2. В связи с последними политическими событиями наблюдается тенденция на импортозамещение в данной отрасли.	У2. Отсутствие оборудования для массового производства.
В3. Возможность внедрения технологии в производство.	
В4. Участие в грантах.	

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 11–14.

Таблица 11. Интерактивная матрица проекта «Возможности проекта и сильные стороны»

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

Таблица 12. Интерактивная матрица проекта «Возможности проекта и слабые стороны»

		Слабые стороны проекта	
		Сл1	Сл2
Возможност и проекта	B1	0	+
	B2	0	+
	B3	0	+
	B4	0	+

Таблица 13. Интерактивная матрица проекта «Угрозы проекта и сильные стороны»

		Сильные стороны проекта			
Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4
	У1	+	+	+	+
	У2	-	-	-	-

Таблица 14. Интерактивная матрица проекта «Угрозы проекта и слабые стороны».

		Сильные стороны проекта	
Угрозы проекта		Сл1	Сл2
	У1	+	+
	У2	-	-

В рамках третьего этапа должна быть составлена итоговая матрица SWOT-анализа, которая приводится в работе (табл. 15).

Таблица 15. Матрица SWOT

	Сильные стороны:	Слабые стороны:
	<p>C1. Высокое передаточное отношение.</p> <p>C2. Высокая кинематическая точность и плавность хода.</p> <p>C3. Высокая нагрузочная способность.</p> <p>C4. Уменьшенные массо-габаритные характеристики.</p>	<p>Сл1. Сравнительно невысокая угловая скорость.</p> <p>Сл2. Трудоемкое изготовление.</p>
<p>Возможности:</p> <p>V1. Использование электроэрозионной и гидроабразивной установки для получения профиля.</p> <p>V2. В связи с последними политическими событиями наблюдается тенденция на импортозамещение в данной отрасли.</p> <p>V3. Возможность внедрения технологии в производство.</p> <p>V4. Участие в грантах.</p>	<p>Удачный исход событий это выиграть государственный грант для финансирования разработки и произвести импортозамещение импортных зацеплений новой отечественной разработкой.</p>	<p>Главная проблема это отсутствие специализированных кадров и подходящего оборудования для обеспечения требуемой точности изготовления.</p>
<p>Угрозы:</p> <p>У1. Вероятность появления более выгодных предложений на рынке, так как в данном направлении ведется большое количество исследований.</p> <p>У2. Отсутствие оборудования для массового производства.</p>	<p>Все сильные стороны проекта, а также специфика работы компенсируют угрозы. Так как работа является студенческим проектом и не носит большого коммерческого характера.</p>	<p>Для устранения всех угроз и слабых сторон, необходимо тщательно подбирать кадры и выбрать мелко серийное производство.</p>

В ходе SWOT – анализа были рассмотрены все сильные и слабые стороны научно исследовательского проекта.

По итогу данного анализа можно сделать вывод, что основной угрозой для развития проекта может стать отсутствие финансирования разработки, что очень сильно затормозит развитие данной технологии, которая является очень перспективной из-за большого количества положительных качеств.

4.4. Оценка готовности проекта к коммерциализации

На какой бы стадии жизненного цикла не находилась научная разработка полезно оценить степень ее готовности к коммерциализации и выяснить уровень собственных знаний для ее проведения (или завершения). Для этого необходимо заполнить специальную форму, содержащую показатели о степени проработанности проекта с позиции коммерциализации и компетенциям разработчика научного проекта. Перечень вопросов приведен в таблице 16.

Таблица 16. 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	4	4
2.	Определены перспективные направления коммерциализации научно-технического задела	4	5
3.	Определены отрасли и технологии (товары, услуги) для предложения на рынке	3	4
4.	Определена товарная форма научно-технического задела для представления на рынок	3	2
5.	Определены авторы и осуществлена охрана их прав	2	2
6.	Проведена оценка стоимости интеллектуальной собственности	4	3
7.	Проведены маркетинговые исследования рынков сбыта	3	3
8.	Разработан бизнес-план коммерциализации научной разработки	4	3
9.	Определены пути продвижения научной разработки на рынок	3	3
10.	Разработана стратегия (форма) реализации научной разработки	5	4
11.	Проработаны вопросы международного сотрудничества и выхода на зарубежный рынок	3	2
12.	Проработаны вопросы использования услуг инфраструктуры поддержки, получения льгот	4	3
13.	Проработаны вопросы финансирования коммерциализации научной разработки	3	3

14.	Имеется команда для коммерциализации научной разработки	3	2
15.	Проработан механизм реализации научного проекта	4	4
	ИТОГО БАЛЛОВ	52	47

Итоговые значения проработанности научного проекта и знания у разработчика лежат в диапазоне от 47 до 52, что говорит о средней перспективности проекта. Многие аспекты вывода продукта на рынок не были учтены, а также проявляется недостаток знаний. Следовательно, требуется дополнительные затраты на наём или консультации у соответствующих специалистов.

4.4.1. Методы коммерциализации результатов научно-технического исследования

Перспективность данного научного исследования выше среднего, поэтому не все аспекты рассмотрены и изучены. Таким образом, для организации предприятия этого недостаточно (пункт 4 – 8 не подходят). Но так как основной научно-технический задел определен, этого достаточно для коммерциализации для следующих методов (пункты 1 - 3): Торговля патентной лицензией; передача ноу-хау и инжиниринг. Степени проработанности научного проекта и уровень знаний разработчика достаточно для реализации пунктов, которые были выбраны.

4.5. Инициация проекта

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.

4.5.1. Цели и результаты проекта

Перед определением целей необходимо перечислить заинтересованные стороны проекта. Информация по заинтересованным сторонам представлена в таблице 17.

Таблица 17. Заинтересованные стороны проекта

Заинтересованные стороны проекта	Ожидание заинтересованных сторон
Университет	Наличие НИОКР
Студент	Защита магистерской диссертации
Потребители	Получение новой современной технологии
Государство	Получение отечественного продукта способного заменить импортные аналоги

Цели и результат проекта представлены в таблице 18.

Таблица 18. Цели и результат проекта

Цели проекта:	Определение возможности уменьшения контактных напряжений в зацеплении с ПТКСО
Ожидаемые результаты проекта:	Уменьшение контактных напряжений в зацеплении для увеличения износостойкости зацепления.
Критерии приемки результата проекта:	Законченная научно-исследовательская работа, авторы которой имеют список публикаций.
Требования к результату проекта:	Определить возможность уменьшения контактных напряжений, если такая возможность имеется, то необходимо определить какие параметры зацепления влияют на это наибольшим образом. Построить график зависимости контактных напряжений от исходных параметров зацепления. Оформленная магистерская диссертация

4.5.2. 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. Эту информацию представить в табличной форме (табл. 19).

Таблица 19. Ограничения проекта

Фактор	Ограничения
Бюджет проекта	70 000 рублей
Источник финансирования	НИТПУ
Сроки проекта	11.01.2023 – 31.05.2023
Фактическая дата утверждения плана управления проектом	03.02.2023
Плановая дата завершения проекта	31.05.2023

4.6. Планирование управления научно-техническим проектом

4.6.1. Иерархическая структура работ проекта

Иерархическая структура работ (ИСР) – детализация укрупненной структуры работ. В процессе создания ИСР структурируется и определяется содержание всего проекта.

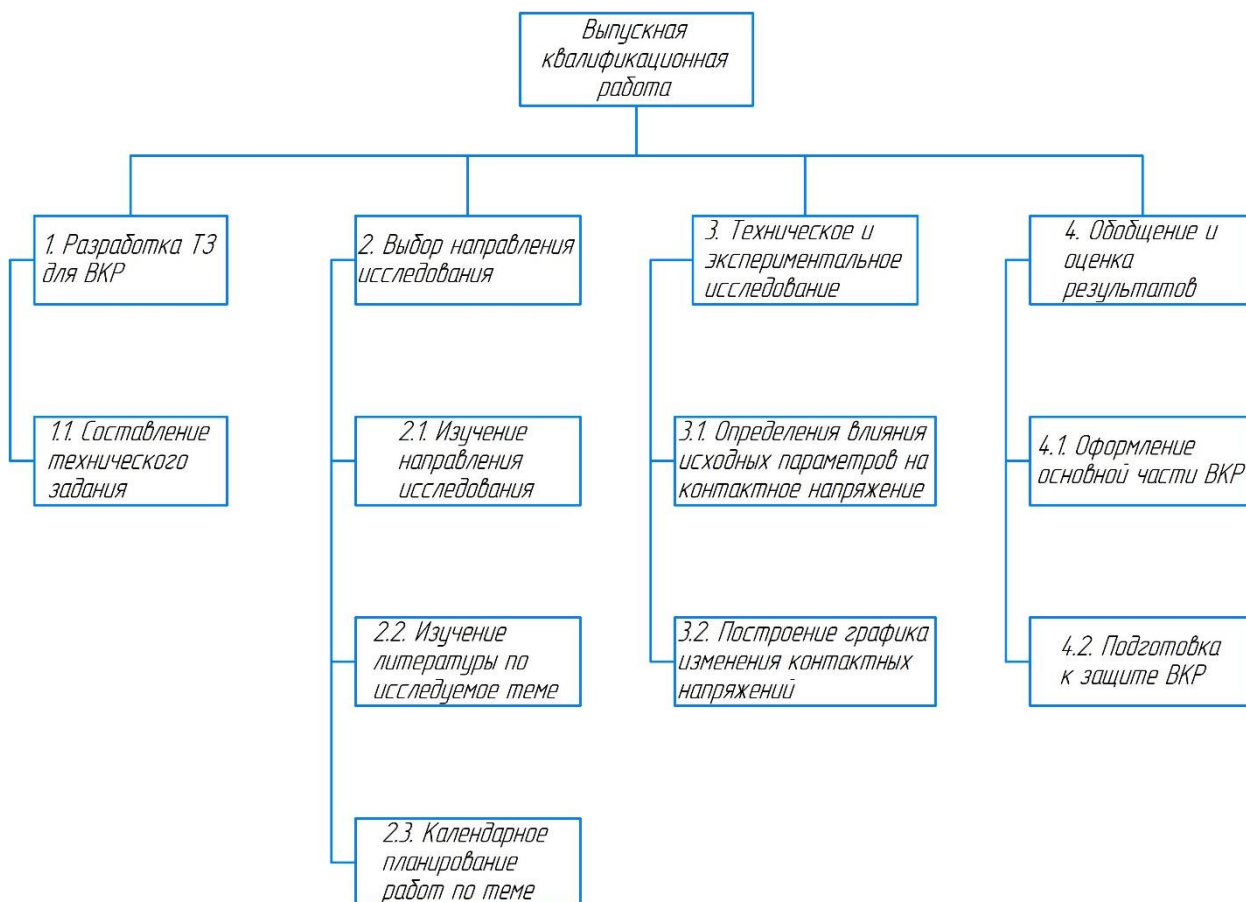


Рисунок 20. Иерархическая структура проекта

1.6.2. 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.

Таблица 20. Календарный план-график проведения НИКОР по теме

Коды работ (из ИСР)	Вид работ	Исполнители	Т _{к.} ч	Продолжительность выполнения работ														
				Январь			Февраль			Март			Апрель			Май		
				1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1.	Разработка ТЗ для ВКР	Р		■														
1.1.	Составление технического задания	Р		■														
2.	Выбор направления исследования	Р, С			■	■												
2.1.	Изучение направления исследования	С				■												
2.2.	Изучение литературы по исследуемой теме	С				■												
2.3.	Календарное планирование работ по теме	С				■												
3.	Техническое и экспериментальное исследование	С					■	■										
3.1.	Определение влияния исходных параметров на контактное напряжение	С					■	■										
3.2.	Построение графика изменения контактных напряжений	С							■									
4.	Обобщение и оценка результатов	С								■	■							
4.1.	Оформление основной части ВКР	С										■	■	■				
4.2.	Подготовка к защите ВКР	С															■	

Руководитель (Р)



Студент (С)



4.7. Бюджет научного исследования

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

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

4.7.1. Расчет материальных затрат НТИ

Данная статья включает стоимость всех материалов, используемых при разработке проекта:

- приобретаемые со стороны сырье и материалы, необходимые для создания научно-технической продукции;
- покупные материалы, используемые в процессе создания научно-технической продукции для обеспечения нормального технологического процесса;
- покупные комплектующие изделия и полуфабрикаты, подвергающиеся в дальнейшем монтажу или дополнительной обработке;
- сырье и материалы, покупные комплектующие изделия и полуфабрикаты, используемые в качестве объектов исследований (испытаний) и для эксплуатации, технического обслуживания и ремонта изделий – объектов испытаний (исследований).

Таблица 21. Материальные затраты

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты на материалы (З _м), руб.
Тетрадь	шт.	2	150	300
Шариковая ручка	шт.	4	80	320
Электроэнергия	кВт.ч	750	3	2 250
Отопление	месяц	5	1600	8 000
Интернет	месяц	5	480	2 400
Итого:				13 270

4.7.2. Расчет затрат на специальное оборудование

В данную статью включают все затраты, связанные с приобретением специального оборудования (приборов, контрольно-измерительной аппаратуры, стенов, устройств и механизмов), необходимого для проведения работ по конкретной теме. Определение стоимости спецоборудования производится по действующим прейскурантам, а в ряде случаев по договорной цене. Расчет затрат по данной статье заносится в таблицу 22.

Таблица 22. Расчет бюджета затрат на приобретение спецоборудования для научных работ

№ п/п	Наименование оборудования	Кол-во единиц оборудования	Цена единица оборудования, руб.	Общая стоимость оборудования, руб.
1	Ноутбук ASUS TUF 15	1	73 000	73 000
Итого:				73 000

4.7.3. Основная заработная плата исполнителей темы

В настоящую статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, рабочих макетных мастерских и опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов и тарифных ставок.

Заработная плата рабочим рассчитана по тарифным ставкам и отработанному времени.

Должностной оклад работника за месяц определяется по формуле:

$$Z_M = Z_{TC} \cdot (k_{пр} + k_d) \cdot k_p,$$

где: Z_{TC} – заработная плата, согласно тарифной ставке, руб. (для руководителя $Z_{TC1} = 25\,000$ руб., а для инженера $Z_{TC2} = 14\,000$ руб.);

$k_{пр}$ – премиальный коэффициент, равен 1;

k_d – коэффициент доплат и надбавок, равен 0,1;

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

По формуле определяем должностной оклад руководителя за месяц:

$$Z_{M1} = Z_{TC1} \cdot (k_{пр} + k_d) \cdot k_p = 25\,000 \cdot (1 + 0,1) \cdot 1,3 = 35\,750 \text{ руб.}$$

По формуле определяем должностной оклад инженера за месяц:

$$Z_{M2} = Z_{TC2} \cdot (k_{пр} + k_d) \cdot k_p = 14\,000 \cdot (1 + 0,1) \cdot 1,3 = 20\,020 \text{ руб.}$$

Таблица 23. Расчет основной заработной платы

Исполнители НИ	Z_{TC} , руб.	$k_{пр}$	k_d	k_p	Z_M , руб	$Z_{дн}$, руб	T_p , дн	$Z_{осн}$, руб
Руководитель	25 000	1	0,1	1,3	35 750	1 505,26	37	55 694,62
Инженер	14 000	1	0,1	1,3	20 020	842,95	145	122 227,75
								177 922,37

Среднедневная заработная плата у руководителя рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн1} = \frac{Z_{M1} \cdot M}{F_d} = \frac{35\,750 \cdot 10,4}{247} = 1\,505,26 \text{ руб.}$$

где: Z_M – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года (при отпуске в 48 раб. дней

$M = 10,4$ месяца, 6 – дневная неделя;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн. Равен 247 рабочих дней.

$$Z_{дн2} = \frac{Z_{M2} \cdot M}{F_d} = \frac{20\,020 \cdot 10,4}{247} = 842,95 \text{ руб.}$$

4.8. Расчет дополнительная заработной платы научно-производственного персонала

В данную статью включается сумма выплат, предусмотренных законодательством о труде, например, оплата очередных и дополнительных отпусков; оплата времени, связанного с выполнением государственных и общественных обязанностей; выплата вознаграждения за выслугу лет и т.п. (в среднем – 12 % от суммы основной заработной платы).

Принимаем дополнительную заработную плату исходя из 12% от основной заработной платы, работников, непосредственно участвующих в выполнении темы:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}},$$

где: $Z_{\text{доп}}$ – дополнительная заработная плата, руб.;

$k_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (принимаем 0,12);

$Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата, руб.

Расчет дополнительной заработной платы персоналу сведем в таблицу 24.

Таблица 24. Расчет дополнительной заработной платы

Исполнители НИ	$Z_{\text{осн}}$, руб	$k_{\text{доп}}$	$Z_{\text{доп}}$, руб
Руководитель	55 694,62	0,12	6 683,35
Инженер	122 227,75	0,12	14 667,33
Итого:			21 350,68

Таблица 25. Заработная плата исполнителей НИИ

Заработная плата	Руководитель	Инженер
Основная зарплата	55 694,62	122 227,75
Дополнительная зарплата	6 683,35	14 667,33
Зарплата исполнителя	63 377,97	136 895,08
Итого по статье $C_{\text{зп}}$:	200 273,05	

4.9. Отчисления во внебюджетные фонды

Отчисления во внебюджетные фонды определяются по формуле:

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

где: $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчисления на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд ОМС и социальное страхование). Общая ставка взносов составляет – 30,2% (ст. 425 НК РФ).

Отчисления во внебюджетные фонды для руководителя составляют:

$$З_{\text{внеб1}} = k_{\text{внеб}} \cdot (З_{\text{осн1}} + З_{\text{доп1}}) = 0,302 \cdot (55\,694,62 + 6\,683,35) = 18\,838,15 \text{ руб.}$$

Отчисления во внебюджетные фонды для инженера составляют:

$$З_{\text{внеб2}} = k_{\text{внеб}} \cdot (З_{\text{осн2}} + З_{\text{доп2}}) = 0,302 \cdot (122\,227,75 + 14\,667,33) = 41\,342,31 \text{ руб.}$$

Общие затраты во внебюджетные фонды:

$$З_{\text{внею общ}} = З_{\text{внеб1}} + З_{\text{внеб2}} = 18\,838,15 + 41\,342,31 = 60\,180,46 \text{ руб.}$$

4.10. Накладные расходы

В эту статью относятся расходы по содержанию, эксплуатации и ремонту оборудования, производственного инструмента и инвентаря, зданий, сооружений и др.

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

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

$$C_{\text{накл}} = k_{\text{накл}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}});$$

где: $k_{\text{накл}}$ – коэффициент накладных расходов 80%.

Накладные расходы для руководителя составляют:

$$C_{\text{накл1}} = k_{\text{накл}} \cdot (Z_{\text{осн1}} + Z_{\text{доп1}}) = 0,8 \cdot 63\,377,97 = 50\,702,38 \text{ руб.}$$

Накладные расходы для инженера составляют:

$$C_{\text{накл2}} = k_{\text{накл}} \cdot (Z_{\text{осн2}} + Z_{\text{доп2}}) = 0,8 \cdot 136\,895,08 = 109\,516,06 \text{ руб.}$$

Общие накладные расходы:

$$Z_{\text{общ накл}} = Z_{\text{накл1}} + Z_{\text{накл2}} = 50\,702,38 + 109\,516,06 = 160\,218,44 \text{ руб.}$$

4.11. Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Группировка затрат по статьям представлены в таблице 26.

Таблица 26. Группировка затрат по статьям

№	Затраты по статьям					
	Материальные затраты	Специальное оборудование	Основная заработная плата	Дополнительная заработная плата	Отчисления во внебюджетные фонды	Накладные расходы
1	13 270	73 000	55 694,62	6 683,35	18 838,15	50 702,38
2			122 227,75	14 667,33	41 342,31	109 516,06
Итого	13 270	73 000	177 922,37	21 350,68	60 160,46	160 218,44

Стоимость бюджета составляет: 505 921,95 руб.

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

Оценка сравнительной эффективности исследования

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

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i;$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности для i -го варианта исполнения разработки;

a_i – весовой коэффициент i -го варианта исполнения разработки;

b_i^a, b_i^p – бальная оценка i -го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности приведен в таблице 27. Аналог 1 – эвольвентное зацепление; аналог 2 – зацепление Новикова.

Таблица 27. Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Критерии \ ПО	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Аналог 1	Аналог 2
1. Способствует росту производительности труда пользователя	0,2	5	3	3
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,1	5	4	4
3. Помехоустойчивость	0,1	5	4	3
4. Энергосбережение	0,2	5	3	3
5. Надежность	0,2	5	4	3
6. Точность анализа	0,2	4	4	4
ИТОГО	1	29	22	20

$$I_{p-исп1} = 5 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,2 = 4,8;$$

$$I_{p-исп2} = 3 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1 + 3 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,2 = 3,6;$$

$$I_{p-исп3} = 3 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,1 + 3 \cdot 0,1 + 3 \cdot 0,2 + 3 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,2 = 3,3.$$

4.13. Выводу по разделу

В ходе работы был проведен анализ проекта НИР, 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 полученного анализа данных, посчитаны разного рода затраты, зарплатные отчисления, определена бюджетная стоимость НИР. Бюджет проекта составил 505 921,95 руб.

В результате анализа рынка были выявлены конкурентные преимущества разработки и основные риски при попытке внедрения на существующем рынке. Оценив слабые стороны и угрозы и воспользовавшись сильными сторонами НИИ, можно рекомендовать разработку в производство.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

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

Тема ВКР:

«Возможность уменьшения контактных напряжений в зацеплении 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/при эксплуатации

Объект исследования: передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

Область применения: робототехника, станкостроение, танкостроение, авиационное машиностроение, энергетическое машиностроение.

Рабочая зона: офисное помещение.

Размеры помещения: 3x8 м.

Количество и наименование оборудования рабочей зоны: ноутбук ASUS TUF 15 (1шт.), стол компьютерный 1,6x0,8x0,75 м (1шт.), кресло компьютерное (1шт).

Рабочие процессы, связанные с объектом исследования, осуществляющиеся в рабочей зоне: чтение литературы, письменные расчеты, работа за компьютером.

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. от 11.04.2023) (с изм. и доп., вступ. в силу с 01.03.2023)

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 12.2.032-78 «Система стандартов безопасности труда. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования».

2. Производственная безопасность при разработке проектного решения:

- Анализ выявленных вредных и опасных производственных факторов
- Расчет уровня опасного или вредного производственного фактора

Вредные факторы:

1. Отсутствие или недостаток искусственного освещения;
2. Статическая физическая нагрузка, связанная с рабочей позой;
3. Физические факторы, связанные с акустическими колебаниями в производственной среде и характеризующиеся повышенным уровнем и другими неблагоприятными характеристиками шума.
4. Физические факторы, связанные с аномальными микроклиматическими параметрами воздушной среды на местонахождении работающего.
5. Нервно-психические перегрузки:

	<p>- Умственное перенапряжение, в том числе вызванное информационной нагрузкой;</p> <p>- Перенапряжение анализаторов, в том числе вызванное информационной нагрузкой;</p> <p>- Монотонность труда, вызывающая монотонию.</p> <p>Опасные факторы:</p> <p>1. Физические производственные факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов, под действие которого попадает работающий: - повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека.</p> <p>Средства индивидуальной и комплексной защиты:</p> <p>- наличие защитного заземления;</p> <p>- система приточно-вытяжной вентиляции и система отопления.</p> <p>Расчет: Отсутствие или недостаток искусственного освещения.</p>
<p>3. Экологическая безопасность при разработке проектного решения:</p>	<p>Воздействие на селитебную зону:</p> <p>Кабинет находится в здании учебного корпуса вне промышленной зоны и не несет вреда селитебной зоне.</p> <p>Воздействие на литосферу:</p> <p>Загрязнение почвы при утилизации материалов компьютерной техники после окончания срока эксплуатации.</p> <p>Воздействие на гидросферу:</p> <p>Кабинет находится в здании учебного корпуса вне промышленной зоны и не несет вреда гидросфере.</p> <p>Воздействие на атмосферу:</p> <p>Кабинет находится в здании учебного корпуса вне промышленной зоны и не несет вреда атмосфере.</p>
<p>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях при разработке проектного решения:</p>	<p>Возможные ЧС: возгорание, обрушение здания.</p> <p>Наиболее типичная ЧС: возгорание.</p>
<p>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</p>	

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	Пронин Сергей Николаевич		

5.1. Введение

В данном разделе рассмотрены вопросы, связанные с организацией рабочего места инженера-конструктора в соответствии с нормами производственной санитарии, техники производственной безопасности и охраны окружающей среды.

Вопросы производственной и экологической безопасности рассматриваются на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований циклоидального профиля в передаче с промежуточными телами качения (ПТК) и свободной обоймой

Все исследования, связанные с данной работой, производились на базе учебной аудитории НИ ТПУ.

В ходе экспериментальных исследований использовалась персональная электронно-вычислительная машина (ПЭВМ) со специальным программным обеспечением, которые выполнялись в закрытом помещении (кабинет, аудитория). На рабочем месте расположен рабочий стол и офисное кресло. Работа представляет собой сбор информации, её обработка, проведение расчётов.

5.2. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

В данном подразделе необходимо рассмотреть специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства. Необходимо указать особенности трудового законодательства применительно к конкретным условиям проекта.

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) [40].

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 один студент с графиком работы: пятидневный с двумя выходными днями, 8-ми часовой рабочий день, 1 час перерыва на обед.

2. 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.

3. Требования к производственным зданиям и помещениям

Согласно пункту 5 СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологических требований к условиям труда» [41], площадь помещений для одного работника вне зависимости от вида выполняемых работ должна составлять не менее 4,5 м².

4. Требования к физическим факторам на рабочих местах

СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологическим требованиям к физическим факторам на рабочих местах» [42]. 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 регулируемые жалюзи, внешними козырьками и пр.

5. Требования на рабочее место при выполнении работ сидя

ГОСТ 12.2.032-78 [43] настоящий стандарт устанавливает общие эргономические требования к рабочим местам, при выполнении работ в положении сидя.

5.3. Производственная безопасность

В данном пункте анализируются потенциально возможные вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при проведении исследований в лаборатории, при разработке или эксплуатации проектируемого решения.

Для идентификации потенциальных факторов необходимо использовать ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ) [44]. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

Таблица 28. Возможные опасные и вредные производственные факторы на рабочем месте в офисном кабинете при выполнении НИР

№	Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Нормативные документы
1	Отсутствие или недостаток искусственного освещения.	СП 52.13330.2016. Естественное и искусственное освещение. [45]
2	Статическая физическая нагрузка, связанная с рабочей позой.	ТОИ Р-45-084-01. Типовая инструкция по охране труда при работе на персональном компьютере" (утв. Приказом Минсвязи РФ от 02.07.2001 N 162) [46]
3	Физические факторы, связанные с акустическими колебаниями в производственной среде и характеризующиеся: повышенным уровнем и другими неблагоприятными характеристиками шума.	ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности [47]; СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03- 2003. [48]
4	Физические факторы, связанные с аномальными микроклиматическими параметрами воздушной среды на местонахождении работающего.	СП 60.13330.2020 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. [49]
5	Нервно-психические перегрузки: - Умственное перенапряжение, в том числе вызванное информационной нагрузкой; - Перенапряжение анализаторов, в том числе вызванное информационной нагрузкой; - Монотонность труда, вызывающая монотонию.	МР 2.2.9.2311 – 07 «Профилактика стрессового состояния работников при различных видах профессиональной деятельности». [50]
6	Физические производственные факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов, под действие которого попадает работающий: - повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека.	ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов [51]; ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты. [52]

5.4. Анализ вредных и опасных производственных факторов

5.4.1. Производственные факторы, связанные с отсутствием или недостатком необходимого искусственного освещения

При длительной работе в условиях недостаточной освещенности или нарушении параметров световой среды, происходит негативное воздействие на организм человека, такое как: развитие близорукости, головная боль, ухудшение зрения и пр.

В соответствии с нормативным документом СП 52.13330.2016 [45] характеристика 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.

Проведем расчет общего равномерного искусственного освещения горизонтальной рабочей поверхности методом коэффициента светового потока, учитывающего световой поток, отраженный от потолка и стен.

Дано помещение с размерами: длина $A = 8$ м, ширина $B = 3$ м, высота $H = 3,5$ м. Высота рабочей поверхности $h_p = 1$ м.

Площадь помещения:

$$S = A \cdot B = 8 \cdot 3 = 24 \text{ м}^2.$$

Требуется создать освещенность $E_H = 300$ лк;

Коэффициент отражения стен $\rho_c = 50\%$, потолка $\rho_n = 70\%$;
Коэффициент запаса $K_z = 1,5$, коэффициент неравномерности $Z = 1,1$.

Рассчитываем систему общего люминесцентного освещения. Выбираем лампу белой цветности ЛБ-40, световой поток которой равен $\Phi_{\text{лд}} =$

2 800 лм. Выбираем светильники с люминесцентными лампами типа ОДОР-2-40.

Этот светильник имеет две лампы мощностью 40 Вт каждая, длина светильника равна 1227 мм, ширина равна 265 мм, интегральный критерий оптимального расположения люминесцентных светильников с защитной решеткой примем равным $\lambda = 1,1$. Расстояние светильников от перекрытия (свес) $h_c = 0,7$ м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = h_n - h_p;$$

где h_n – высота светильника над полом, высота подвеса;

h_p – высота рабочей поверхности над столом.

Наименьшая допустимая высота подвеса над полом для двухламповых светильников ОДОР: $h_n = 3,5$ м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = H - h_p - h_c = 3,5 - 1 - 0,7 = 1,8 \text{ м.}$$

Расстояние между соседними светильниками или рядами определяется по формуле:

$$L = \lambda \cdot h = 1,1 \cdot 1,8 = 1,98 \text{ м.}$$

Число рядов светильников в помещении:

$$N_b = \frac{B}{L} = \frac{3}{1,98} = 1,5;$$

примем число рядов светильников равное 2, тогда $N_b = 2$.

Разместим в ряду 3 светильника. Тогда общее количество светильников будет равно 6 шт, а так, как в каждом светильнике находится по 2 лампы, то общее количество ламп равно $N = 12$ шт.

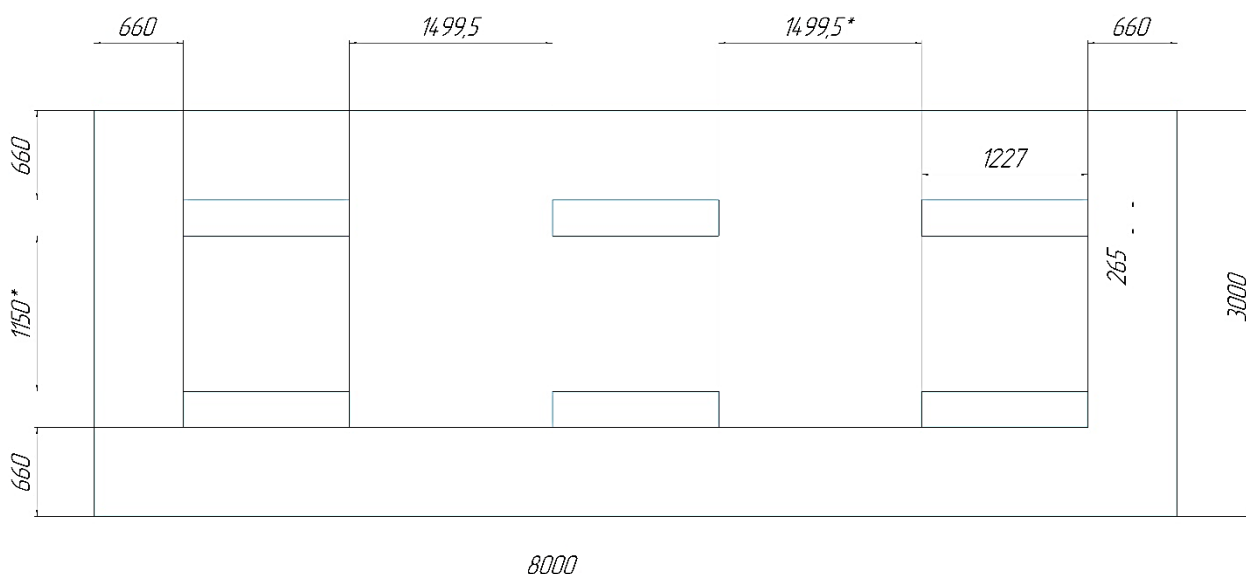


Рисунок 21. План помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами

Расстояние от крайних светильников или рядом до стены определяется по формуле:

$$l = \frac{1}{3} \cdot L = 0,66 \text{ м.}$$

Находим индекс помещения:

$$i = \frac{S}{h \cdot (A+B)} = \frac{24}{1,8 \cdot (3+8)} = 1,2.$$

Коэффициент использования светового потока, показывающий какая часть светового потока ламп попадает на рабочую поверхность, для светильников типа ОДОР с люминесцентными лампами при $\rho_n = 70\%$, $\rho_c = 50\%$ и индексе помещения $i = 1,2$ равен $\eta = 0,42$.

Потребный световой поток группы люминесцентных ламп светильника определяется по формуле:

$$\Phi_{\text{П}} = \frac{E \cdot A \cdot B \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{12 \cdot 0,42} = 2\,357,14 \text{ лм.}$$

Выполним проверку:

$$-10\% \leq \frac{\Phi_{\text{ЛД}} - \Phi_{\text{П}}}{\Phi_{\text{ЛД}}} \cdot 100\% \leq 20\%;$$

$$-10\% \leq 15,82\% \leq 20\%;$$

Таким образом, можно сделать вывод что, необходимый световой поток светильника не выходит за пределы требуемого диапазона.

5.4.2. Производственные факторы, связанные с статической физической нагрузкой

При длительной работе в условиях неправильной эргономики рабочего места в положении сидя, происходит негативное воздействие на организм человека, такое как: повышенная усталость и утомляемость, головная боль, мышечные боли в области спины и шеи, проблемы со зрением и даже повышенная склонность к заболеваниям (как следствие общей гиподинамии).

Нормативный документ, регламентирующий работу за компьютером является, ТОО Р-45-084-01. Типовая инструкция по охране труда при работе на персональном компьютере" (утв. Приказом Минсвязи РФ от 02.07.2001 N 162) [46] и СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда» [41].

Площадь рабочего места пользователя ПК с ЭЛТ-дисплеем должна составлять не менее 6 м², для ПК с плоским дисплеем - 4,5 м² (объемные нормы на одного человека - не менее 20 м³ [45].

Рабочие места с компьютерами должны размещаться таким образом, чтобы расстояние от экрана одного видеомонитора до тыла другого было не менее 2,0 м, а расстояние между боковыми поверхностями видеомониторов – не менее 1,2 м.

Рабочая мебели для пользователей компьютерной техники должна отвечать следующим требованиям:

- высота рабочей поверхности стола должна регулироваться в пределах 680 – 800 мм; при отсутствии такой возможности высота рабочей поверхности стола должна составлять 725 мм;
- рабочий стол должен иметь пространство для ног высотой не менее 600 мм, глубиной на уровне колен – не менее 450 мм и на уровне вытянутых ног – не менее 650 мм;

- рабочий стол (кресло) должен быть подъемно-поворотным и регулируемым по высоте и углами наклона сиденья и спинки, а также – расстоянию спинки от переднего края сиденья;
- рабочее место должно быть оборудовано подставкой для ног, имеющей ширину не менее 300 мм, глубину не менее 400 мм, регулировку по высоте в пределах до 150 мм и по углу наклона опорной поверхности подставкой до 20°; поверхность подставки должно быть рифленой и иметь по переднему краю бортик высотой 10мм.

5.4.3. Производственные факторы, связанные с акустическими колебаниями в производственной среде и характеризующиеся: повышенным уровнем и другими неблагоприятными характеристиками шума

При работе в аудитории с электрооборудованием и работе вентиляционных систем помещения, возникают звуковые колебания в диапазоне слышимых частот, которые способны оказать вредное воздействие на безопасность и здоровья работника.

Шум на рабочем месте оказывает раздражающее влияние на работника, повышает его утомляемость, а при выполнении задач, требующих внимания и сосредоточенности, способен привести к росту ошибок и увеличению продолжительности выполнения задания. Длительное воздействие шума влечет тугоухость работника вплоть до его полной глухоты, увеличению риска артериальной гипертензии, болезней сердечно-сосудистой, нервной системы и др.

Допустимый уровень постоянного шума на рабочих местах операторов ПЭВМ ограничен ГОСТ 12.1.003-2014 [47] и СП 51.13330.2011 [48] и составляет в лаборатории – 60 дБ. Максимальный уровень звука постоянного шума не должен превышать 75 дБ.

Для защиты от воздействия шума на организм человека возможно применение архитектурно-планировочных методов, которые включают в себя рациональное размещение технологического оборудования, машин и механизмов, рациональное размещение рабочих мест, создание шумозащитных зон в различных местах нахождения человека.

При значениях выше допустимого уровня необходимо предусмотреть СКЗ.

Средства коллективной защиты (СКЗ):

- устранение причин шума или существенное его ослабление в источнике образования;
- изоляция источников шума от окружающей среды средствами звуко- и виброизоляции, звуко- и вибропоглощения;
- применение средств, снижающих шум на пути их распространения;
- плотные тяжелые воздухонепроницаемые материалы (сталь, свинец, бетон, каменная или кирпичная кладка, толстое стекло и т. п.);
- хорошо изолируют звуки, распространяющиеся по воздуху.

5.4.4. Произвольные факторы, связанные с аномальными микроклиматическими параметрами воздушной среды на местонахождении работающего

Состояние микроклимата должно соответствовать допустимым нормам по СП 60.13330.2020 СНиП 41-01-2003 (с Поправкой) [49].

Метеорологические условия в производственных условиях определяются следующими параметрами: температура воздуха $t, ^\circ\text{C}$; относительная влажность воздуха $\varphi, \%$; скорость движения воздуха на рабочем месте $v, \text{M}/\text{c}$.

Движение воздуха в помещениях является важным фактором, влияющим на тепловое самочувствие человека. В жарком помещении движение воздуха способствует увеличению отдачи теплоты организмом и улучшает его состояние, но оказывает неблагоприятное воздействие при низкой температуре воздуха в холодный период года.

При нормировании параметров микроклимата различают:

- оптимальные параметры;
- допустимые параметры;

По тяжести работ оператор относится к категории 1б.

Параметры микроклимата не должны выходить за рамки допустимых значений (табл. 29).

Таблица 29. Допустимые значение параметров микроклимата

Период года	Категория работы	Температура, $^\circ\text{C}$	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, M/c
Холодный	Легкая	21 - 23	40 - 75	$< 0,1$
Теплый	Легкая	22 - 24	40 - 75	$< 0,1$

В проектируемом кабинете показания замеров микроклимата не превышает допустимых пределов и обеспечивается за счет следующего:

Микроклимат на рабочем месте в пределах допустимых норм. Имеется вентиляционное отверстие. В холодный период помещение отапливается, а в теплый проветривается.

5.4.5. Производственные факторы, обладающие свойствами психофизиологического воздействия на организм человека (активное наблюдение за ходом производственного процесса, монотонность труда, перенапряжение анализаторов)

При исследовании циклоидального профиля в передаче с ПТК и свободной обоймой необходим контроль процесса формирования расчётно-аналитических данных, который вызывает зрительную и умственную нагрузку на организм человека.

При умственной нагрузке необходима длительность сосредоточенного внимания, выраженная ответственность, плотность сигналов и сообщений в единицу времени по МР 2.2.9.2311 – 07 «Профилактика стрессового состояния работников при различных видах профессиональной деятельности» [50].

Оказывает угнетающее влияние на психическую деятельность ухудшаются функции внимания (объем, концентрация, переключение), памяти (кратковременной и долговременной), восприятия (появляется большое число ошибок).

При зрительной нагрузке необходима высокая координация сенсорных и моторных элементов зрительной системы. Вызывает головную боль, ухудшение зрения, астенопию – патологического состояния, связанного с быстрым переутомлением глаз.

Для устранения накопленной усталости и нагрузки на организм человека необходимо выполнять комплекс физических упражнений на координацию движений, концентрацию внимания, комплекс упражнений на глаз, использовать методику психической саморегуляции.

5.4.6. Производственные факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов, под действие которого попадает рабочий

При проведении исследований возникает необходимость работы на электрооборудовании, таком как, ПЭВМ, ВДТ и периферийное оборудование МФЦ и принтер, вследствие чего возникает вероятность прохождения электрического тока через тело человека. Опасное и вредное воздействия на людей электрического тока проявляются в виде электротравм (судороги, остановка сердца, остановка дыхания, ожоги и др.) и заболеваний. Результат воздействия тока на человека зависит от величины силы тока, его рода и частоты, продолжительности воздействия и множества других факторов.

Причиной поражения электрическим током в условиях аудитории могут стать случайное прикосновение к токоведущим частям или появление напряжения на металлических частях оборудования.

Напряжение прикосновения и токи при нормальном (неаварийном) режиме электроустановки, не должны превышать 8 В и 1 мА, соответственно (постоянный ток) или 2 В, 0,3 мА (переменный ток частотой 50 Гц) согласно 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов. [51]

Для обеспечения защиты от прямого прикосновения необходимо применение таких технических способов и средств основной защиты, как: основная изоляция, защитное отключение, безопасное расположение токоведущих частей, средства индивидуальной защиты по ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты [52].

5.5. Экологическая безопасность

5.5.1. Воздействие на селитебную зону

Кабинет с ПЭВМ находится в здании учебного корпуса вне промышленной зоны и не несет вреда селитебной зоне.

5.5.2. Воздействие на литосферу

На данном рабочем месте выявлен предполагаемый источник загрязнения окружающей среды, а именно воздействие на литосферу в результате образования отходов при поломке предметов вычислительной техники и оргтехники.

В России вопрос утилизации списанной оргтехники регулируется основными законодательными актами, которые регламентируют вопросы охраны окружающей среды, обращения драгоценных металлов камней и обращения отходов производства и потребления (ФЗ № 7 от 10.01.02 [53], ФЗ № 41 от 26.03.98 [54] и ФЗ № 89 от 24.06.98 [55] соответственно). Государством также утвержден Федеральный классификатор отходов (Приказ № 786 от 02.12.02 [56]).

Вышедшее из строя ПЭВМ и сопутствующая оргтехника относится к I - III классу опасности и подлежат специальной утилизации.

Главными загрязнителями, под воздействием которых меняются структура, состав, свойства почвы являются тяжёлые металлы.

К широко распространенным токсичным загрязнителям относятся кадмий, хром, ртуть, свинец, никель, медь, цинк.

Эти загрязнители находятся в большом количестве в электронике и периферийных устройствах ПЭВМ. Параметры вредности веществ сведены в таблицу 30:

Таблица 30. Показатели вредности веществ по СанПиН 1.2.3685-21

Вещество	Класс опасности	ПДК _{МР} , мг/м ³	ПДК _{СС} , мг/м ³
Кадмий	I	-	0,0003
Хром	I	-	0,0015
Ртуть	I	-	0,0003
Свинец	I	0,001	0,0003
Никель	II	-	0,001
Медь	II	-	0,002
Цинк	III	-	0,003

В проектируемом кабинете показания замеров ПДК загрязняющих веществ в атмосферном воздухе не превышают допустимых пределов.

Все операции, которые выполняет инженер-конструктор в процессе работы с ПЭВМ и периферийным оборудованием, образуют отходы, которые должны правильно утилизироваться для переработки.

5.5.2.1. Утилизация люминесцентных ламп

Перегоревшие люминесцентные лампы можно отнести в свои районные ДЕЗы (дирекции единого заказчика) по обслуживанию жилого фонда, или РЭУ (районные эксплуатационные управления), где установлены специальные контейнеры. Там их должны бесплатно принять. Основанием для того, чтобы в ДЕЗе приняли лампы, является распоряжение правительства Москвы «Об организации работ по централизованному сбору, транспортировке и переработке отработанных ртутьсодержащих люминесцентных и компактных люминесцентных ламп» от 19 мая 2010 года № 949-РП.

5.5.2.2. Утилизация макулатуры

Сегодня бумага составляет примерно 40 % от общего числа твердых отходов. Однако попадая в один контейнер вместе с прочим утилем, она неизбежно становится мусором, не пригодным для вторичного использования.

Важно не перемешивать бумагу с остальным мусором. Сбирать в отдельные урны или контейнеры, и сдать в пункт переработки макулатуры.

Необходимо понимать, что не все бумажные отходы подлежат переработке. Из марок макулатуры, служащей сырьем, учитываются вид, цвет, состав каждой.

Изделия с глянцевым или ламинированным покрытием, содержащие элементы металла или пластика, отсыревшие или обгоревшие, а также изготовленные из вторсырья (например, лотки для яиц) не относятся к категории вторичных ресурсов. Такие отходы, а также уничтожение документов нуждаются в особом виде утилизации.

К макулатуре относятся гофро-тара, газеты, книги и тетради, писчая и чертежная бумага и прочие изделия полиграфической продукции, которые впоследствии становятся сырьем для производства картона, оберточной бумаги и упаковки (изготовление крафт-пакетов), теплоизоляционных и кровельных материалов. По самым скромным подсчетам 70 видов бумаги и картона, производимых в России, изготавливаются на основе макулатуры.

5.5.3. Воздействие на гидросферу

Кабинет с ПЭВМ находится в здании учебного корпуса вне промышленной зоны и не несет вреда гидросфере.

5.5.4. Воздействие на атмосферу

Кабинет с ПЭВМ находится в здании учебного корпуса вне промышленной зоны и не несет вреда атмосфере.

5.6. Безопасность в чрезвычайных ситуациях

В данном подразделе был проведен краткий анализ возможных чрезвычайных ситуаций (ЧС), которые могут возникнуть при научно-исследовательской работе. Наиболее вероятным видом ЧС является пожар.

Причинами возникновения пожара могут являются: неисправности электроаппаратуры и электрических коммуникаций; неисправности отопительных и вентиляционных систем; несоблюдение персоналом установленных требований пожарной безопасности; умышленный поджог.

В соответствии с Правилами противопожарного режима в Российской Федерации при обнаружении пожара или признаков горения в здании, помещении (задымление, запах гари, повышение температуры воздуха и др.) необходимо:

- Немедленно сообщить об этом по телефону в пожарную охрану (при этом необходимо назвать адрес объекта защиты, место возникновения пожара, а также сообщить свою фамилию);
- Принять посильные меры по эвакуации людей и тушению пожара;
- При опасности поражения электротоком, помещение необходимо обесточить. После чего можно приступать к тушению пожара. При тушении пожара, вызванного указанным не исправным оборудованием, применяют порошковые, пенные, и углекислотные огнетушители, а также песок. Для тушения электрооборудования применяют углекислотные огнетушители. На основании Федерального закона от 22.07.2008 N 123-ФЗ (ред. от 30.04.2021) "Технический регламент о требованиях пожарной безопасности" помещения лабораторий оборудованы следующими средствами пожаротушения: огнетушитель ручной углекислотный ОУ-5, пожарный кран с рукавом, также каждое помещение оборудовано системой противопожарной сигнализации.

5.7. Вывод по разделу

В данном разделе выпускной квалификационной работы было рассмотрено влияние вредных факторов (повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны; отсутствие или недостаток необходимого искусственного освещения; статическая физическая нагрузка, связанная с рабочей позой; физические факторы, связанные с акустическими колебаниями в производственной; нервно-психические перегрузки) и опасных факторов (факторы, связанные с возгоранием). 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.

6. Заключение

В ходе магистерской диссертации был выполнен анализ уменьшения контактного напряжения в зацеплении с ПТК и свободной обоймой. Так же определены исходные параметры, влияющие на уменьшение контактного напряжения.

Так увеличение таких параметров как, коэффициент смещения и радиус тел качения позволяют снизить величину контактного напряжения в зацеплении с ПТК и свободной обоймой. Данное исследование позволяет увеличить запас прочности передач с ПТК и свободной обоймой.

Повышение надежности и долговечности позволит данному виду механического зацепления быть более конкурентоспособным в машиностроительных отраслях.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» был проведен сравнительный анализ ресурсоэффективности передач ПТКСО, эвольвентных передач и передач с зацеплением Новикова. Произведен SWOT-анализ, составлен план проекта, контрольные события и рассчитан общий бюджет научного исследования.

В разделе «Социальная ответственность» был произведен анализ выявленных опасных и вредных факторов проектируемой производственной среды, производственного шума, освещенность помещения, пожарная безопасности, защита в ЧС.

7. Список использованных источников

1. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография / М.Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.: ил.
2. А.Е. Беляев. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами. Томск: ТПУ, 1992.-231с.
3. Куклин, Н.Г. Детали машин / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина. - Москва: Высшая школа, 1987. - 383 с.
4. Горовенко Л.А. Математические методы компьютерного моделирования физических процессов: учебное пособие [Текст] / Л.А. Горовенко. – Армавир: РИО АГПУ, 2016. – 104 с.
5. Горовенко Л.А. Математические методы компьютерного моделирования физических процессов [Текст] / Горовенко Л.А. // Международный журнал экспериментального образования. – 2017. -№2. – С. 92-93.
6. Горовенко Л.А. Теория и практика компьютерного моделирования физических процессов: учебное пособие [Текст] / Горовенко Л.А., Коврига Е.В. – Армавир: РИО АГПУ, 2017. – 132 с.
7. Клеников С.С. Расчет геометрии волнового зацепления с циклоидальной формой с сил взаимодействия с зубьев колес / Клеников С.С. //Вестник московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение. – 2015. - №2(101). – С. 107-117.
8. Голиус Д.А. Циклоиды и их применение при проектировании деталей машин и их механизмов / Голиус Д.А., Горовенко Л.А. // Международный студенческий научный вестник. – 2017. - № 4-7. – С. 1037-1040.
9. А. Ф. Крайнев. Словарь-справочник по механизмам (Текст| / А. Ф. Крайнев. - Москва: Машиностроение, 1987. - 560с.
10. Ермак В. Н. Теория машин и механизмов (краткий курс) [Текст] / В. Н. Ермак, Н. П. Курышкин. - Кемерово: КузГТУ, 2011, - 194с.

11. Балденко Д.Ф. Циклоидальное зацепление в нефтепромысловой технике: традиционные и новые области применения [Текст] / Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д. // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2010. - №10. – С. 2-6.
12. Балденко Д.Ф. Перспективные применения циклоидального зацепления в нефтегазовой отрасли [Текст] // Территория нефтегаз. – 2014. - №6 – С. 16-17.
13. Ф.Л. Литвин. Теория зубчатых зацеплений [Текст]. 2 изд. / Ф.Л. Литвин. – Москва: Наука, 1968. – 584с.
14. Федоткин Р.С. Методика проектирования ведущих цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин [Текст] / Федоткин Р.С., Крючков В.А., Бейненсон В.Д., Парфенов В.Л. // Тракторы и сельхозмашины. – 2017. - №3. – С. 24-32.
15. Егоров И.М. Математическое моделирование погрешностей изготовления элементов цевочной передачи планетарного редуктора [Текст] / Егоров И.М., Алексанин С.А., Федовский М.Е., Кряжева Н.П. // Научно-технический вестник информационных технологий механики и оптики. – 2014. - №6(94). – С. 171-176.
16. Кравчук А.С. Оптимизация цевочного зацепления планетарного цевочного редуктора одной кинематической схемы [Текст] / Киреев С.О. // Вестник донского государственного технического университета. 2011. -№7(58). – С. 1051-1058.
17. Киреев С.О. Планетарные передачи с внецентроидным внутренним цевочным зацеплением в машиностроении [Текст] / Кравчук А.С., Кравчук А.И. // APRIORI. Серия: естественные и технические науки. – 2016. - №5. С. 6.
18. А.Л. Филипенко. Анализ геометрии и нагрузочной способности ЭЦ – зацепления [Текст] А.Л. Филипенко // Вестник машиностроения. – 2016. - №6. – С. 7-13.
19. Щербаков Н.Р. Математическое и компьютерное моделирование динамического состояния передачи движения [Текст]: дис.....канд. физ. Мат.

Наук: защищена 20.07.07 утв. 16.02.09/ Щербаков Николай Романович. – Томск, 2009. – 213с.

20. Становский В.В. Новый вид зацепления колес с криволинейными зубьями / Становский В.В., Казакиявичюс С.М., Ремнева Т.А., Кузнецов В.М., Бубенчиков А.М., Щербаков Н.Р. // Справочник. Инженерный журнал / Москва: ООО «Издательский дом «Спектр», 2008 г. - №9. – С. 34-40.

21. Становской В.В. Разработка и внедрение ресурсосберегающей техники нового поколения на основе эксцентриково-циклоидального зацепления / Становской В.В. Казакиявичюс С.М., Кузнецов В.М. // Исследования и разработки. - 2013. - No12(182). - С. 117-120.

22. Технология Маркет (Электронный ресурс] / ЗАО «Технология маркет». - Сайт компании. - Томск, 2018. - Режим доступа: <http://ec-gearing.com/>, свободный (дата обращения: 13.03.2023).

23. Становской В.В. Эксцентриково-циклоидальное зацепление с увеличенными радиусами кривизны / Становской В.В., Казакиявичюс С.М., Ремнева Т.А., Кузнецов В.М. // Теория и практика зубчатых передач и редуктростроения: сб. докл. научно-тех. конф. / ИЖГТУ. - Ижевск, 2017. - С. 15-19.

24. Казакиявичюс С.М., Становской В.В., Ремнева Т.А., Кузнецов В.М., Бубенчиков А.М., Щербаков Н.Р. Работоспособность эксцентриково-циклоидального зацепления при изменении межосевого расстояния колес. модификация вершин и впадин зубьев // Вестник машиностроения. - 2011. - №3. - С. 7-9.

25. Груздев Д. Е. Разработка методики геометрического и прочностного расчетов торцевых передач с зацеплением по "Улиткам Паскаля" [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.02.02: защищена: утв. / Груздев Дмитрий Евгеньевич. - Красноярск, 2004. - 110с.

26. Пат. 2354870 Российская Федерация, МПК51 F16H 1/10. Торцевая зубчатая передача с внутренним зацеплением [Текст] / Турицын А.А. (RU), Каргапольцев С.К. (RU), Милованов А.И. (RU), Тупицын А.А. (RU),

Ревенский А.А. (RU); заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС (ИрИИТ)) (RU). – №2007144586/11; заявл. 04.12.07; опубл. 10.05.09, Бюл. 13. -4с.

27. Ревенский А.А. Возможность использования торцевого зубчатого зацепления в пределах различной компоновки [Текст] / Ревенский А.А. // Системы. Методы. Технологии. – 2012. - №1(13). – С. 176-178.

28. Ревенский А.А. Моделирование торцевой зубчатой передачи [Текст] / Ревенский А.А., Гозбенко В.Е. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2011. - №3(31). – С. 119-123.

29. А. с. 506714 СССР, МПК5 F16H 55/08. Зубчатая передача с торцевыми зубьями [Текст] / А.И. Нечаев. - №1908398/25-28; заявл. 17.04.73; опубл. 15.03.76. Бюл. №10. – 2 с.

30. Введенский Б.И. Большая советская энциклопедия [Текст] в 51 т. / Введенский Б.А.; - Москва: «Большая Советская энциклопедия», 1956. – С. 188-189. – 44 т.

31. Нечаев А.И. Торцевые зубчатые передачи и механизмы, построенные на их базе [Текст] / А.И. Нечаев, Е.Г. Синенко, П.Н. Сильченко // Наука производству. 2000. - №3(28).

32. Ф.Л. Литвин. Теория зубчатых зацеплений [Текст]. 2 изд./ Ф.Л. Литвин. – Москва: Наука, 1968. – 584с.

33. Тупицын А.А. Альтернативный вид зубчатого зацепления: свойства и характеристики [Текст] / Тупицын А.А., Ревенский А.А. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2010. - №4. – 211-212.

34. Л.Д. Антонова. Исследование влияния коэффициента перекрытия торцово-зубчатой передачи на заострение зубьев колес [Текст] / Л.Д. Антонова, П.В. Прыгунова // Решетневские стения. – 2010. - №14. – С. 84-91.

35. Е.А. Милованова. Применение идеи «Передачи Нечаева» при разработке компоновочной схемы тягового привода локомотива с параллельными

потоками мощности [Текст] / Е.А. Милованова, А.А. Милованова, А.И. Милованова // Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации. – 2012. - №3(11). – С. 78-82.

36. Политехнический словарь-справочник [Электронный ресурс] / Политехнический словарь-справочник инженера Алексева 2012-2018. – Режим доступа: <https://s0alex.ru/abc10m31.html>, свободный (дата обращения 15.05.2023).

37. Тупицын А.А. Торцевая зубчатая передача с внутренним цевочным зацеплением [Текст] / Тупицын А.А., Нечаев В.В., Гозбенко В.Е. // Современные технологии. Математика. Механика и машиностроение. – 2014. - №3. – С. 25-29.

38. 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.

39. Формулы Герца [Электронный ресурс] // URL:[https://ru.wikipedia.org/wiki/Формулы_Герца#:~:text=Немецкий%20учёный%20Генрих%20Герц%20\(Н,осями%2С%20цилиндра%20и%20плоскость\)](https://ru.wikipedia.org/wiki/Формулы_Герца#:~:text=Немецкий%20учёный%20Генрих%20Герц%20(Н,осями%2С%20цилиндра%20и%20плоскость)). (дата обращения 20.05.2023).

40. "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 19.12.2022, с изм. от 11.04.2023) (с изм. и доп., вступ. в силу с 01.03.2023) // <https://docs.cntd.ru/document/901807664>

41. СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда» // <https://docs.cntd.ru/document/573230583>

42. СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах» // <https://docs.cntd.ru/document/420362948>

43. ГОСТ 12.2.032-78. Система стандартов безопасности труда. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования. // <https://docs.cntd.ru/document/1200003913>

44. ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). // <https://docs.cntd.ru/document/1200136071>
45. СП 52.13330.2016. Естественное и искусственное освещение. // <https://docs.cntd.ru/document/456054197>
46. ТОИ Р-45-084-01. Типовая инструкция по охране труда при работе на персональном компьютере" (утв. Приказом Минсвязи РФ от 02.07.2001 N 162) // https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_79762/
47. ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. // <https://docs.cntd.ru/document/1200118606>
48. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03- 2003. // <https://docs.cntd.ru/document/1200084097>
49. СП 60.13330.2020 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. // <https://docs.cntd.ru/document/573697256>
50. МР 2.2.9.2311 – 07 «Профилактика стрессового состояния работников при различных видах профессиональной деятельности». // <https://docs.cntd.ru/document/1200072234>
51. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов. // <https://docs.cntd.ru/document/5200313>
52. ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты. // <https://docs.cntd.ru/document/1200161238>
53. Федеральный закон «Об охране окружающей среды» от 10.01.2002 №7-ФЗ // <https://docs.cntd.ru/document/901808297>
54. Федеральный закон «О драгоценных металлах и драгоценных камнях» от 26.03.98 №41-ФЗ // https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_18254/

55. Федеральный закон «Об отходах производства и потребления» от 24.06.98 №89-ФЗ // <https://docs.cntd.ru/document/901711591>

56. Приказ «Об утверждении федерального классификационного каталога отходов» №786 от 02.12.02 // <https://docs.cntd.ru/document/901836411>

Приложение А

Contact stress analysis in cycloidal gears

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ1К	Пронин С. Н.		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМШ	Ефременков Е. А.	к.т.н.		

Консультант-лингвист отделения иностранных языков ШБИП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Южакова М. А.			

Chapter 1

1. Contact stress analysis in cycloidal gears

Mechanical gears are mechanisms that transfer the work of the motor to the machine's final control element. By transmitting mechanical energy, gears can simultaneously perform the following functions [3]:

- a) lower and raise the angular velocities, raising and lowering the torques accordingly;
- b) convert one type of movement into another;
- c) adjust the angular speeds of the machine's implement;
- d) reverse the movement;
- e) distribute the motor's work among several machine actuators.

Depending on the operating principle, all mechanical gears are divided into two groups:

- gears (gears, chains, worms gear);
- friction transmission (friction, belt).

In all branches of mechanical engineering and instrumentation the most widespread application of gears is due to a number of their advantages: constant ratio, absence of slippage, high carrying capacity with comparatively small dimensions and weight, high durability, operation in a wide range of loads, ability to transfer energy between shafts located in any space, comparatively low loads on shafts and their supports, high efficiency (up to 0,995), easy maintenance and care. The disadvantages of gears include high requirements to gear manufacturing accuracy, gear assembly and the need for increased rigidity of housings, supports, shafts: noise, especially at high speeds and insufficient accuracy, vibrations, low damping capacity.

To start the analysis and determine the possibility of reducing contact stresses in meshing with intermediate rolling elements and loose ring, a brief theory must be given.

1.1. Cycloid

The trajectory of a point of a producing circle rolling along some straight line without sliding is called a cycloid (Fig. 1). There are three types of cycloid [4, 5, 6] (Fig. 2-3):

- shortened - the point describing the cycloid is inside the producing contour;
- elongated - the point describing the cycloid is outside the producing contour;
- ordinary - the point is on the producing contour itself (see Fig. 5).

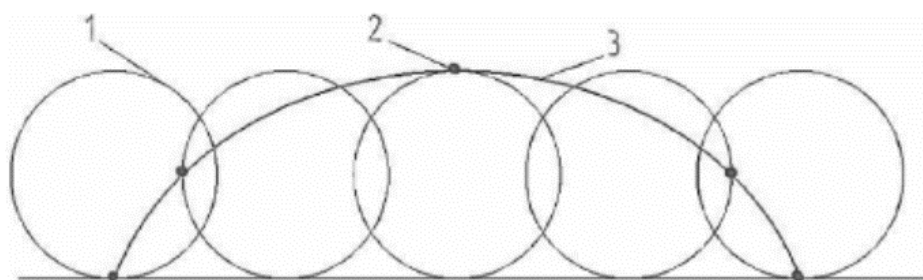


Fig. 1. Cycloid

1 – generating circle; 2 – point; 3 – cycloid

A cycloid can be described either graphically or analytically. In order to describe a cycloid analytically, a parametric equation is used:

$$x = r(t - \sin t); \quad (1)$$

$$y = (\pm)r(1 - \cos t). \quad (2)$$

where: r – radius of the producing circle rolling without sliding along a straight line along the x-axis and y-axis;

t – parameter varying for a cycloidal arch within $0 \leq t \leq 2\pi$ [7].

The parametric equation can be used to find the coordinate of a point located on the producing circle. With each rotation of the producing circle, the point changes its position in space, thereby forming a cycloid. If the parameters of the guiding and producing contours are known, the cycloid can be constructed by determining the patterns to which the moving point obeys.

Cycloidal curves (cycloid, epicycloid, hypocycloid, trochoid, astroide) are used in engineering to construct profiles: teeth, gears, the outline of many types of eccentrics, cams, and machine parts that make uniform rotary and translational movements simultaneously [4, 6, 7, 8].

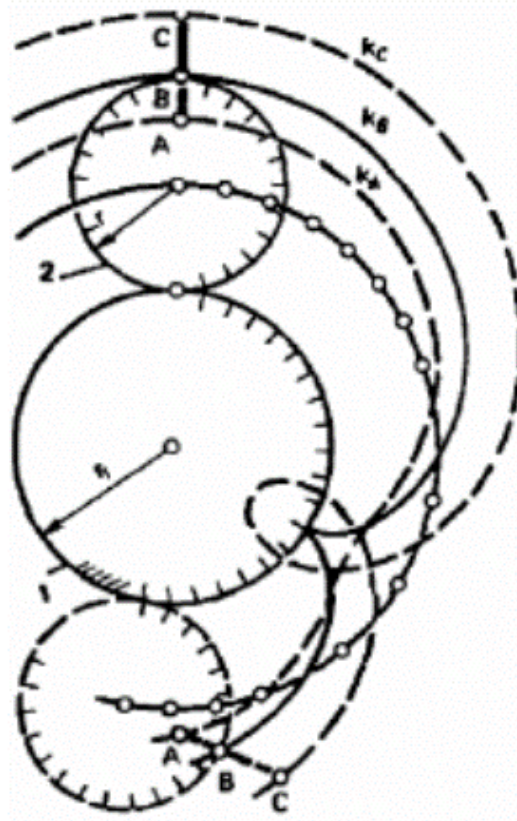


Fig. 2. Epicycloid [9]

1 – guide circle; 2 - generating circle;

A, B, C – points, rigidly connected with the generating circle;

k_A – shortened epicycloid; k_B – common epicycloid;

k_C – elongated epicycloid.

Cycloidal gearing is a type of gearing in which the tooth profiles are outlined in cycloidal areas: epicycloid and hypocycloid.

An epicycloid (Fig. 2) is a curve (k_A, k_B, k_C) describing a point (A, B, C) rigidly connected to a circle 2 of radius r that rolls on the outside of a guiding circle 1 of radius r_1 [10].

A hypocycloid is a curve describing a point rigidly connected to a producing circle that rolls without sliding inside a guiding circle (Fig. 3) [9].

Only short cycloids are used for tooth profiling, as self-intersections and sharpened contours are characteristic of normal and elongated cycloids [11]. In external meshing, the tooth head is outlined by an epicycloid and the tooth stalk by a hypocycloid. In internal meshing, it is the other way round.

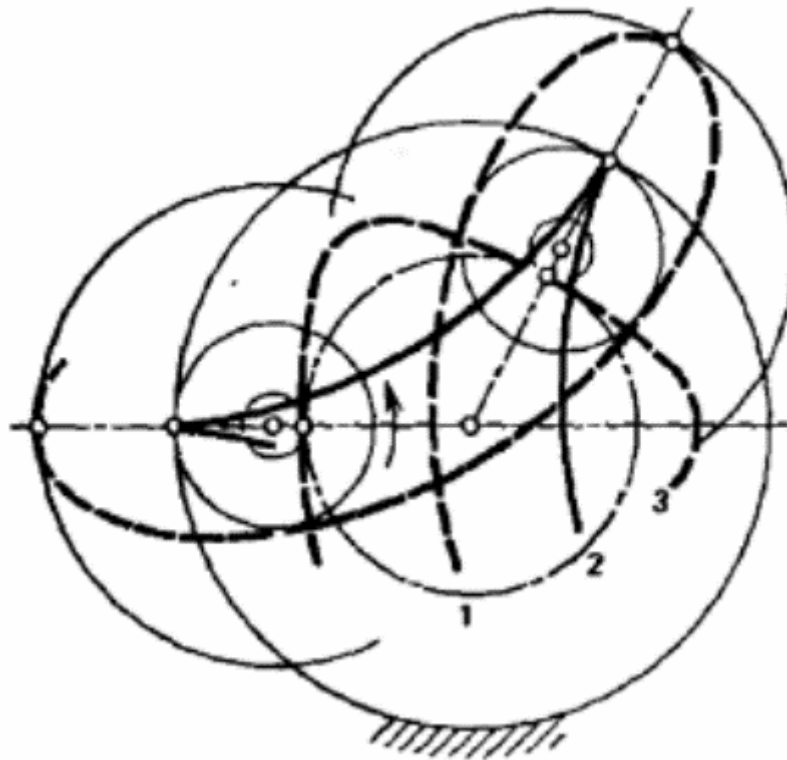


Fig. 3. Hypocycloid [9]

1 - elongated hypocycloid; 2 - ordinary hypocycloid; 3 - shortened hypocycloid.

The advantages of cycloidal gearing include:

- lower sliding speed of the profiles and absence of transition sections and therefore smoother and quieter operation [8, 11];
- higher efficiency (around 95%) [8];
- overlap factor greater than 2 [8, 11];
- no undercutting of the tooth flank [8];
- a wide range of geometric parameters adjustment [11];

- possibility to produce a profile with any number of teeth (as opposed to involute) [8];
- maintained high efficiency even with less precise manufacturing [11].

According to the data reported in [8], the most significant disadvantage of cycloidal gearing is the complexity of the tool and, consequently, its high price, since the profile of the cycloidal lath is two cycloids and not a straight line as in involute gearing.

Cycloidal gearing is widely used in the oil and gas industry, in mechanisms such as [11-12]:

- Operating elements (PO) of rotary hydraulics, compressors and internal combustion engines;
- Gear wheels;
- Directional well profiles (as energy-saving profiles with minimum drill string lifting forces or mating curves of multi-interval profiles without breaking the curvature of the trajectory).

1.2. Cycloidal gears

1.2.1. Pinchind gear

One type of cycloidal gearing is the chain wheel gearing. In this type of engagement, the teeth of one wheel are replaced by a chainring, a cylinder inserted between discs fixed to an axle [8].

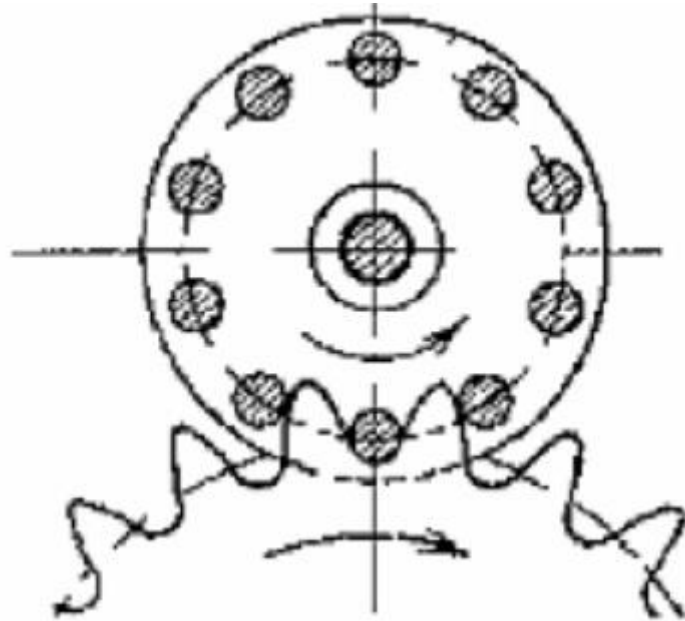


Fig. 4. Pinching gear [13]

The chains are simultaneously in oscillation with the tooth profiles of the other wheel. This means that the centres of all the chainrings are on the corresponding branches of the extended epicycloid or hypocycloid. Although the chainrings can be in simultaneous engagement, only half of the total number of chainrings can be subjected to load [12].

Permissible bending stresses in the calculation of the chain block (endurance calculation):

$$\sigma_{rk} = \frac{\sigma_{-1\mu}}{kn}; \quad (3)$$

where: $\sigma_{-1\mu} = 0,43\sigma_b$;

σ_b – tensile strength for the base material;

$k = 1,3$ – effective stress concentration factor;

$n = 1,6$ – safety margin.

Permissible bending stress of the chain block (strength calculation):

$$[\sigma_u] = \sigma_{mu} \frac{1}{n}; \quad (4)$$

where: σ_{mu} – bending yield strength of the material;

$\sigma_{mu} = 1,2\sigma_{mp}$ – for carbon steel;

$\sigma_{mu} = \sigma_{mp}$ – for alloy steel;

σ_{mp} – tensile yield strength of the material, with regard to sectional dimensions.

Advantages pinching gear are as follows:

- smoother running and lower noise than involute gearing [14];
- longer service life and greater reliability because the load on the pin is distributed over its entire surface [14];
- smaller dimensions with the same transferable torque compared to involute gearing [15];
- reduced overall dimensions and higher torque compared to involute gearing [14];
- lower overall dimensions and lower torque compared to involute gearing [15];
- gear ratios from 6 to 190 [16];
- high kinematic accuracy [17].

Disadvantages pinching gear include:

- sensitivity to changes in centre-to-centre distance [13];
- high cost [17];
- high demands on manufacturing accuracy (changing the position of the pin on the disc also changes the transmission performance) [17];
- difficulties in tooth form for the running-in technique [13].

The main applications for chain linkage are in clockwork gears, gun turret aiming mechanisms, lifting and transportation mechanisms, and some types of planetary gears and caterpillar gears [15].

1.2.2. Eccentric-cycloidal gearing

The gearing, the gear teeth profiles of which in the end sections are outlined by arcs of eccentrically shifted circles, and the teeth of the big wheel in the same sections are outlined by sections of cycloidal curves, is called eccentric-cycloidal (EC) [18]. This type of meshing was developed in 2007 at ZAO Technologia Market (Tomsk) [19]. However, it is stated in [18] that the EC-gear is not a new type of gearing, but a technological variant of the epicycloidal-chain gearing, in which the chain is replaced by teeth, whose profiles in the end cross-sections are outlined by arcs of eccentrically displaced circles. It is also noted in [18] that the calculation of the geometry of the EDC meshing coincides with the calculation of the geometric parameters of the cycloidal-chain gearing. It can be objected to these remarks by the fact that the cycloidal-chain gear is a coaxial gear with multi-pair gearing, whereas the EDC-gear is a spatial gear with parallel or intersecting axes. Consequently, we are dealing with two fundamentally different gears.

Figure 5 shows the principle of forming an EC gearing. If we modify the reducer scheme proposed by L. Braren in 1928 (applied in CYCLO transmissions) so that all its main links (wheels 1, 2 and cage 3) were made coaxial, and rollers 4 were replaced by eccentrics 6 (Fig. 5, b, c), and then mentally dissect the driven wheel 1, then a row of wheels 1, 1', 1'', 1''', 1'''' and 1''''' is obtained, with each of them an eccentric roller 6, which is in different phases of engagement with the obtained wheels (Fig. 5, d). If to turn all wheels together with eccentrics, being in mesh with it, up to alignment of eccentric axes we will receive eccentric-cycloidal meshing of compound wheels (fig. 5, e) in which pinion has one tooth and is made of eccentrically displaced circles, and a profile of a gear wheel tooth is mating with them in each their end section. The helical curvilinear surfaces of wheels 7 and 8 are

formed by consecutive and continuous displacement and rotation around their own axes of the original contours (Fig. 5, c) and have opposite directions of rotation [20].

A comparative analysis with known types of gears (Novikov involute gearing, etc.) carried out in [21] showed that EC-gearing has a number of advantages in a number of characteristics (efficiency, transmission ratio, torque, reliability, specific mass and dimensions, production costs, etc.).

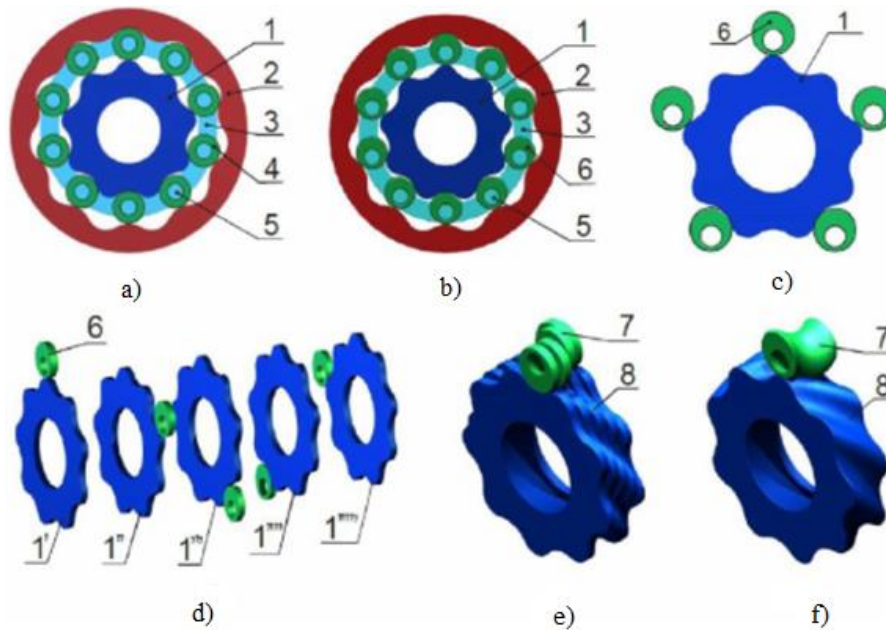


Fig. 5. The principle of EC-gearing [20]

1 – driven wheel with external engagement; 2 – support wheel internal gearing;
 3 – the holder, sitting on the drive shaft with an eccentric; 4 – rollers; 5 – pins;
 6 – eccentric, 1, 1', 1'', 1''', 1'''' – the cuts of the driven wheel; 7, 8 – gears;
 a) Braren's gearbox; b) and c) Braren's gearbox modification with eccentric rollers; d)
 wheels obtained by the cross section of the driven wheel Braren's gearbox; e) EC-gears
 composite wheels; f) curvilinear EC engagement

The advantages of EC gearing are as follows:

- high efficiency (up to 99%) [21];
- high load-bearing capacity [22];
- low noise level [22];

- provides a wide range of transmission ratios (due to the possibility of reducing the number of teeth of the drive wheel to 1), with a minimum relative mass value [20];
- less demanding on misalignment compared to involute gearing and less demanding on inter-center clearance compared to Novikov gearing [24].

1.2.3. Front-end transmission

Face gears have been known since 1961, and they are of two basic types [25]:

1. With intermediate bodies (ball (Fig. 6) or roller bodies), contains a set of meshing rolling bodies connected to the drive and driven shaft by means of washers. However, such transmissions are difficult to manufacture and require mandatory lubricant, which limits their application in open gears [25].

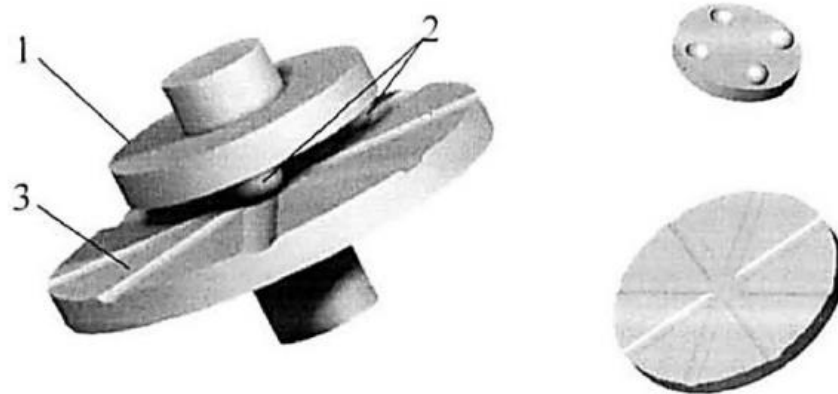


Fig. 6. Front-end transmission with ball intermediate bodies [25]

1 – drive shaft washer; 2 – ball intermediate bodies; 3 – driven shaft washer

2. Two toothed wheels interlocked by end teeth (Fig. 7). The teeth of the first wheel have a profile bounded by a plane and the teeth of the second wheel have a circular profile, i.e. the tooth shape consists of a truncated cone, cylinder or barrel-shaped body [25].

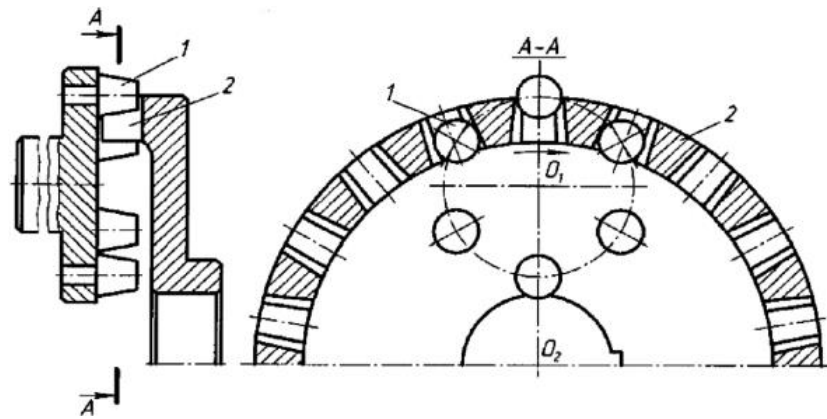


Fig. 7. Front-end Nechaev's transmission [25]

1, 2 - gears

Movement is transmitted over the tooth surfaces of pinion 1 and wheel 2. This meshing enables uniform distribution of wear on the working surfaces during continuous operation of the gear (without shutdowns for routine maintenance).

The peculiarity of this gear is that the structural fit for the placement of the first wheel tooth stem in the seat of its crown is such that the sliding friction moment in the kinematic pair "gear tooth - wheel tooth" slightly (up to 5%) exceeds the opposite rest friction moment in the kinematic pair "first wheel tooth stem - the seat in its crown". In this case, during transmission operation, slip-free rolling in relative motion of two wheels is ensured, when the condition of uniform distribution of wear intensity of their working surfaces is fulfilled. To reduce the friction coefficient in the kinematic pair "tooth-leg of the first wheel - the socket in its crown" between the lateral (working) surface of the tooth leg and the surface of the socket an intermediate layer of metal is placed, for example, lead, whose own plasticity exceeds the plasticity of the material of the gear tooth and its crown. This layer is created as a solid "lubricant" on the side surface of the tooth flanks, e.g. by plasma spraying or electroplating [25].

The advantages are as follows:

- Simpler [25] and cheaper [25] production costs compared to involute gears;
- Gear and wheel teeth are cut using the same tools [25];
- High bending and contact strength compared to involute gears [26]; high gear ratio in a single gear

- High reduction ratio in one stage compared with that of involute gears [26];
high gear ratio in one stage compared with that of involute gears [26];
- High degree of maintainability and interchangeability [26];
- Tooth flanking allows for more compact drives [25];
- Tooth size can be increased by 2 to 2.5 times compared to involute gearing for the same dimensions, which reduces the bending stresses [26].

The disadvantages are as follows:

- Higher mounting accuracy for maintaining linear contact of the profiles compared to Novikov's gear, but approximately the same as for involute gearing [26];
- Higher sliding velocity of the profiles compared to involute gearing [26];
- Lower overlap (lower smoothness) [26]; higher profile wear compared to involute teeth [26];
- Higher profile wear compared to involute gearing [26].

At present, the most common types of gears are Nechaev's gear and the chain gear.

Nechayev's gear

The transmission developed by A.I. Nechaev in 1975 [26] consists of two gears meshed with end teeth (Fig. 7). This gear is able to operate in conditions where involute gears cannot [25]. The teeth of the driven gear are made with flat working surfaces and those of the driven gear with convex working surfaces, bounded by the curves of the "Pascal's snail" family.

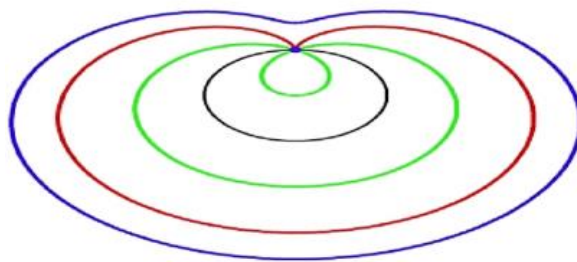


Fig. 8. Pascal's snail [26]

Pascal's Snail is a flat algebraic curve of order 4 [26] (Figure 8), which is described by the following equation:

$$(x^2 + y^2 + ay)^2 = 1^2(x^2 + y^2); \quad (5)$$

where: a – original circle diameter, 1 – distance by which the point is shifted away from the radius-vector [26].

Due to the special shape of this curve, the overlap coefficient in this meshing is increased to two, which gives high smoothness and low noise. The meshing of the

teeth is confirmed by the Euler-Savary theorem [26], which states that the lines connecting the centres of curvature of the centroids and the corresponding centres of curvature of the mating profiles must intersect at one point with a line drawn through the centroid tangent point perpendicular to the profile normal [26].

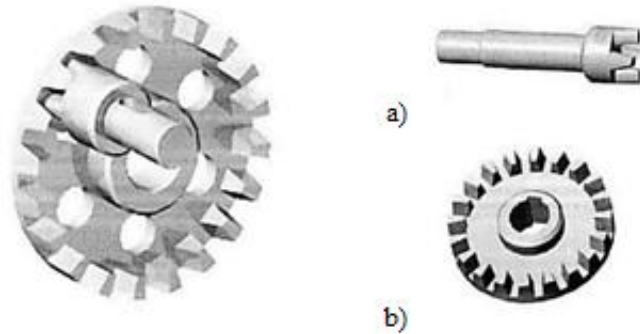


Fig. 9. Gear transmission with internal gearing of the front teeth and parallel axes of rotation of the wheels [25]

a) drive gear; b) driven gear

The transmission principle is as follows: as the drive wheel (Fig. 9, a) rotates, its tooth engages with the tooth of the driven wheel (Fig. 9, b) and transmits the rotary motion to it. Mutual running of the teeth profiles occurs over the whole height with constant gear ratio, which reduces the probability of edge strikes in case of teeth misalignment. The result is high smoothness of operation [26].

The advantages are as follows:

- Load capacity increased 1.6 fold compared to involute gears [26];
- Contact stresses are 20–25% higher [26], and 1.5–2 fold higher [25] than for involute teeth;
- 2–2.5 fold greater than the modulus with similar dimensions, which reduces the bending stresses 3–4 fold compared to involute gearing [26];
- The possibility of forming gears without undercutting and sharpening, with sufficient smoothness of meshing [26];
- Overall dimensions and weight 1.5–2.5 fold less than involute gears [26];
- At reduced dimensions and metal intensity of Nechaev's gear, a gear ratio increases compared to involute gears [26];

- Since Nechaev's gear engagement line has the shape of the outer loop section of Pascal's snail, a high overlap factor is ensured [26].

The disadvantages are as follows:

- Complicated profiling of small gears (pinions) compared to involute gears [26];
- Individual gear production, i.e. production of new tools and jigs [26];
- Difficulty in restoring of worn-out working surfaces [25] and low level of maintainability [26];
- Low transmission efficiency (0.94–0.96) [26].

1.2.4. Front-end pinching engagement

A gearing where the tooth profile of one of the wheels is circular is called a chain gear (Fig. 10). The circular profile allows each tooth to be manufactured without much difficulty, e.g. on a lathe. The profile of the mating surface must meet the requirements of the basic meshing theorem, the realisation of which can be achieved by the running-in method, which is the most common way of producing gears.

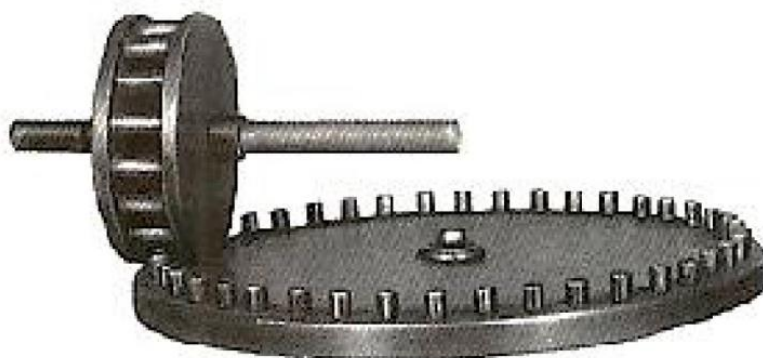


Fig. 10. Front-end pinching engagement [26]

In Nechaev's gear, the convex surface contacts the plane, while in a chain-link end gear, the circular tooth surface of the first wheel contacts the concave surface of the second wheel, which reduces contact stresses.

If the teeth of the first wheel are made in the form of a roller with a full circular profile, it is possible to fasten it to a rotatable axle and obtain a chain end gear. This solution has advantages over conventional chain transmissions, e.g. smaller dimensions [26].

1.2.5. Transmission with intermediate rolling elements

At present, there are many types of mechanical gears with intermediate rolling elements, which can be classified according to their construction principle:

- similar to toothed roller rolling elements (instead of teeth);
- "guides" for the intermediate rolling elements and an eccentric shaft, creating a wave motion of the intermediate elements.

Transmission with intermediate rolling elements has: input shaft, intermediate rolling elements, cage, central wheel with cycloidal profile (ring gear), and output shaft rigidly connected with a cage (Fig. 11.).

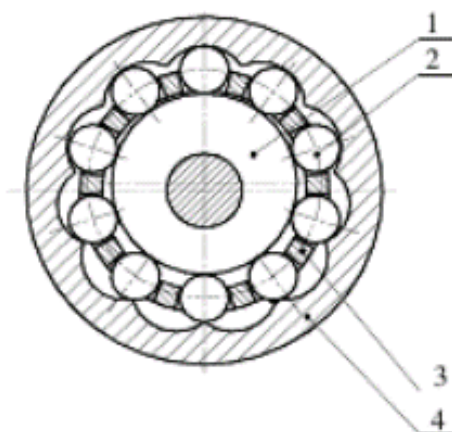


Fig. 11. Transmission cross-section with PTC: 1) eccentric (generator);
2) intermediate rolling elements; 3) cage; 4) ring gear.

The transmission has the following technical characteristics: high transmission ratio in one stage (up to 60); possibility to transmit power up to 85 kW; efficiency of 0.9...0.94; high output torque; compact design; smooth operation and continuous kinematic closure.

This gear has numerous advantages, but there are also a number of disadvantages. One of the main disadvantages is the occurrence of sliding friction in the meshing under load, which reduces the transmission efficiency, and also, because of this during prolonged operation the housing parts are heated up to 100–120 °C. Therefore, the real efficiency of the transmission is 0.8...0.85. Another very big disadvantage of this transmission is that the power transmission involves a cage,

a thin-walled part, which significantly reduces the reliability and durability of this transmission.

1.2.6. Transmission with intermediate rolling elements and loose ring

A new type of PTC transmission has been developed that eliminates the most important disadvantages of PTC transmissions (Fig. 12).

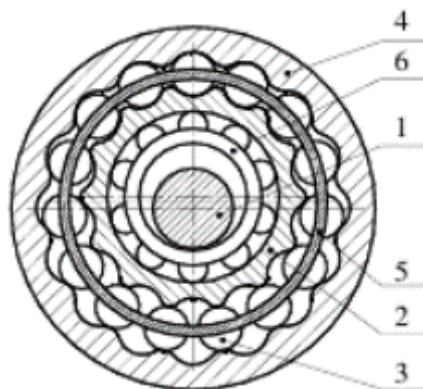


Fig. 12. Cross-section of transmission with intermediate bodies rolling elements with unloaded cage:

- 1) generator; 2) cam; 3) intermediate rolling elements; 4) ring gear; 5) cage;
- 6) bearing.

The new type of transmission shown in Figure 12 is called "unloaded cage transmission", since the cage is no longer involved in the transmission of torque to the output shaft, and is therefore unloaded. The principle of this transmission is based on the fact that the intermediate rolling elements are located between the profiles - teeth (in this case the smooth cycloidal profiles) of the two wheels: one with an inner profile (gear wheel); the other with an outer profile (cam). Thus, there is only a rolling movement in the gearing, which reduces the sliding motion. Unfortunately, sliding movements cannot be completely eliminated, since during operation the intermediate bodies slip on the profile of one of the wheels.

The output link in this type of transmission can be a cam or a ring gear.

The input parameters of the transmission are: Z_2 – the number of intermediate rolling elements; r_2 – the radius of the producing circle of the cage with the intermediate elements; χ – coefficient of displacement or coefficient of difference

between the radius of the rolling element centres circle and the radius of the producing circle; r_{tk} – radius of the rolling elements.

One of the disadvantages of this new type of transmission is the planetary movement of the output link (cam or ring gear) in a single-stage arrangement. This necessitates a compensating coupling, which increases the overall axial dimension of the gear. It is possible to avoid the planetary motion of the output link by using a differential gear arrangement with an unloaded cage (Fig. 13), although the overall axial dimension will also be increased.

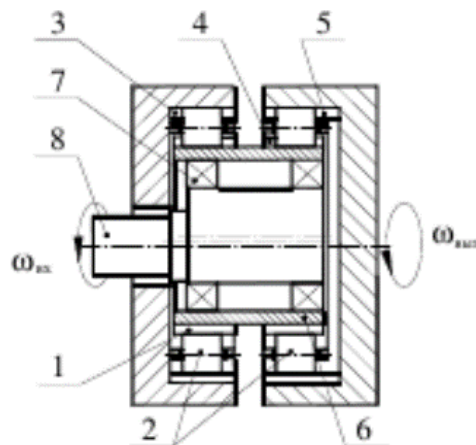


Fig. 13. Schematic diagram of a differential gear with unloaded cage:

- 1) first module cam profile; 2) intermediate rolling bodies; 3) first module ring;
- 4) second module cam profile; 5) second module ring;
- 6) cam; 7) rolling bearing; 8) generator.

The use of a differential scheme is appropriate when a high transmission ratio i_{75}^K is required. For the unloaded cage transmission, which is designed according to this scheme, it is determined according to the following formula:

$$i_{75}^K = \frac{1}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_1 z_5}} \quad (6)$$

In most cases of gear design, the task of determining the number of teeth of a wheel from a known gear ratio, rather than the other way round, arises. Known methods for determining the number of teeth of planetary and differential gears are labour-intensive.

For the proposed scheme in Figure 13, an equation was derived to match the number of wheel profiles given the transmission ratio. The equation was derived

using the basic formulas for the geometric construction of the transmission as well as the Willis formula. After transformations, the equation takes the form of a simple quadratic equation (*):

$$Z_1^2 + \delta Z_1 + 2\Delta i = 0. \quad (7)$$

where: $\delta = Z_5 - Z_1$ – the difference between the profile numbers of the second module's crown and the first module's cam;

$\Delta = Z_4 - Z_1$ – the difference between the number of cam profiles of the second and first modules.

The square equation (*) is expressed in terms of the number of cam profiles of the first module, the other profile numbers are found by expressions for δ и Δ , that define the relationship between the profile numbers in the first and second modules and the constant difference between the number of cam and ring profiles (it equals 2). If Δ is negative, i.e. the number of cam profiles of the first module is greater than that of the second module, then (*) is solved as a normal square equation. If Δ is positive ($Z_4 > Z_1$), then (*) is solved as a complex. The solution should be taken as the positive (or modulo) root of two, regardless of the sign of Δ , as there cannot be a negative number of teeth.

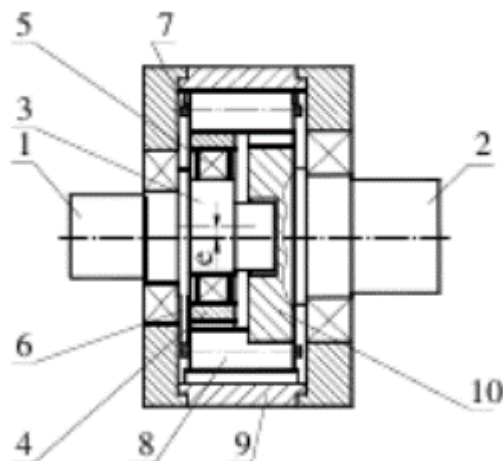


Fig. 14. Diagram of coaxial transmission with unloaded cage, longitudinal section:

- 1) generator; 2) output shaft; 3) eccentric; 4) eccentric cam;
- 5) rolling bearing; 6) counterweight; 7) cage; 8) rolling elements
- 9) ring gear (central wheel); 10) co-axial cam.

The use of a differential arrangement is not economically justified, provided a small transmission ratio is required. For these cases, a coaxial single-stage transmission with unloaded cage has been developed (Fig. 14). In the developed scheme, the planetary motion compensating coupling is converted into a part of the transmission and reduces the axial dimensioning of the mechanism, so that the output link rotates coaxially with the input one.

Advantages of intermediate rolling element and loose ring and loose ring gears are as follows: These gears are competitive due to their high load capacity, high efficiency, low coefficient of friction in the gearing, minimal heating at the rolling element friction points, etc. High gear ratio in one stage, low moment of inertia, high overload reserves and high reliability make it possible to design modern, compact and resource-efficient gears based on the above gears.