

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
 Отделение школы (НОЦ) Отделение машиностроение

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Анализ контактных напряжений в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой

УДК 621.838.21.059.14

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ0К	Завьялов Фёдор Дмитриевич		03.06.22

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМШ	Ефременков Е.А.	к.т.н.		03.06.22

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор (ОСГН, ШБИП)	Гасанов Магеррам Али	Доктор экономических наук		03.06.22

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент (ООД, ШБИП)	Антоневич Ольга Алексеевна	Кандидат биологических наук		27.05.22

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМ	Мартюшев Н.В.	к.т.н., доцент		04.06.22

15.04.01 Машиностроение

Технологии космического материаловедения

Код компетенции	Наименование компетенции
Универсальные компетенции	
УК(У)-1	Способность осуществлять критический анализ проблемных ситуаций на основе системного подхода, вырабатывать стратегию действий
УК(У)-2	Способностью управлять проектом на всех этапах его жизненного цикла
УК(У)-3	Способностью организовать и руководить работой команды, вырабатывая командную стратегию для достижения поставленной цели
УК(У)-4	Способностью применять современные коммуникативные технологии, в том числе на иностранном (-ых) языке (-ах), для академического и профессионального взаимодействия
УК(У)-5	Способностью анализировать и учитывать разнообразие культур в процессе межкультурного взаимодействия
УК(У)-6	Способностью определить и реализовать приоритеты собственной деятельности и способы ее совершенствования на основе самооценки
ДУК(У)-1	Способность на научной основе организовывать свой труд, самостоятельно оценивать результаты своей деятельности, владеть навыками самостоятельной работы в сфере проведения научных исследований, создавать и редактировать тексты профессионального назначения
Общепрофессиональные компетенции	
ОПК(У)-1	Способность формулировать цели и задачи исследования, выявлять приоритеты решения задач, выбирать и создавать критерии оценки
ОПК(У)-2	Способность применять современные методы исследования, оценивать и представлять результаты выполненной работы
ОПК(У)-3	Способность использовать иностранный язык в профессиональной сфере
ОПК(У)-4	Способность осуществлять экспертизу технической документации
ОПК(У)-5	Способность 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, по разработке проектов стандартов и сертификатов, обеспечивать адаптацию современных версий систем управления качеством к конкретным условиям производства на основе международных стандартов
ОПК(У)-6	Способность к работе в многонациональных коллективах, в том числе при работе над междисциплинарными и инновационными
ОПК(У)-7	Способность обеспечивать защиту и оценку стоимости объектов интеллектуальной деятельности
ОПК(У)-8	Способность проводить маркетинговые исследования и подготавливать бизнес-планы выпуска и реализации перспективных и конкурентоспособных изделий в области машиностроения
ОПК(У)-9	Способность обеспечивать управление программами освоения новой продукции и технологий, проводить оценку производственных и непроизводственных затрат на обеспечение требуемого качества

	продукции, анализировать результаты деятельности производственных подразделений
ОПК(У)-10	Способность организовывать работу по повышению научно-технических знаний работников
ОПК(У)-11	Способность подготавливать отзывы и заключения на проекты стандартов, рационализаторские предложения и изобретения в области машиностроения
ОПК(У)-12	Способность подготавливать научно-технические отчеты, обзоры, публикации по результатам выполненных исследований в области машиностроения
ОПК(У)-13	Способность разрабатывать методические и нормативные документы, предложения и проводить мероприятия по реализации разработанных проектов и программ в области машиностроения
ОПК(У)-14	Способность выбирать аналитические и численные методы при разработке математических моделей машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов в машиностроении
Профессиональные компетенции	
ПК(У)-1	Способность организовать и проводить научные исследования, связанные с разработкой проектов и программ, проводить работы по стандартизации технических средств, систем, процессов оборудования и материалов
ПК(У)-2	Способность разрабатывать физические и математические модели исследуемых машин, приводов, систем, процессов, явлений и объектов, относящихся к профессиональной сфере, разрабатывать методики и организовывать проведение экспериментов с анализом их результатов
ПК(У)-3	Способность и готовность использовать современные психолого-педагогические теории и методы в профессиональной деятельности
ДПК (У)-1	Способность разрабатывать технические задания на проектирование и изготовление машин, приводов, оборудования, систем и нестандартного оборудования и средств технологического оснащения, выбирать оборудование и технологическую оснастку
ДПК (У)-2	Способность подготавливать технические задания на разработку проектных решений, разрабатывать эскизные, технические и рабочие проекты технических разработок с использованием средств автоматизации проектирования и передового опыта разработки конкурентоспособных изделий, участвовать в рассмотрении различной технической документации, подготавливать необходимые обзоры, отзывы, заключения в области профессиональной деятельности
ДПК (У)-3	Способность составлять описания принципов действия и устройства проектируемых изделий и объектов с обоснованием принятых технических решений в области 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 (специальность) 15.04.01 Машиностроение
 Отделение школы (НОЦ) Отделение машиностроение

УТВЕРЖДАЮ:
 Руководитель ООП
Мартюшев Н.В.
 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

магистерской диссертации

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

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ0К	Завьялову Фёдору Дмитриевичу

Тема работы:

Анализ контактных напряжений в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	03.02.2022, № 34-75/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	05.06.2022
--	------------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i>	Исследование изменения максимального контактного напряжения в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой от параметров передачи. Определяется величина усилия в зацеплении соответствующая максимальному контактному напряжению и угловое положение тела качения для этого случая. В целом определяется наиболее нагруженный участок циклоидального профиля колес рассматриваемой передачи.
--	--

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i>	Обзор научно-технической литературы. Анализ классических передач с телами качения и механических передач с промежуточными телами качения нового вида. Проведение процедуры исследования с помощью ПЭВМ. Анализ результатов.
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	Презентация в формате Microsoft Power Point, 12 слайдов
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Гасанов М.А
Социальная ответственность	Антоневич О.А.
Разделы, выполненные на иностранном языке	Сыскина А.А.
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Обзор литературы	
Literature review	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	13.12.2021
--	--------------------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМШ	Е.А. Ефременков	К.Т.Н.		13.12.2021

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ0К	Завьялов Фёдор Дмитриевич		13.12.2021

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит из 130 с., 20 рис., 20 табл., 30 источников, 2 прил.

Ключевые слова: передачи с ПТК и свободной обоймой (ПТКСО), циклоидальная передача, промежуточные тела качения (ПТК), условие контактной прочности, циклоидальный профиль, свободная обойма, максимальное контактное напряжение.

Объектом исследования является: изменение контактных напряжений в зацеплении передач с ПТК и свободной обоймой.

Цель работы – исследование изменения максимального контактного напряжения в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой от параметров передачи.

В процессе исследования решались следующие задачи: влияние основных геометрических параметров передачи с ПТКСО на величину расчётного контактного напряжения в зацеплении, определение допустимого контактного напряжения в работе передачи ПТКСО из условия контактной прочности.

Результат анализа исходных данных в магистерской работе при исследовании передачи ПТКСО показывает, что с поворотом кулачка на угол φ равный приблизительно 70° от полюса зацепления P возникает максимальное контактное напряжение в теле качения со свободной обоймой.

Так же определена зависимость изменения напряжений и деформаций Δ_k вдоль циклоидального профиля при повороте входного звена в зависимости от полуширины площадки контакта b_k циклоидального профиля.

Для расчета контактных напряжений, была применена программа расчета силовых параметров ПЕРС.

Область применения: Машиностроительные предприятия, нефтяная, нефтеперерабатывающая и строительная промышленность.

Оглавление

Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки	9
Введение	10
1. Анализ контактных напряжений в циклоидальных передачах	12
1.1 Циклоидальные кривые	12
1.2 Циклоидальные передачи	14
1.2.1 Цевочные передачи	14
1.2.2 Торцевые передачи	16
1.2.3 Торцевое цевочное зацепление	21
1.2.4 Эксцентриково-циклоидальное зацепление	23
1.2.5 Передачи с промежуточными телами качения	25
2. Определение контактного напряжения в передаче с ПТКСО	30
2.1 Теория расчета контактных напряжений	30
3. Анализ существующих методик определения контактных напряжений в циклоидальном зацеплении	42
3.1 Оценка влияния исходных параметров передачи с ПТКСО на величину расчётного контактного напряжения в зацеплении	42
ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА	48
Задание выдал консультант:	49
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	50
4.1 Предпроектный анализ. Потенциальные потребители результатов исследования	50
4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	52
4.3 SWOT-анализ	55
4.4 Инициация проекта	61
4.5 Организационная структура проекта	63
4.6 Ограничения и допущения проекта	63
Планирование управления научно-техническим проектом	64
4.7.1. Иерархическая структура работ проекта	64
4.7.2 Контрольные события проекта	65
4.8 План проекта	66
4.9 Бюджет научного исследования	68
4.9.1 Специальное оборудование для научных экспериментальных работ:	69
4.9.2 Расчет амортизации специального оборудования:	69
4.10 Расчет заработной платы	70
4.10.1 Расчет дополнительной заработной платы научно-производственного персонала	72
4.11 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)	73
4.12 Накладные расходы	73
4.13 Бюджетная стоимость НИР	74

4.14 Общие итоги финансирования и расходов	75
4.15 Матрица ответственности	75
4.16.1 Оценка экономической эффективности проекта	76
4.16.2 Оценка сравнительной эффективности	77
4.17 Выводы по разделу:.....	81
5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	86
5.1 Правовые нормы трудового законодательства	86
5.2 Производственная безопасность	87
5.2.1 Производственные факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов, под действие которого попадает работающий	89
5.2.2 Производственные факторы, связанные с отсутствием или недостатком необходимого искусственного освещения	90
5.2.3 Производственные факторы, связанные с аномальными микроклиматическими параметрами воздушной среды на местонахождении работающего	92
5.2.4 Производственные факторы, обладающие свойствами психофизиологического воздействия на организм человека (активное наблюдение за ходом производственного процесса, монотонность труда, перенапряжение анализаторов)	93
5.2.5 Производственные факторы, связанные с акустическими колебаниями в производственной среде и характеризуемые: повышенным уровнем и другими неблагоприятными характеристиками шума.	94
5.3. Экологическая безопасность	96
5.3.1 Воздействие на селитебную зону.....	96
5.3.2 Воздействие на литосферу.....	96
5.3.3 Воздействие на гидросферу.....	97
5.3.4 Воздействие на атмосферу:	97
5.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	100
5.5 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	101
5.6 Заключение по разделу «Социальная ответственность»	103
Список использованных источников.....	108
Приложение	113

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ, НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

ПТК – промежуточные тела качения.

ППТК – передача с промежуточными телами качения.

ППТКСО – передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

$(\sigma_n)_{\max}$ – максимальное контактное напряжение.

ППЕРС – программа автоматизированного расчета силовых параметров передачи с разгруженным сепаратором.

КПД – коэффициент полезного действия.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время известно довольно много различных видов цевочных передач и передач с промежуточными телами качения (ПТК). Мировыми лидерами в производстве цевочных передач являются компании SUMITOMO (США), CYCLO Getriebebau (Австрия), Nabtesco Corporation (Япония). Передачи с ПТК производят в основном в России и Белоруссии. Передачи с ПТК обладают рядом высоких технических характеристик, таких как: большое передаточное число одной ступени (до 60), малая инерционность звеньев, большая нагрузочная способность, невосприимчивость к кратковременным перегрузкам, высокий КПД (до 0,97), соосное вращение входного и выходного валов и т.д.[1]

При использовании передач с ПТК необходимо более детально проводить расчеты ее звеньев на прочность. Силовые звенья в передаче с ПТК подвергаются деформациям в основном от контактных нагрузок [2], поэтому изучение методик определения деформаций в зацеплении передач с ПТК позволит более точно определять напряжения, действующие на силовые звенья передачи.

В передаче с ПТКСО определяющим нагрузочную способность показателем является контактное напряжение несущих поверхностей взаимодействующих деталей. Проектируя механизм, важно понимать на начальном этапе его ориентировочные размеры с целью соблюдения требуемого габарита и корректировки исходных расчетных параметров. Поэтому определение изменения максимального контактного напряжения в зацеплении передачи с ПТКСО от исходных параметров является актуальным для проектирования механизмов при проведении инженерных расчётов [3].

Целью исследования является определение изменения максимального контактного напряжения в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой в зависимости от параметров передачи.

Задачи – изучение изменений контактных напряжений в зависимости от изменения исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой.

Методы исследования – данные задачи решаются прогрессивными способами с применением ПЭВМ и программным продуктом НИ ТПУ и программных продуктов Microsoft Office. В расчётах применяются аналитические

методы теории зубчатых зацеплений и напряженно-деформационного состояния деталей.

Научная новизна – определение зависимости изменения максимального контактного напряжения в зацеплении передачи с ПТКСО от исходных параметров.

Практическая ценность – определение сегмента циклоидального профиля, на котором возникают максимальные контактные напряжения, ограниченном углом поворота обоймы φ_2 .

Во введении работы сформулирована актуальность темы, установлены цели и задачи исследования, определена новизна и практическая значимость полученных результатов.

В заключении изложены основные выводы и результаты работы.

1. АНАЛИЗ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЦИКЛОИДАЛЬНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Перед рассмотрением методик определения контактных напряжений в циклоидальных передачах, приведем общую информацию о циклоиде.

1.1 ЦИКЛОИДАЛЬНЫЕ КРИВЫЕ

Определение циклоиды - (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 [3, 5, 6, 7].

Эпициклоида (см. рис. 1) – 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 направляющей окружности 1 радиусом r_1 [5].

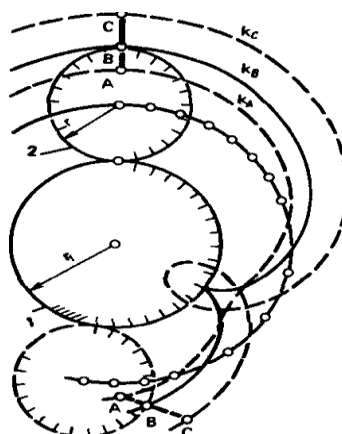


Рис. 1. Эпициклоида: 1 – направляющая окружность; 2 – производящая окружность;

A , B , C – точки, жестко связанные с производящей окружностью; k_A – укороченная эпициклоида; k_B – обыкновенная эпициклоида; k_C – удлиненная эпициклоида

Гипоциклоида – это кривая, описывающая точку, жестко связанную с производящей окружностью, которая катится без скольжения внутри направляющей окружности (см. рис. 2) [6].

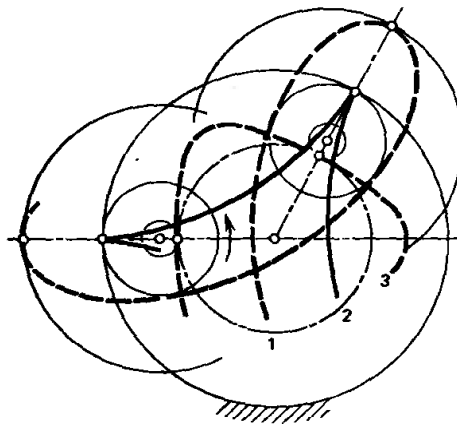


Рис. 2. Гипоциклоида: 1 – удлиненная гипоциклоида; 2 – обыкновенная гипоциклоида; 3 – укороченная гипоциклоида

Согласно источнику [7] при профилировании зубьев используют только укороченные циклоиды, поскольку для обыкновенных и удлиненных циклоид свойственны самопересечения и заострения контуров.

При внешнем зацеплении головку зуба очерчивает эпициклоида, а ножку зуба – гипоциклоида. При внутреннем зацеплении – наоборот.

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

Преимущества циклоидального зацепления:

- меньше скорость скольжения профилей и отсутствие переходных участков, а значит, более плавная и бесшумная работа [6, 7];
- более высокий КПД (около 95%) [6];
- коэффициент перекрытия больше 2 [6, 7];
- отсутствие подрезания ножки зуба [6];
- широкий диапазон регулирования геометрических параметров [7];
- возможность получения профиля с любым числом зубьев (в отличие от эвольвентного) [6];
- сохраняет высокий КПД даже при менее точном изготовлении [7].

Согласно данным, приведенным в работе [6], 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, например, в нефтегазовой отрасли, в таких механизмах, как [7-9]:

- 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 много интервальных профилей без разрыва кривизны траектории).

1.2 ЦИКЛОИДАЛЬНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1.2.1 ЦЕВОЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

Зубчатые передачи применяются очень давно. О железных и бронзовых колёсах упоминается в «Механических проблемах» Аристотеля (4-й век до н.э.). Однако позднее, в средние века использовались деревянные колёса и, в частности деревянные цевочные (рис.3), причём последние встречались на водяных мельницах ещё в 20 веке н.э. [4]

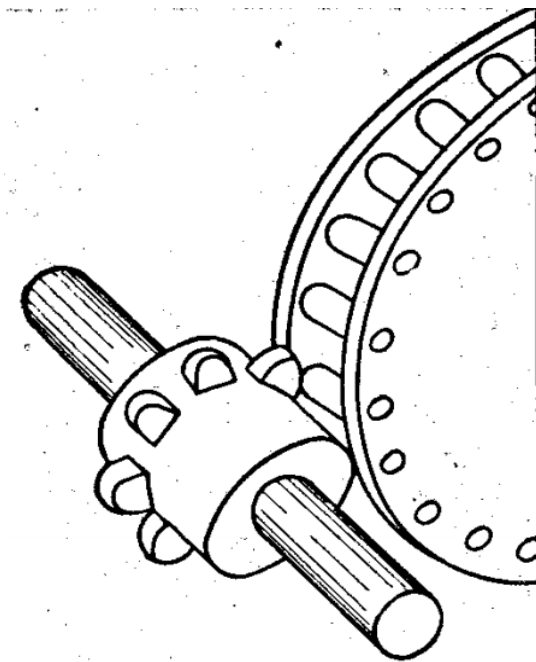


Рис. 3. Цевочная передача

Цевочное зацепление.

Одной из разновидностей циклоидального зацепления является цевочное зацепление (рис.4). В этом зацеплении зубья одного колеса заменены цевками – цилиндрами, вставленными между дисками, закрепленными на оси [6].

Цевки одновременно находятся в контакте с профилями зубьев другого колеса. Таким образом, центры всех цевок находятся на соответствующих 2 ветвях удлинненных эпициклоид или гипоциклоид.

Хотя в одновременном зацеплении могут находиться все цевки, нагрузка может передаваться максимально лишь половиной их общего числа [9].

Преимущества цевочного зацепления:

- плавность хода и низкий уровень шума по сравнению с эвольвентным зацеплением [16];
- высокий ресурс и надежность за счет того, что нагрузка на цевке распределена по всей ее поверхности [16];
- меньшие габариты при одинаковом передаваемом крутящем моменте в сравнении с эвольвентным зацеплением [27];
- передаточное отношение от 6 до 190 [17];
- высокая кинематическая точность [25].

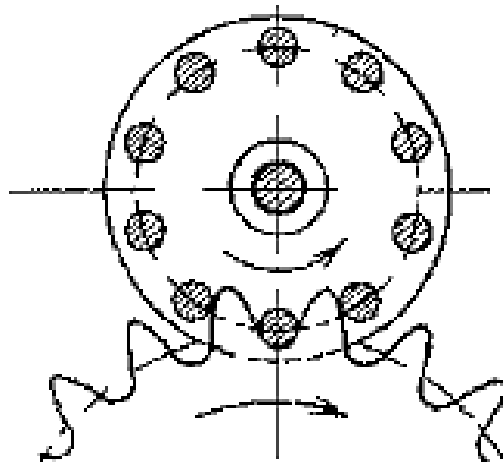


Рис. 4. Цевочное зацепление

Недостатки цевочного зацепления:

- чувствительность к изменению межосевого расстояния [9];
- высокая стоимость [18];

- высокие требования к точности изготовления (при изменении положения цевки на диске меняется и производительность передачи) [18];
- сложность формы зуба исходного контура зуборезного инструмента при методе обката [9].

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 [27].

1.2.2 ТОРЦЕВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Торцевые передачи известны с 1961 г. и бывают двух основных видов [31]:

С промежуточными телами (шариковыми (рис. 5) 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 смазки, что ограничивает их применение в открытых передачах [31].

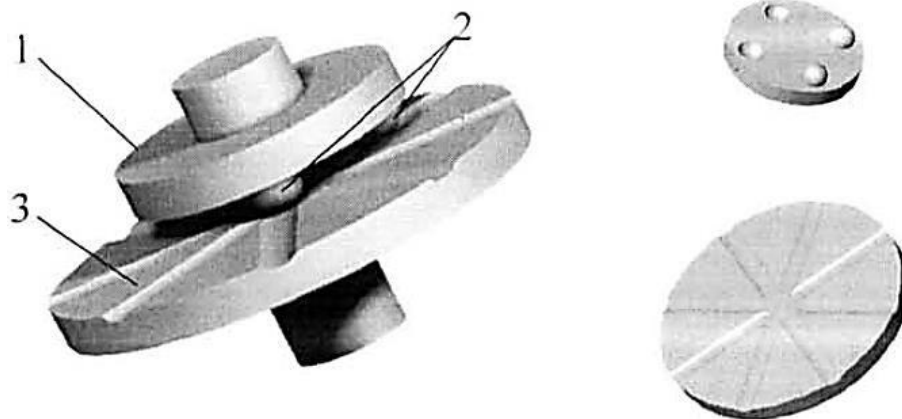


Рис. 5. Торцевая передача с шариковыми промежуточными телами

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

Передача Нечаева

Передача, разработанная Нечаевым А.И. в 1975 году [24], представляет собой два зубчатых колеса, сцепленные между собой торцевыми зубьями (рис. 6). Данная зубчатая передача способна работать в таких условиях, в которых работа эвольвентных передач невозможна [31]. Зубья ведомого зубчатого колеса выполнены

с плоскими рабочими поверхностями, а ведущей шестерни – с выпуклыми рабочими поверхностями, ограниченные кривыми семейства «улиток Паскаля».

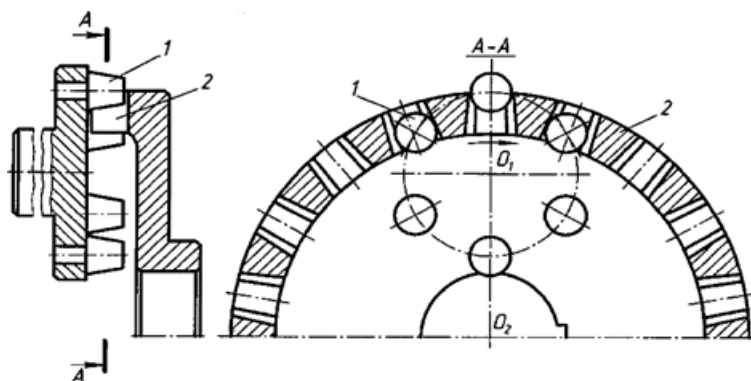


Рис. 6. Торцевая передача Нечаева: 1 - шестерня, 2 зубчатое колесо

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 [19].

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 [20].

Достоинства:

- простота [8] и меньшая стоимость [20] изготовления по сравнению эвольвентной передачей;
- для нарезания зубьев шестерни и колеса используется один инструмент [31];
- высокая изгибная и контактная прочность по сравнению с эвольвентной передачей [20; 21];
- высокое передаточное отношение в одной ступени по сравнению с эвольвентной передачей [20];
- высокая степень ремонтпригодности и взаимозаменяемости [20];
- торцевое расположение зубьев позволяет создавать более компактные приводы [31];
- при одинаковых габаритах размер зубьев может быть увеличен в 2-2,5 раза по сравнению с эвольвентным зацеплением, что снижает изгибные напряжения [21].

Недостатки:

- высокая точность при монтаже для сохранения линейного контакта профилей по сравнению с передачей Новикова, однако примерно такая же, как и для эвольвентного зацепления [21];
- большая скорость скольжения профилей по сравнению с эвольвентным зацеплением [20];
- меньший коэффициент перекрытия (меньшая плавность работы) [20];
- больший износ профилей по сравнению с эвольвентной передачей [20].

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

«Улитки Паскаля» – это плоская алгебраическая кривая 4-го порядка [26] (рис. 7), которая описывается уравнением (1):

$$(x^2+y^2+ay)^2=l^2(x^2+y^2), \quad (1)$$

где a — диаметр исходной окружности, l — расстояние, на которое смещается точка вдоль радиус-вектора [26].

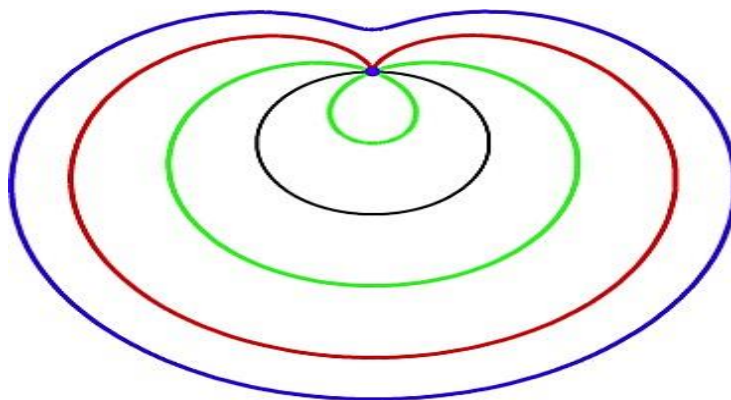


Рис. 7. «Улитка Паскаля»

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 [24, 25], 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 [27].

Принцип работы передачи состоит в следующем: при вращении ведущего колеса (рис. 8, а) его зуб входит в зацепление с зубом ведомого колеса (рис. 8, б) и передает ему вращательное движение. Взаимное обкатывание профилей зубьев происходит по всей высоте с постоянным передаточным отношением, что снижает вероятность краевых ударов при пере сопряжении зубьев. В результате достигается высокая плавность работы [24, 25].

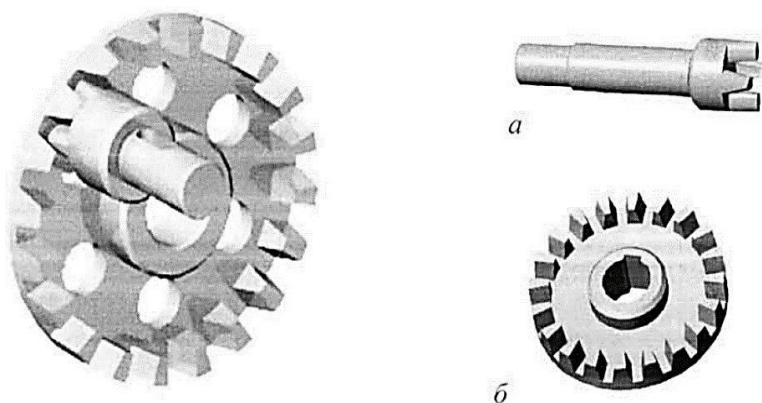


Рис. 8. Зубчатая передача с внутренним зацеплением торцевых зубьев и параллельными осями вращения колес: а) ведущая шестерня, б) ведомое колесо

Достоинства:

- повышенная нагрузочная способность по сравнению с эвольвентными зацеплениями в 1,6 раз [28];
- контактные напряжения больше на 20-25% [48], а согласно [8] - 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 [28];
- возможность образования передачи без подрезания и заострения с достаточной плавностью зацепления [29];
- габаритные размеры и масса в 1,5-2,5 раза меньше, чем у эвольвентных передач [28].
- при уменьшении габаритов и металлоемкости передачи Нечаева происходит увеличение передаточного отношения по сравнению с эвольвентными передачами [30];
- т. к. линия зацепления передачи Нечаева имеет форму участка внешней петли «улитки Паскаля», обеспечивается высокий коэффициент перекрытия [30].

Недостатки:

- сложное профилирование малых зубчатых колес(шестерен) по сравнению с эвольвентными колесами [28];
- индивидуальное изготовление шестерни, то есть изготовление новых инструментов и оснасток [28];
- затрудненное восстановление изношенных рабочих поверхностей [31] и низкий уровень ремонтпригодности [30];
- невысокое КПД передачи (0,94-0,96) [28].

Применения торцевых передач:

Наиболее широко торцевые передачи используются в ротационных механизмах [19]. В тоже время передача Нечаева нашла свое применение в устройствах для измельчения материалов, например, в дезинтеграторах, поскольку данная передача высокоэффективна, особенно при решении экологических проблем и проблем, связанных с восполнением сырьевых ресурсов [29]. В работе [30] подтверждается перспективность использования передачи Нечаева в тяговом приводе

локомотива, в т. ч. за счет повышения надежности тягового привода, его технологичности при изготовлении и обслуживании, а также уменьшения его габаритов.

1.2.3 ТОРЦЕВОЕ ЦЕВОЧНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Зацепление, где профиль зубьев одного из колес является круговым, называется цевочным (рис. 9).

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. [23]

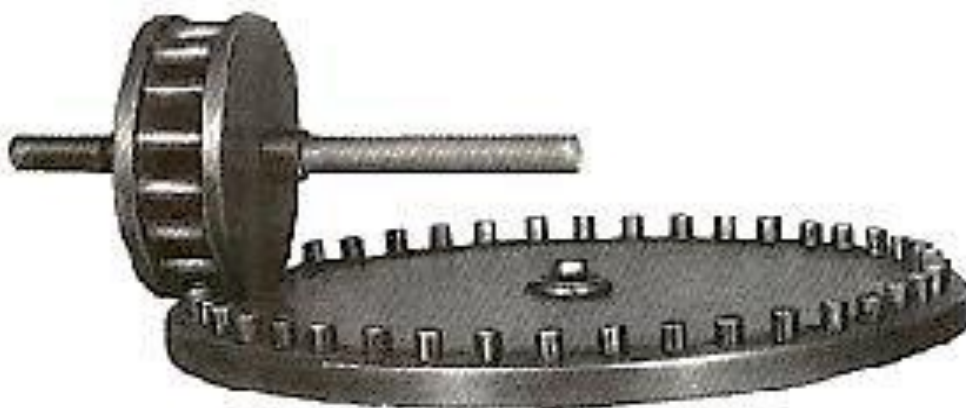


Рис.9. Торцевое цевочное зацепление

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 [22].

• Конструкция чешской цевочной передачи

Циклоидальные редукторы скорости (рис. 10) относятся к механическим силовым передачам нового поколения. Их наиболее важными рабочими характеристиками являются:

- Чрезвычайно широкий диапазон возможных передаточных чисел;
- Тихая и надежная работа;
- Низкий уровень шума и вибрации;
- Исключительно компактная конструкция;
- Высокая эффективность;
- Почти полное отсутствие боковых зазоров.

Из-за того, что более 60% элементов циклоидального редуктора скорости, передающих нагрузку, находятся в постоянном контакте, этот тип передачи мощности может выдерживать ударные перегрузки, кратковременные даже достигают 500 %. Перечисленные характеристики циклоидальных редукторов скорости позволили им широко применяться, например, в робототехнике, транспортных устройствах, технологическом оборудовании, машинах пищевой промышленности, смесителях, спутниках и др.[42].

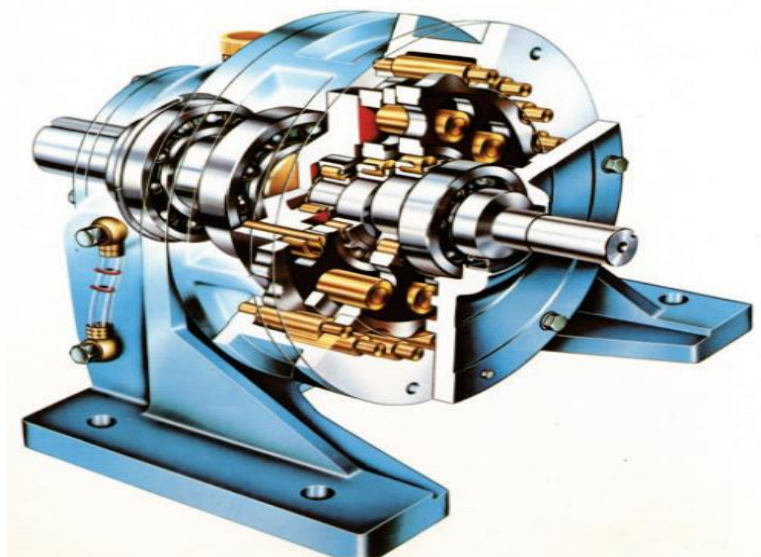


Рис.10. Одноступенчатый циклоидальный редуктор скорости.

1.2.4 ЭКСЦЕНТРИКОВО-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) [10]. Данный вид зацепления был разработан в 2007 году в компании ЗАО «Технология Маркет» (г. Томск) [11].

Однако в работе [10] 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 [10] 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 11 изображен принцип формирования косозубого циклоидального зацепления. Если доработать схему редуктора, предложенного Л. Брареном в 1928г. (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. 11, 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. 11, 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. 11, 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. 11, в) и имеют противоположные направления вращения [12].

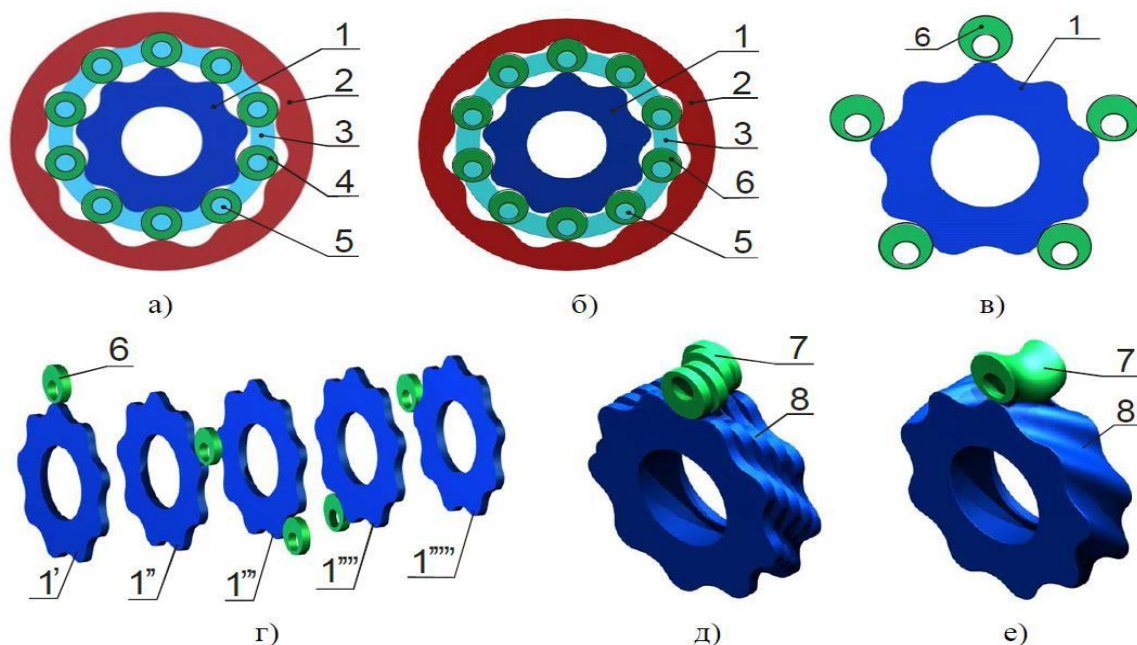


Рис. 11. Принцип ЭЦ-зацепления: 1 – ведомое колесо внешнего зацепления, 2 – опорное колесо внутреннего зацепления, 3 – обойма, сидящая на ведущем валу с эксцентриком, 4 – ролики, 5 – пальцы, 6 – эксцентрики, 1, 1', 1'', 1''', 1'''' – сечения ведомого колеса, 7 – шестерня, 8 – зубчатое колесо;

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.

Согласно литературе [13, 14] достоинства косозубого циклоидального зацепления:

- высокий КПД (до 99%);
- высокая несущая способность;
- низкий уровень шума;
- обеспечивает широкий диапазон передаточных отношений (за счет возможности уменьшения количества зубьев ведущего колеса до 1), при минимальной величине относительной массы (см. табл. 1) [12].
- менее требовательно к перекосам по сравнению с эвольвентным зацеплением и менее требовательно к межцентровому зазору по сравнению с зацеплением Новикова [13].

Недостатки косоугого циклоидального зацепления:

- увеличение межосевого расстояния вследствие деформации опор и валов, а также погрешностей изготовления корпуса – увеличивает концентрации удельной нагрузки и контактных напряжений в околополусной зоне [10].
- проскальзывание между эксцентриком и циклоидальным профилем [15];
- существует возможность подобрать передачу с эвольвентным зацеплением, имеющую большую нагрузочную способность [10].

1.2.5 ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Класс механических передач с промежуточными телами качения (ППТК) в зацеплении обладают рядом достоинств, таких как малые габариты, вес, многопоточность при передаче нагрузки и др. [41]

ППТК обладают определенными преимуществами по сравнению с традиционными зубчатыми передачами, а именно:

- 1) потенциально имеют высокую нагрузочную способность при небольших габаритах вследствие больших значений коэффициента перекрытия;
- 2) обладают широкими кинематическими возможностями, в том числе обеспечивают возможность получения разнонаправленности вращения ведущего и ведомого валов при использовании определенных кинематических схем, позволяют создавать коробки передач при поочередном торможении разных звеньев, осуществлять преобразование вращательного движения в возвратно-поступательное, могут работать в режимах дифференциала и мультипликатора и др.;
- 3) имеют относительно низкую себестоимость изготовления, ремонта и сборки. ППТК в большинстве вариантов соосны, обладают свойством самоторможения. На основе этих передач возможно создание малогабаритных редуцирующих узлов, легко встраиваемых в различные машины, механизмы и приспособления [41].

• **Конструкция российской передачи с ПТК**, широко используемая в различных отраслях в нашей стране, представлена на рис. 12.

Передача состоит из: генератора 1 с подшипниками качения (на рисунке условно не показан), роликов 2, расположенных в радиальных пазах сепаратора 3 и венца (центрального колеса) 4. В этой передаче выходным элементом может являться как сепаратор 3, так и центральное колесо 4, т.е. движение снимается с сепаратора, ось которого совпадает с осью передачи (это наиболее распространенная схема исполнения передачи с ПТК), в некоторых случаях движение снимается с центрального колеса. Передача работает следующим образом: движение передается с генератора 1 на промежуточные тела качения (ролики) 2, которые, обкатываясь по профилю неподвижного центрального колеса 4, вращают сепаратор 3 в пазах которого, они расположены.

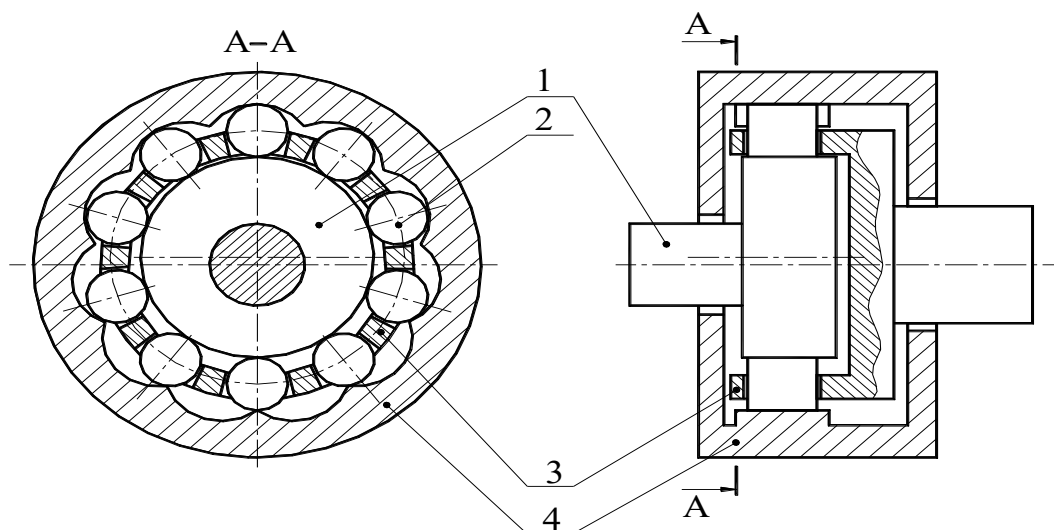


Рис. 12. Передача с ПТК и сепаратором

Сепаратор 3, в свою очередь, передает вращение на выходной вал, с которым он жестко связан. Подшипники качения, установленные на генераторе 1 служат для исключения проскальзывания тел качения по генератору под нагрузкой, это привело, как было сказано выше, к увеличению КПД на 4 – 5%. [33].

Сейчас механизмы на базе ПТК широко применяются в машиностроении. Их используют в приводах запорной арматуры нефтепроводов, в приводах различных перемешивателей нефтяной и строительной промышленности, в кондитерской и горнодобывающей промышленности. Одна из таких передач была внедрена в производство Э.Н. Панкратовым в организации «Технотрон» и имеет хорошие

технические характеристики:

- большое передаточное отношение в одной ступени (до 60);
- возможность передавать мощность до 85кВт;
- коэффициент полезного действия (КПД) до 0,9 – по данным практически применения данной передачи (расчетные значение 0,94 [39];
- высокий выходной крутящий момент;
- компактность конструкции;
- плавность работы и непрерывность кинематического замыкания.

Однако вместе с достоинствами передача имеет и ряд недостатков:

- при длительной работе тяжело нагруженных передач происходит значительный (до 100 - 120°С) нагрев корпусных деталей механизма;
- в зацеплении под нагрузкой возникает трение скольжения, что снижает КПД передачи и приводит к чрезмерному нагреву;
- в силовой передаче движения участвует тонкостенная деталь, что снижает надежность как передачи, так и всего механизма в целом.

Отечественными исследователями А. И. Нечаевым, А. Е. Беляевым, В.В. Гуриным, Ан И-Кан, В. Н. Кунделем, Э. Б. Гиндиным, зарубежными учеными Родмела Ладиславом (Podmela Ladislav), Эдвардом С. Тиббальсом (Edward C. Tibbals) и др. было доказано, что нагрузочная способность таких передач примерно в 1,3 раза выше, чем у зубчатых, за счет низких изгибных напряжений, КПД этих передач примерно соответствует КПД эвольвентных зубчатых передач при снижении уровня шума при работе [41].

Передача с ПТК и свободной обоймой (ПТКСО)

Исследованию передач с промежуточными телами качения (ПТК) в настоящее время уделяется все больше внимания.

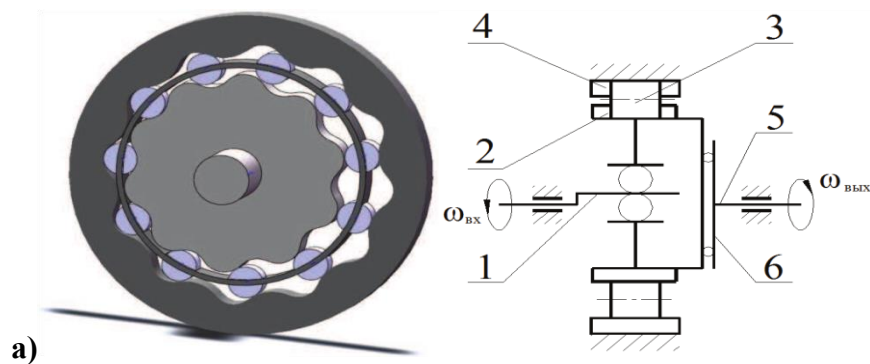


Рис.13 Передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой: а) общий вид; б) кинематическая схема

Это связано с высокими техническими характеристиками, обеспечиваемыми данным видом передач в комплексе: высокая точность, надежность, компактность вместе со способностью передавать высокие крутящие моменты. Одной из наиболее перспективных передач, наиболее полно обеспечивающей указанные характеристики, является передача с ПТК и свободной обоймой (рис. 13 а, б).

Передача с ПТК и свободной обоймой (рис. 13, б) включает эксцентриковое водило – 1 (генератор), являющийся входным звеном, внутреннее колесо – 2 с циклоидальным профилем (кулачок), промежуточные тела качения – 3, обойму с телами качения (сепаратор, показан на рис. 13, а), наружное колесо – 4 с циклоидальным профилем (венец), выходной вал – 5 с механизмом параллельных кривошипов – 6. Выходным звеном в данной передаче может являться как кулачок, так и венец. Генератор и кулачок установлены на опорах качения [36].

Циклоидальный профиль и тела качения позволяют обеспечить непрерывность контакта звеньев передачи и многопарность зацепления, что обеспечивает высокую нагрузочную способность механизмов, сконструированных на базе передачи с ПТК и свободной обоймой.

Синтез геометрии однополюсной передачи с ПТК и свободной обоймой и проектирование механизмов на ее основе рассмотрен в работах [33, 34]. При проектировании передачи с ПТК и свободной обоймой с одним полюсом зацепления силы в контакте тела качения с профилями кулачка и венца действуют по одной нормали. Если разработать передачу с двумя полюсами зацепления, то контактные силы будут направлены под углом друг к другу.

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 [38] позволяют проектировать на базе таких передач современные компактные и ресурсоэффективные механизмы.

Достоинства передач с ПТК и циклоидальным зацеплением

Передачи с циклоидальным зацеплением имеют повышенную нагрузочную способность по сравнению с эвольвентным зацеплением потому, что лучше обеспечивают многопарность зацепления, имеют непрерывность контакта звеньев, участвующих в передаче энергии, и воспринимают только контактные нагрузки, возникающие в зацеплении, в силу особенностей контактирующих кривых (профилей). Разность чисел циклоидальных зубьев и число тел качения, как правило, выбирают отличающимися на единицу для того, чтобы обеспечить максимально возможное передаточное число. При этом под нагрузкой (передают усилия) теоретически находится половина тел качения.

Схемы нагружения зубьев и направление нормали для двух форм циклоидальных зубьев и эвольвентного зуба показаны на рисунке 14. Можно заметить, что у циклоидальных зубьев (рис. 14, а, б), независимо от их формы, нормаль не пересекает зуб, а у эвольвентного зуба (рис. 14, в), – пересекает, что обуславливает возникновение в эвольвентном зацеплении изгибающих зуб нагрузок. Известно, что материалы лучше сопротивляются смятию (сжатию), чем изгибу. Отсутствие изгибных напряжений в циклоидальном зацеплении определяет повышенную нагруженность циклоидальных передач с промежуточными телами качения по сравнению с эвольвентными [37].

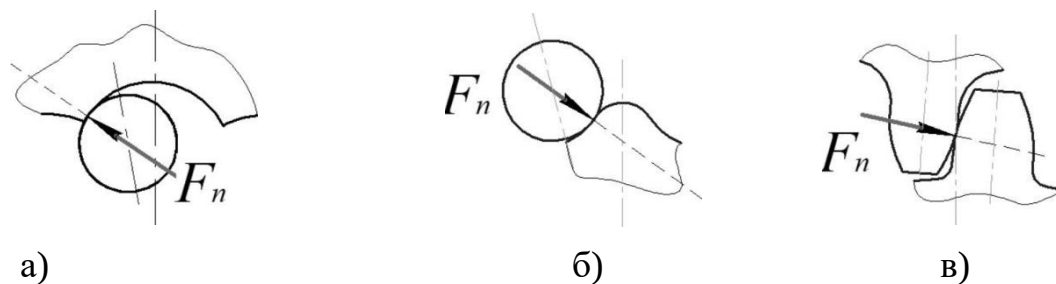


Рис.14. Схема действия нормальных сила в текущей точке контакта между зубом (промежуточным телом качения)

Недостатки передач с ПТК и циклоидальным зацеплением

Как и у всех механизмов на ряду с достоинствами, присутствуют и недостатки в этих передачах:

- много вариационных параметров, влияющих на увеличения значений сил в зацеплении, что увеличивает затраты времени на расчеты.
- повышенные нагрузки на опоры сателлитов [33].

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ В ПЕРЕДАЧЕ С ПТКСО

Перед рассмотрением методики определения контактных напряжений в циклоидальных передачах нового типа ППТКСО, приведем общую информацию по расчётам.

2.1 ТЕОРИЯ РАСЧЕТА 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). [43]

При точечном контакте по Герцу наибольшее контактное напряжение определяется формулой:

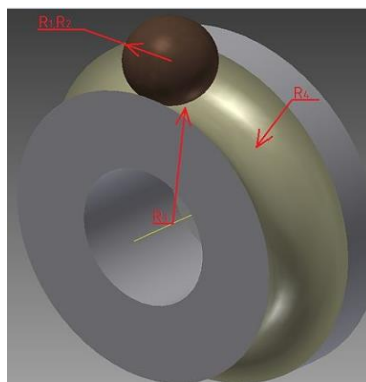


Рис.15 Пример точечного контакта в тела качения: внутреннее кольцо подшипника и тела качения шарик.

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

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

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

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

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

F – нормальная сила в контакте;

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

E_1, E_2 – модули упругости материалов сопрягаемых деталей;

R - приведённый радиус кривизны; $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4}$ – приведённая кривизна 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:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (3)$$

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:

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

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.

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 [32-42] 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 [44-46], но в передаче ПТКСО не достаточно полно освещены некоторые моменты проведения расчётов контактных напряжений для случая с разгруженным сепаратором, а в планетарно-цевочной передаче описанной МГТУ им. Н.Э. Баумана вообще не используется в расчётах контакт между сепаратором и телом качения.

Поэтому, информация по расчёту контактных напряжений в планетарно-цевочной передаче будет приведена справочно, а расчёты в передаче ПТКСО будут разобраны более подробно.

2.1.1 РАСЧЁТ КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ В ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Изложенный ниже расчёт опирается на следующие допущения [44]:

1. Погрешностями изготовления и сборки планетарно-цевочной передачи пренебрегаем. Зазоры и натяги в передаче отсутствуют.
2. Упругие деформации деталей передачи считаем пренебрежимо малыми в сравнении с контактными деформациями сопряжения сателлит-цевка.
3. Упругие перемещения в контакте полагаем линейно зависящими от силы.
4. Трением в контакте цевки и сателлита пренебрегаем.

Основным критерием отказа зубьев планетарно-цевочной передачи можно считать контактное разрушение сателлита и цевки. Условие прочности передачи может быть записано в виде

$$\sigma_{H\max} < [\sigma_H],$$

где $\sigma_{H\max}$ – максимальное напряжение в контакте наиболее нагруженной цевки с сателлитом, $[\sigma_H]$ – максимально допустимое напряжение в контакте.

В общем случае контактное напряжение может быть определено по формуле Герца для сопряжения с начальным контактом по линии:

$$\sigma_H(t) = \sqrt{\frac{F(t)E^*}{\pi b_p R(t)}}, \quad (4)$$

где $t = 0 \dots 2\pi$ – параметр, определяющий точку контакта,

$F(t)$ – сила, действующая со стороны цевки на сателлит, если положение цевки соответствует параметру t ,

$R(t)$ – приведенный радиус кривизны профиля сателлита и цевки,

b_p – ширина линии контакта (ширина сателлита),

E^* – приведенный модуль упругости.

Аналитическое нахождение экстремума функции (4) представляет значительные трудности, и для определения максимального напряжения в контакте цевки с сателлитом удобнее подставлять минимальное значение радиуса кривизны $R_{\min}$ и максимальное значение силы $F_{\max}$. Важно отметить, что в таком случае рассчитанное максимальное напряжение оказывается больше фактического, т.е. расчет идет в запас прочности.

Подставляя $R_{\min}$ и $F_{\max}$ в (4), получим формулу для определения максимального контактного напряжения в случае, если наиболее нагруженная цевка окажется в точке с наименьшим приведенным радиусом кривизны.

2.1.2. РАСЧЕТ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПЕРЕДАЧИ ПТКСО

Условие прочности передачи [46] может быть записано в виде:

$$(\sigma_H)_p \leq [\sigma_H],$$

где $(\sigma_H)_p$ – расчетное контактное напряжение; $[\sigma_H]$ – допустимое контактное напряжение.

Контактное напряжение между базовыми деталями с выпукло-вогнутым (Рис.16б), выпукло-выпуклым (Рис.16в) контактом и контактом цилиндра с плоскостью (Рис.16а) в циклоидальной передаче с ПТК и свободной обоймой определяется по формуле [44-45]:

$$(\sigma_H)_i = \sqrt{\frac{F_i(\rho_{2i} \pm \rho_{1i})}{\pi l_b \rho_{1i} \rho_{2i} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (5)$$

где $i = 0 \dots 2\pi$ – параметр, определяющий точку контакта,

F_i – сила, действующая со стороны цевки на кулачок, если положение цевки соответствует параметру i ;

l_b – ширина линии контакта (длина тела качения);

ρ_{1i} и ρ_{2i} – радиус кривизны в точке контакта i – го тела качения и кулачка соответственно;

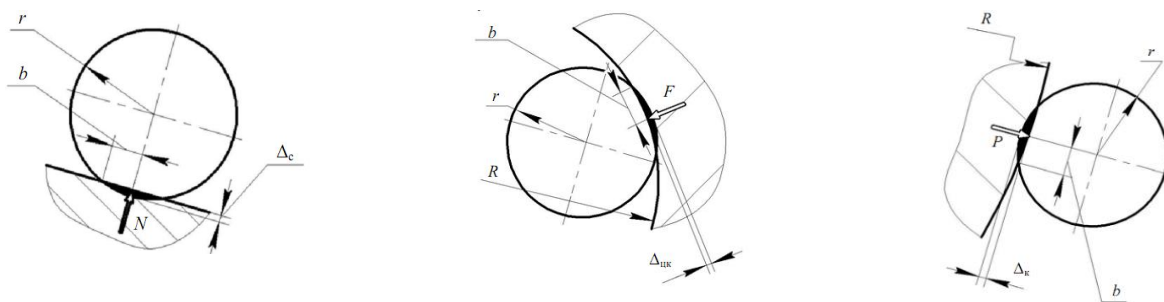
μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона для материалов колеса и тела качения соответственно;

E_1, E_2 – модули упругости для первого и второго контактирующих тел;

Знак «+» используется для выпукло-выпуклого контакта, а знак «-» – для выпукло-вогнутого.

В передачах с ПТК, в том числе с нагруженным сепаратором, определяющим нагрузочную способность показателем является контактное напряжение несущих поверхностей взаимодействующих деталей (центральное колесо-тела качения-сепаратор-генератор).

На рисунке 16 показаны основные виды контакта для передачи с ПТК и нагруженным сепаратором, в то время как, для передачи с ПТКСО количество характерных контактов меньше.



- а) Цилиндр и плоскость (тело качения - сепаратор) б) Цилиндр и цилиндрическая впадина (тело качения - центральное колесо) в) Цилиндры с параллельными осями (тело качения - генератор)

Рис. 16. Схемы касания промежуточного тела с звеньями циклоидальной передачи

В зацеплении передачи с ПТКСО, вдоль рабочего участка циклоидального профиля будут присутствовать два вида контакта: **выпукло-вогнутый**, цилиндр-цилиндрическая впадина (Рис. 17б), и **выпукло-выпуклый**, цилиндр и выступ профиля (Рис. 17а). В обоих случаях оси радиусов контактирующих поверхностей параллельны.[47]

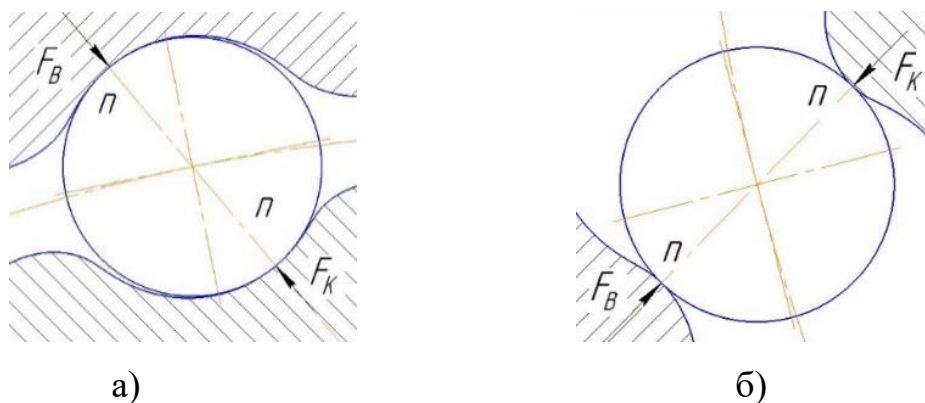


Рис. 17. Основные виды контакта.

Из рисунка 17 видно, что два вида контакта характерны для контакта обоих зацеплений: профиля венца и тела качения; профиля кулачка и тела качения. При этом на определенных участках они одинаковы, т.е. если профиль кулачка с телом качения контактирует по впадинам, то и профиль венца так же контактирует с телом качения во впадине. Таким образом, картина деформаций профиля кулачка и венца будет сходной.

При повороте генератора на некоторый незначительный угол, как описывалось выше, картина деформаций профилей может быть сгенерирована, как показано на рисунке 18.

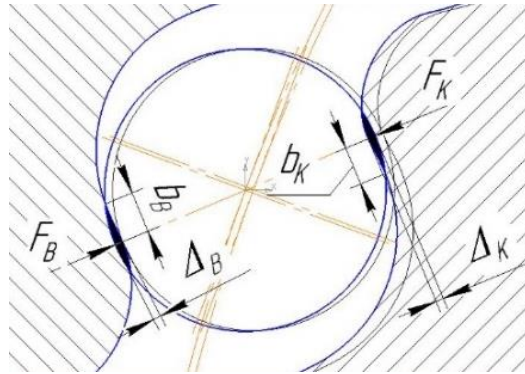


Рис. 18. Деформация циклоидальных профилей при повороте генератора

В соответствии с литературой [48], имеем следующую зависимость полуширины площадки контакта от силы при условии одинакового материала (сталь) взаимодействующих тел/поверхностей $E_1=E_2=E$ и $\mu_1=\mu_2=0,3$

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{F}{lE} \cdot \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}, \quad (6)$$

где, F – сила, l – длина тела качения (ширина кулачка), R_1 – радиус кривизны профиля, R_2 – радиус тела качения, E – модуль Юнга.

Зависимость (6) справедлива для циклоидальных профилей обоих колес, кулачка и венца. Радиусы кривизны профиля R_1 определяем по методике, описанной в работе [37], а силы F для предварительного расчета можно определить по методике [49,50].

Для рассмотренных выше видов контакта в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой деформацию в местах контакта циклоидального профиля с телами качения определим по следующим зависимостям [48]:

для выпукло-вогнутого контакта

$$\Delta_{\text{вог}} = 1,82 \frac{F}{lE} (1 - \ln b); \quad (7)$$

для выпукло-выпуклого контакта

$$\Delta_{\text{вып}} = 0,5796 \frac{F}{lE} \left(\ln \frac{4 \cdot R_1 \cdot R_2}{b^2} + 0,814 \right). \quad (8)$$

Выражения (7)-(8) справедливы для циклоидальных профилей, как кулачка, так и венца.

Вообще для передачи с ПТКСО исходными параметрами являются: Z_2 – число тел качения; r_2 – радиус производящей окружности; χ – коэффициент смещения.

Большинство из вышеперечисленных параметров изображено на рис. 20. Угол ω , угол между направлением максимальной нагрузки и осью y (рис. 19) можно найти из углов, представленных на рисунке 20. Так угол θ между сторонами треугольника ΔPMO_1 а и с определяется по теореме синусов:

Таким образом, основные геометрические параметры, необходимые для расчета зуба на изгибную и контактную прочность определены.

Ранее, при описании передачи с ПТК уже было сказано, что исходными данными для предварительных расчётов габаритов и контактных напряжений силовой передачи являются четыре параметра: число тел качения (Z_2), радиус производящей окружности (r_2), коэффициент смещения (χ) и радиус тела качения ($r_b = r_{\text{тк}}$) [51].

Рассмотрим аналитику вычисления каждого из исходных параметров до начала вычисления максимальной силы F_{max} , возникающей между наиболее нагруженным телом качения и венцом.

Для предварительных расчётов контактных напряжений предпочтительнее брать среднее значение радиуса тела качения r_b из диапазона, ограниченного зависимостью:

$$2 \cdot \frac{r_2}{Z_2} < r_b < r_2 \cdot \chi \cdot \sin\left(\frac{180^\circ}{Z_2}\right). \quad (9)$$

Известно, что радиус центров тел качения $r_c = r_{\text{ц}}$ связан с радиусом производящей окружности (радиусом центроиды обоймы) r_2 через коэффициент смещения χ формулой [51]:

$$r_c = r_2 \cdot \chi. \quad (10)$$

Радиус центроиды кулачка r_1 вычисляется исходя из принятого в расчёте количества промежуточных тел качения и он вычисляется по формуле:

$$r_1 = r_2 \left(1 - \frac{1}{Z_2}\right). \quad (11)$$

Эксцентриситет e передачи можно определить по формуле:

$$e = \frac{r_2}{z_2}. \quad (12)$$

Расстояние b от полюса зацепления передачи до центра вращения O_1 кулачка/венца из рисунка 17 можно определить по формуле:

$$b = r_1 - e. \quad (13)$$

Расстояние от полюса зацепления до центра тела качения определим по формуле:

$$L_i = r_2 \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi_2}. \quad (14)$$

Угол φ_2 – переменная, которая изменяется от 0 до 180° с шагом $360/Z_2$. Все основные вычисления действуют с этим шагом.

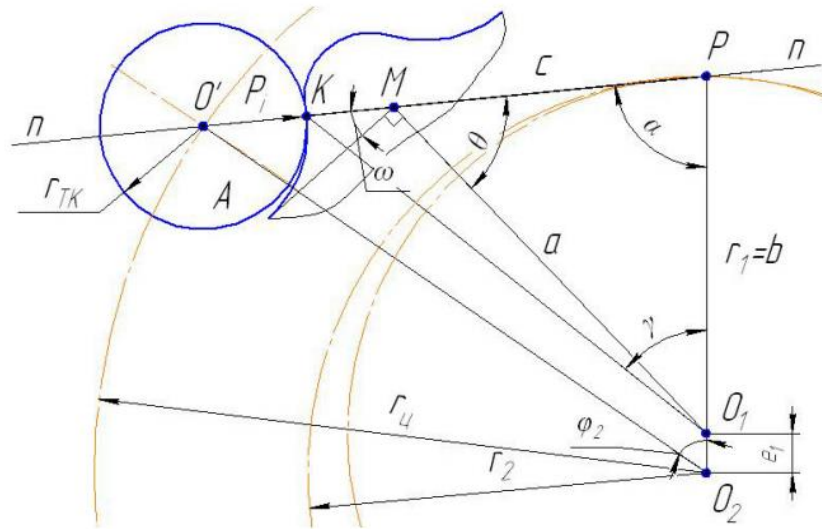


Рис. 19. Схема к определению углов.

Для определения максимального усилия в зацеплении нормальной силы рассмотрим схему распределения усилий в зацеплении передачи с ПТКСО (рис. 19). [51]

Угол α можно выразить из выражений (15)-(18) через исходные параметры χ и r_2 :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin \alpha = \frac{\chi r_2 \sin \varphi}{L} \end{array} \right. \quad (15)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \cos \alpha = \frac{(1 - \chi \cos \varphi) r_2}{L} \end{array} \right. \quad (16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \operatorname{tg} \alpha = \frac{\chi \sin \varphi}{(1 - \chi \cos \varphi)} \end{array} \right. \quad (17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} l_{O_2 C} = \frac{r_2}{\sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha - \cos \varphi} \end{array} \right. \quad (18)$$

Радиус кривизны в точке контакта i -го тела качения и кулачка соответственно можно определить из выражений (19)-(20):

$$\rho_{1i} = L_i - r_b - l_{MPi}; \quad (19)$$

Радиусы кривизны через исходные параметры передачи с ПТКСО определены в работе [22]. Так, радиус кривизны циклоидального профиля внутреннего колеса передачи выражается как

$$\rho_1 = r_2 \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi} - r_b - \frac{Z_2 r_2 i_{21} \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi}}{\chi Z_1 \cos \varphi + \frac{\chi^2 \cdot \sin^2 \varphi}{(1 - \chi \cos \varphi)} + Z_2 (1 - \chi \cos \varphi)}, \quad (20)$$

Расстояние от полюса P до точки M на профильном кулачке определим из выражения:

$$l_{MP} = \frac{r_2 \left(1 - \frac{1}{Z_2}\right)}{\frac{\sin \alpha}{\operatorname{tg} \beta} + \cos \alpha} \quad (21)$$

Угол β при точке контакта между нормалью к профилю и радиус-вектором этой точки определяется выражением:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{l_{O_2C} \sin \varphi}{l_{O_2C} \cos \varphi + \frac{r_2}{Z_2}} \quad (22)$$

при вычислении максимального контактного напряжения угол φ_2 должен изменяться с шагом $0,02^\circ$.

Здесь k обозначено выражение $\left(\frac{Z_2 i_{23}}{\chi Z_1 \cos \varphi - \frac{\chi^2 \cdot \sin^2 \varphi}{(1 - \chi \cos \varphi)} + Z_2 (1 - \chi \cos \varphi)} - 1 \right)$. Назовём его комплексным коэффициентом к определению контактного напряжения. Отсюда получим:

$$k = \left(\frac{Z_2 i_{23}}{\chi Z_1 \cos \varphi - \frac{\chi^2 \cdot \sin^2 \varphi}{(1 - \chi \cos \varphi)} + Z_2 (1 - \chi \cos \varphi)} - 1 \right) \quad (23).$$

Выражение $\left(\sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi} \right)$ обозначим через геометрический коэффициент a , отсюда:

$$a = \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi}. \quad (24).$$

Как уже говорилось ранее, для создания максимального контактного напряжения между наиболее нагруженным сателлитом кулачка и телом качения необходимо чтобы радиус r_b тела качения был выбран минимальным, а нормальная сила в зацеплении кулачка была максимальной, отсюда $F_i = F_{max}$

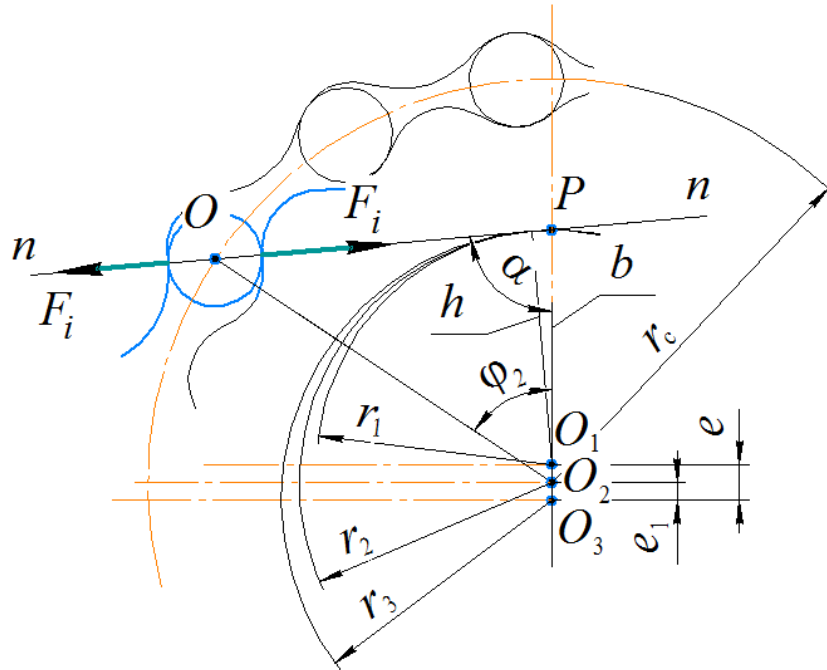


Рис. 20. Расчетная схема определения усилий в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой: P – полюс зацепления; O_1, O_2, O_3 – центры кулачка, обоймы с телами качения и венца соответственно; r_1, r_2, r_3 – радиусы центроид кулачка, обоймы и венца соответственно; r_c – радиус 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 -ого тела качения; h – кратчайшее расстояние от центра O_1 венца/кулачка до линии действия i -ого усилия в зацеплении.

Известно [50], что максимальная сила F_{max} будет, когда угол $\alpha=90^\circ$ (рис. 20), тогда:

$$F_{max} = \frac{M_k \cdot b}{\sum h_i^2} \quad (25)$$

и

$$\frac{F_i}{h_i} = \frac{F_{max}}{b} \rightarrow F_i = \frac{F_{max} h_i}{b}. \quad (26)$$

Крутящий момент на внутреннем циклоидальном колесе передачи с ПТКСО определяется как:

$$M_k = \sum F_i \cdot h_i. \quad (27)$$

Таким образом, выражение через крутящий момент нормальной силы в контакте с i -м телом качения запишем в виде:

$$F_i = \frac{M_k \cdot b}{\sum h_i^2} \cdot \frac{h_i}{b} = \frac{M_k h_i}{\sum h_i^2} \rightarrow h_i = b \cdot \sin \alpha_i. \quad (28)$$

Выразим кратчайшее расстояние от центра O_1 венца/кулачка до линии действия i -ого усилия в зацеплении h_i через радиус центроиды r_2 и количество тел качения Z_2 , получим:

$$h_i = r_2 \left(1 - \frac{1}{Z_2}\right) - \frac{r_2}{Z_2} \rightarrow h_i = r_2 \left(1 - \frac{2}{Z_2}\right) \cdot \sin \alpha_i. \quad (29)$$

Для определения контактного напряжения на i -м теле качения определим угол α_i из выражения:

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

Подставив полученные выражения (10-30) в формулу для контактного напряжения (5) в зацеплении ПТКСО, после преобразования получим:

$$(\sigma_H)_i = 191,65 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{M_k \sin \varphi \cdot k}{l_b r_b a r_{c23} \left(k - \frac{r_b}{r_2 a}\right) \Sigma \left(\frac{\sin \varphi}{a}\right)^2}}. \quad (31)$$

Полученная формула (31) применима для определения максимального контактного напряжения при соответствующих ему значениях углов φ_2 , α , усилия F_i , радиуса кривизны ρ_1 . Все это определяется при каждом значении Z_2 и χ (изменяемых в пределах оговоренных диапазонов). При этом еще фиксируется эксцентриситет.

3. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЦИКЛОИДАЛЬНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Из выражения (31) получается вывод, что для определения максимального контактного напряжения нам необходимо и достаточно четыре исходных геометрических параметра описанных ранее.

3.1 ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ИСХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ С ПТКСО НА ВЕЛИЧИНУ РАСЧЁТНОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Для оценки влияния исходных параметров передачи с ПТКСО на величину расчётного контактного напряжения в зацеплении воспользуемся программой для электронно-вычислительной машины (ЭВМ) «ПЕРС» и введём в неё исходные параметры передачи ПТКСО:

Число тел качения принимаем в диапазоне $Z_2 = 36 \div 46$ (шаг 1),

Радиус производящей окружности $r_2 = 40$ мм,

Коэффициент смещения принимаем в диапазоне $\chi = 1,25 \div 1,67$ (шаг 0,02),

Радиус тела качения $r_b = 2,2$ мм

Программа расчёта ПЕРС позволяет на ЭВМ по формулам, представленным в разделе 2, построить графики зависимости исходных параметров передачи с ПТКСО.

На рисунках 21, 22 представлены графики изменения максимального контактного напряжения в зацеплении передачи с ПТКСО при рассматриваемых r_2 и r_b , изменяемых Z_2 и χ , в принятых диапазонах.

Из рисунка 21 видно, что при коэффициенте смещения $\chi \approx 1,32$ максимальное напряжение практически не зависит от числа тел качения. Т.е. для любого количества тел качения при указанном коэффициенте смещения максимальное напряжение в зацеплении практически не меняется. Это значит, что при значении $\chi \approx 1,32$ можно спроектировать редуктор с повышенным передаточным отношением при неизменной нагрузочной способности механизма.

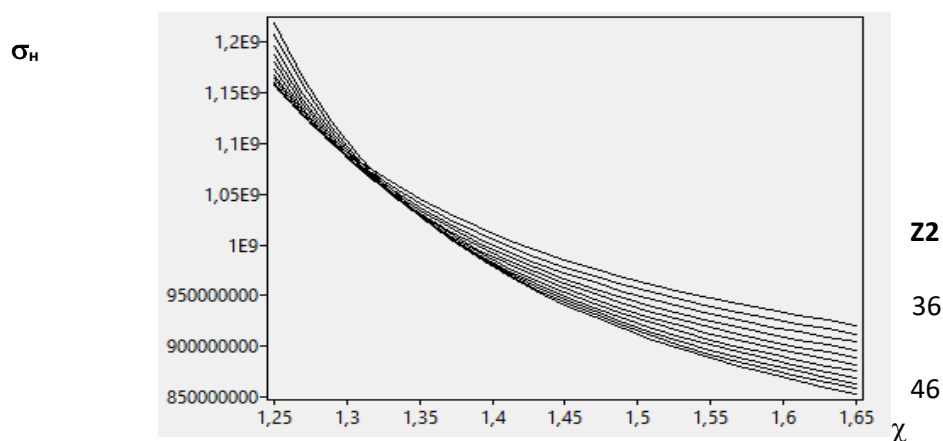


Рис. 21. График изменения контактного напряжения в зависимости от изменения коэффициента смещения χ .

На графике (рис. 22) показано изменение угла положения тел качения, на котором возникает максимальное контактное напряжение. Здесь видно, что для механизма с числом тел качения $Z_2=36$ при разных χ максимальное контактное напряжение возникает на угле изменяющемся в пределах 14° , а для $Z_2=46$ – диапазон изменения φ_2 16° .

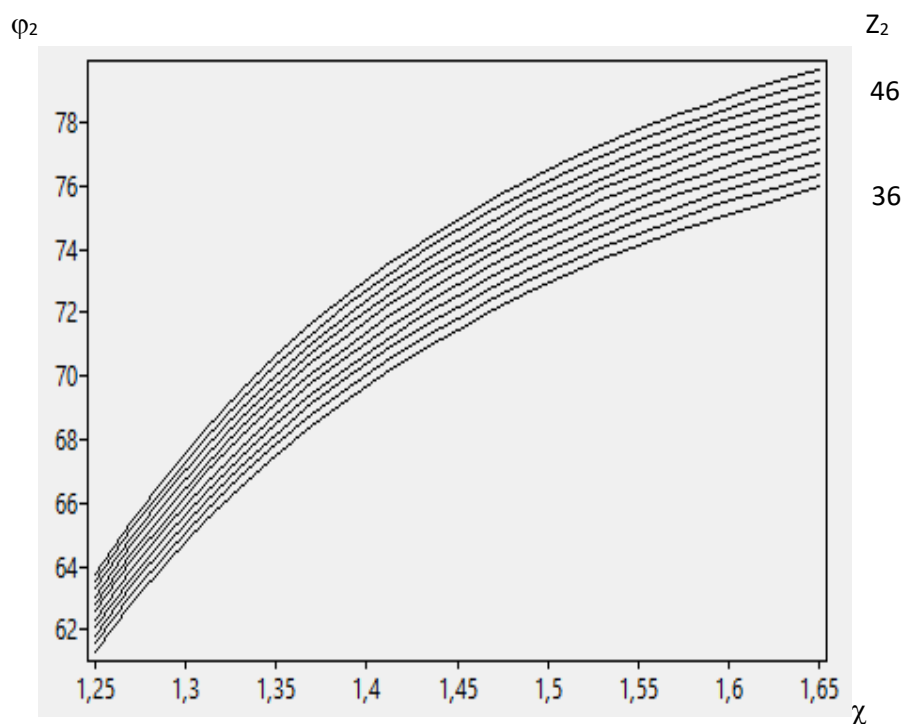


Рис. 22. График изменения угла расположения тела качения φ_2 в зависимости от коэффициента смещения χ

На рисунках 23-24 представлены графики для измененных исходных параметров (относительно рассмотренных ранее): $Z_2 = 22 \div 36$ (шаг 1), $r_2 = 50$ мм, $\chi=1,25 \div 1,67$ (шаг 0,02), $r_b = 2,2$ мм).

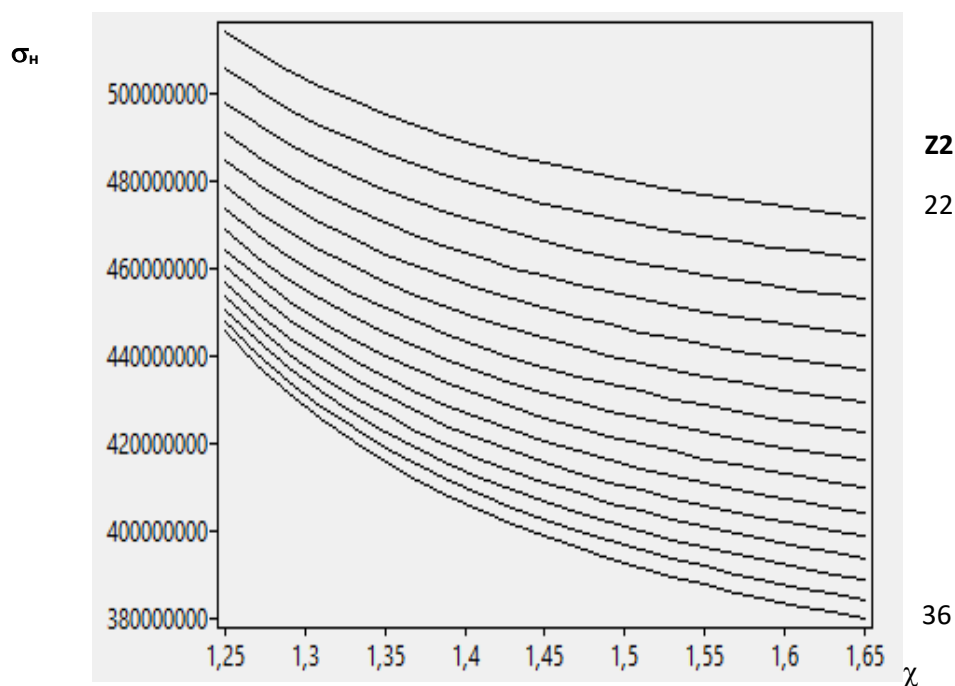


Рис. 23. График изменения контактного напряжения в зависимости от коэффициента смещения χ

При изменении числа тел качения в диапазоне от 22 до 36 значения χ с постоянным максимальным контактным напряжением в зацеплении не наблюдается (рис. 23). При минимальном значении $\chi=1,25$ максимальное напряжение изменяется в диапазоне 70 МПа для разного числа тел качения, а для максимального значения $\chi=1,65$ максимальное напряжение изменяется в большем диапазоне – 100 МПа.

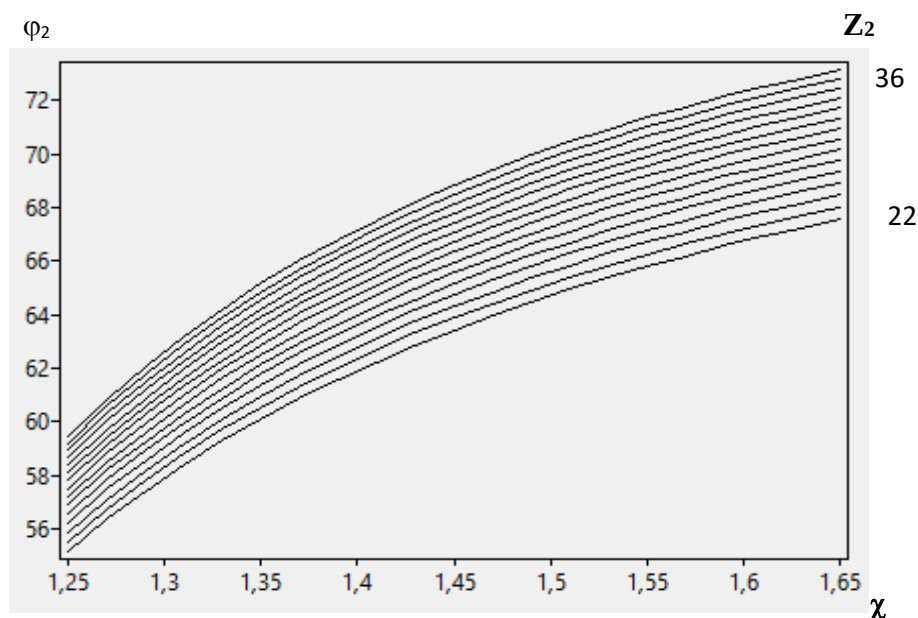


Рис. 24. График зависимости тел качения от коэффициента смещения χ

Угол φ_2 приложения максимального напряжения для измененных исходных параметров остается примерно в том же диапазоне изменения (рис. 24), хотя диапазон значений угла смещается к нижним значениям ряда.

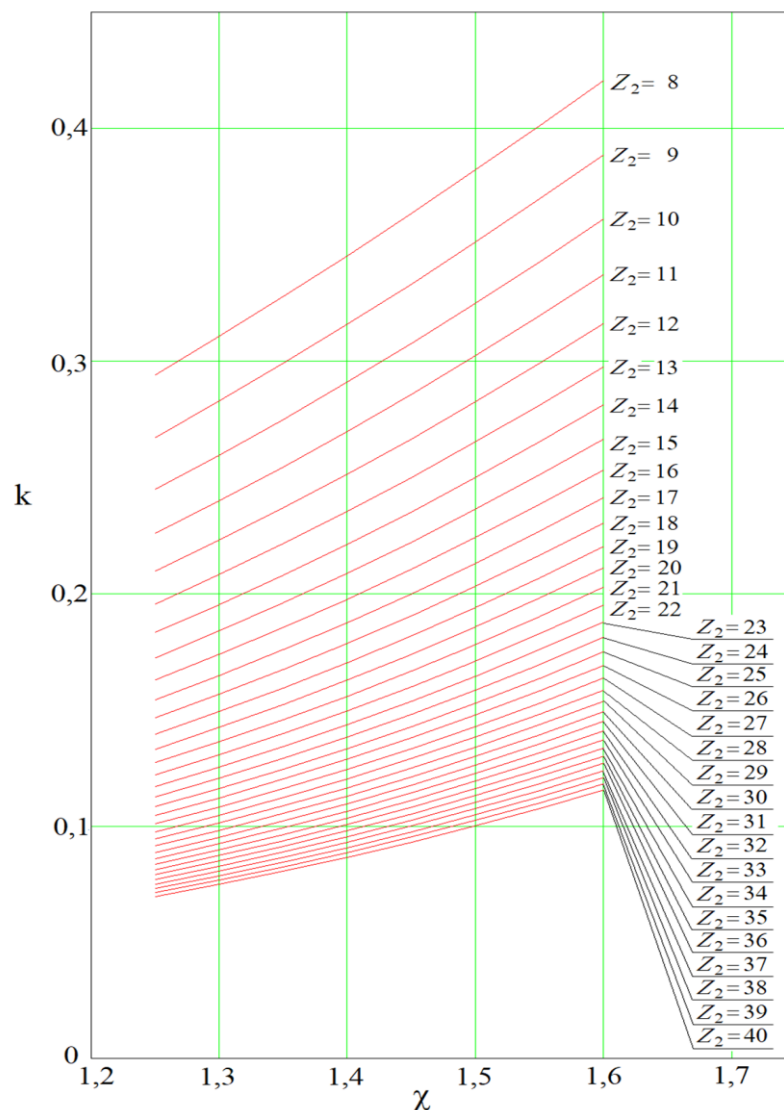


Рис. 25 Гистограмма определения коэффициента k в зависимости от χ и числа тел качения Z_2

Так, найдя из гистограммы (рис. 25) значение коэффициента k , из выражения (32) определяем радиус окружности центров тел качения r_c и принимаем окончательное его значение, удовлетворяющее условию контактной прочности. Далее уточняем радиус центроиды r_2 передачи с ПТКСО на основании полученного радиуса r_c и выбранного коэффициента χ из следующего выражения:

$$r_c = r_2 \cdot \chi \quad (32)$$

Уточнив исходные параметры, повторно определяем угол возникновения максимального контактного напряжения в зацеплении из графика (рис. 26). На графике рисунка 26 приведена кривая, соответствующая диапазону чисел тел качения, выбираемых для передач с ПТКСО.

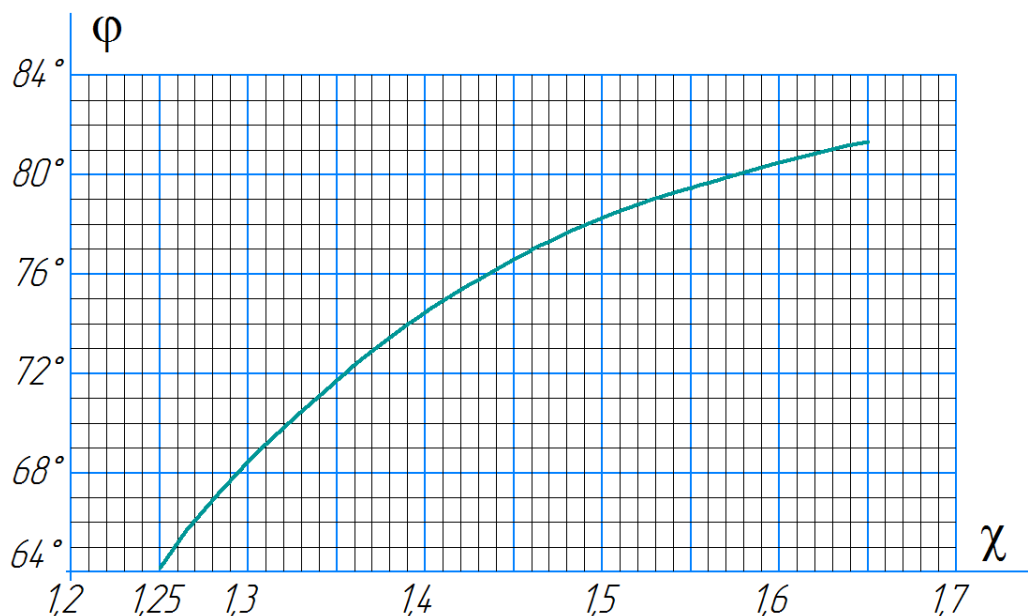


Рис. 26. Изменение угла возникновения максимального контактного напряжения от χ при $Z_2=25$.

Из графика (рис. 26) уточняется угол φ , пересчитываются коэффициенты и проверяются расчетные напряжения по условию контактной прочности.

Таким образом, определяется приемлемый по условию контактной прочности геометрический параметр передачи с ПТКСО и уточняются исходные параметры циклоидального зацепления, которые можно использовать для дальнейшего проектирования механизмов.

Результаты проведенного исследования (разработки)

Построены графики определения комплексного коэффициента передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой по коэффициенту смещения в зависимости от числа тел качения для предварительного определения геометрических параметров передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой; получено выражение (31) определения контактного напряжения в любой точке циклоидального профиля, позволяющее определить, в том числе, минимальное значение и силу, соответствующую ему. Это позволяет точно определить наиболее нагруженный участок циклоидального профиля колеса. Получена методика определения максимального контактного напряжения в зависимости от исходных параметров передачи ПТКСО, позволяющая оценить нагрузочную способность проектируемого механизма при предварительных инженерных расчетах передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА

«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ0К	Завьялов Фёдор Дмитриевич

Школа	ИШНПТ	Отделение	Машиностроение
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	1. Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах. Стоимость материальных ресурсов и специального оборудования определены в соответствии с рыночными ценами г. Томска Тарифные ставки исполнителей определены штатным расписанием НИ ТПУ 2. Районный коэффициент 1,3; Норма амортизационных отчислений на использование ПК.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта
2. Определение возможных альтернатив проведения научных исследований	Определение целей и ожиданий, требований проекта. Определение заинтересованных сторон и их ожиданий.
3. Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Составление календарного плана проекта. Определение бюджета НТИ 1. Расчет материальных затрат НТИ 2. Расчет затрат на специальное оборудование для научных работ 3. Основная заработная плата исполнителей темы 4. Отчисления на социальные нужды 5. Накладные расходы
4. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	Определение эффективности на основе расчета 1. Интегральный показатель ресурсоэффективности. 2. Интегральный финансовый показатель. 3. Интегральный показатель эффективности.
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):	
1. Оценка конкурентоспособности технических решений	

2. Матрица SWOT
3. График проведения и бюджет НТИ
4. Бюджет НИ
5. Основные показатели эффективности НТИ

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	22.02.2022
---	------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
профессор (ОСГН, ШБИП)	Гасанов М.А.	доктор экономических наук		22.02.2022

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМОК	Завьялов Ф.Д.		22.02.2022

4. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

4.1 ПРЕДПРОЕКТНЫЙ АНАЛИЗ. ПОТЕНЦИАЛЬНЫЕ ПОТРЕБИТЕЛИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Тема ВКР: «Анализ контактных напряжений в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой».

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

Целью данной работы является анализ силовых характеристик циклоидального профиля в передачи с ПТК и свободной обоймой и определение закономерности распределения максимального контактного напряжения в зацеплении по циклоидальному профилю колес.

Анализ распределения деформаций и контактных напряжений в профилях исследуемой передачи при разных входных параметрах позволяет найти оптимальные параметры для уменьшения массы и габаритных размеров в силовом механизме.

В последнее время повышенные требования в машиностроении требуют новые виды передач. Обычные зубчатые передачи не всегда отвечают всем требованиям современной инженерии. Передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой (ПТКСО) отличаются компактностью, высоким передаточным отношением в одной ступени, высокими нагрузочными способностями за счет многопарности зацепления.

Технология изготовления данной передачи в прошлом столетии была доступна только ограниченному числу западных предприятий машиностроения. В России требовались новые виды обработки материала с применением программных комплексов САПР и с ЧПУ, так как циклоидальные колёса данной передачи не

стандартные. С появлением новых видов обработки материалов, практическое применение данной передачи находит всё большее применение.

Передачи с ПТКСО не достаточно исследованы. Контактные напряжения в зацеплении играют большую роль в определении срока безотказной работы механизма. Поэтому исследования и анализ контактных напряжений в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой является актуальным.

Передачи с ПТК изготавливают несколько предприятий Томска и до сих пор продолжают их исследовать для увеличения нагрузочных способностей и КПД, снижения общей массы механизмов, уменьшения габаритов и т.д.

Проводимые исследования изменений контактных напряжений в зависимости от изменения исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой помогут машиностроительным организациям выбирать нужные габариты с требуемыми выходными значениями приводов с ПТК.

Потенциальными потребителями результатов исследования могут быть машиностроительные предприятия, обладающие парком станков с ЧПУ, имеющее в своём штате инженеров-конструкторов и инженеров-технологов, которые понимают кинематику движения циклоидальных механизмов и правила построения циклоидального диска. Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование.

Сегментирование – это разделение покупателей на однородные группы, для каждой из которых может потребоваться определенный товар (услуга).

Таблица 8 – Карта сегментирования рынка

		Потенциальные отрасли использования технологии определения контактных напряжений		
		Авиастроение	Машиностроение	Строительная отрасль
Характерист	Высокая нагрузочная способность	X	X	X
	Большая плавность хода	X	X	X

	Малая инерционность передачи	X	X	X
	Контактная выносливость в зацеплении	X	X	X

Как видно из карты сегментирования, основными сегментами данного рынка является авиастроение, машиностроение и строительная отрасль, где видны основные предпосылки к повышению эффективности производства и сегментов рынка, привлекательных для предприятия в будущем.

4.2 АНАЛИЗ КОНКУРЕНТНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ С ПОЗИЦИИ РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТИ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ

Среди конкурентных передач можно назвать зубчатые передачи классического вида, например, передача Новикова и передачи с ПТК с нагруженным сепаратором. Для зубчатых передач важна точность изготовления зубьев зубчатого колеса. И это весьма трудоемкая и дорогая работа. Передача крутящего момента в одной ступени у зубчатых передач классического вида значительно меньше чем в передачах с ПТК и со свободной обоймой.

Для увеличения передаваемого момента необходимо включить вторую передаточную ступень. Это в свою очередь увеличивает габариты силового механизма, например редуктора. В некоторых случаях, на предприятиях машиностроения не технологично использовать механизмы для передач с большими габаритами и как следствие с увеличенной металлоёмкостью и массой. А как известно, чем больше габариты и масса механизма, тем больше затраты ресурсов для изготовления габаритных деталей данной конструкции.

Передачи с ПТК с нагруженным сепаратором, могут заменить зубчатые передачи классического вида за счет своих достоинств в габаритах и в способности выдерживать более высокие нагрузки. Высокая нагрузочная способность передач с ПТК и нагруженным сепаратором обеспечивается за счет многопарности зацепления.

Если в зубчатых передачах в передаче крутящего момента участвуют только 2 зуба, то в передачах с ПТК и нагруженным сепаратором, в передаче крутящего момента участвуют половина всех тел качения. Но при длительной работе у данной передачи наблюдается нагрев несущих тонкостенных деталей конструкции. Это происходит за счет трения тел качения о кулачок, который используется без профиля. Температура тонкостенной детали достигает до 120°C. Это приводит к сокращению срока эксплуатации данной передачи (Рис 29).

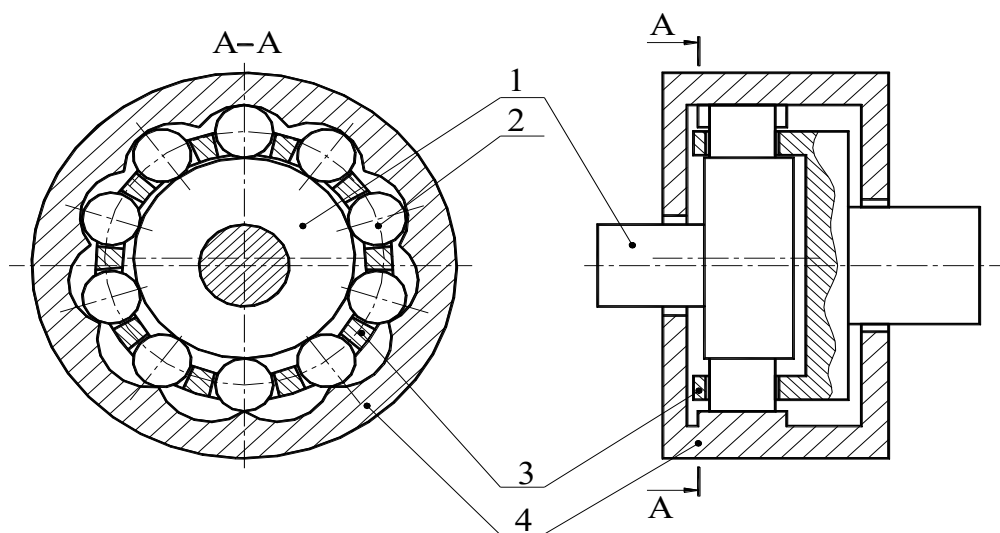


Рис. 29. Передача с ПТК и нагруженным сепаратором.

1- кулачок, 2 - тела качения, 3 - сепаратор, 4 - профильный венец.

Проблема повышенного трения и нагрева может быть решена с появлением передачи нового вида – передача с ПТК и свободной обоймой ПТКСО (Рис 30). На данной передаче уменьшается трение тел качения о профили, потому что тела качения обхватываются с обеих сторон профилями. Компенсируется сила и за счет компенсации сепаратор разгружен.

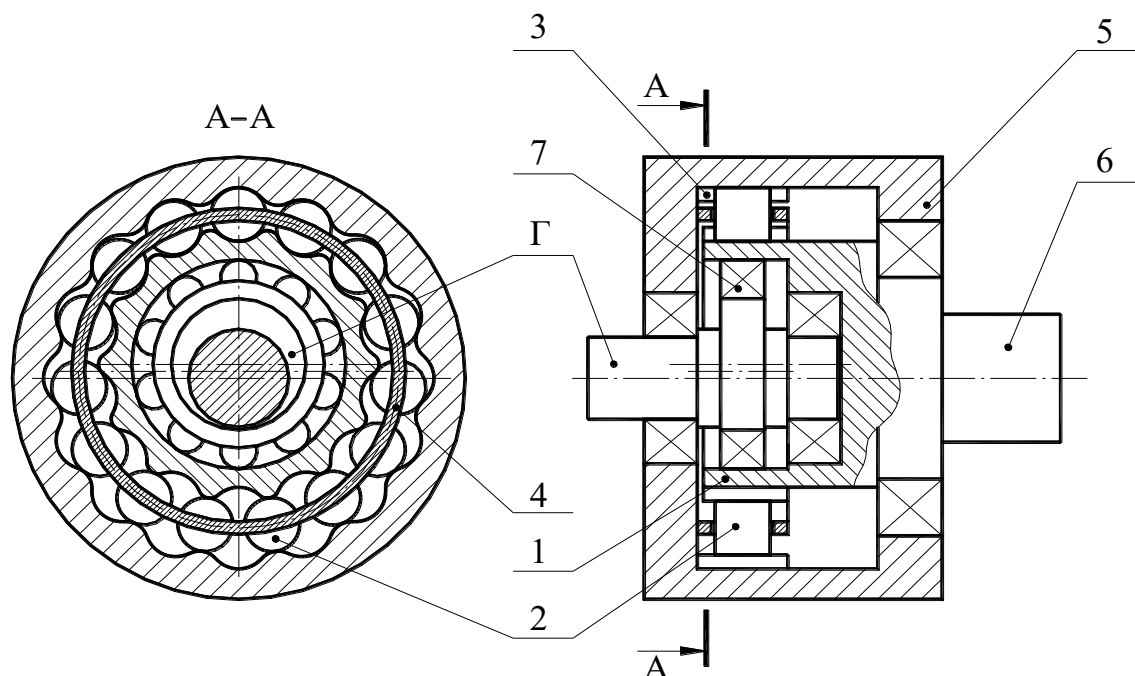


Рис. 30. Передача с ПТК и разгруженным сепаратором.

1-кулачок, 2-промежуточные тела качения, 3- неподвижное центральное колесо (венец), 4-пазы обоймы (сепаратор), 5-корпус, 6- выходной вал, Г-генератор, 7- подшипники.

Таблица №9 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы		Конкурентоспособность	
		Б _{к1}	Б _{к2}	К _{к1}	К _{к2}
1	2	4	5	6	7
Технические критерии оценки ресурсоэффективности					
1 .Простота изготовления	0,2	4	4	0,4	0,4
2 .Энергоэкономичность	0,05	2	3	0,2	0,3
3. Надежность	0,2	4	4	0,4	0,4
4. Материалоемкость	0,05	3	3	0,3	0,3

5.Широта области применения	0,1	4	4	0,4	0,4
Экономические критерии оценки эффективности					
6.Цена	0,2	3	3	0,3	0,3
7.Послепродажное обслуживание	0,15	3	4	0,3	0,4
8. Предполагаемый срок эксплуатации	0,05	4	4	0,4	0,4
Итого:	1	27	29	2,7	2,9

Анализ конкурентных технических решений определяется по формуле:

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

где $K_{1,2}$ – конкурентоспособность научной разработки (K_1 - Передача с ПТК и нагруженным сепаратором; K_2 - Передача с ПТК и с свободной обоймой).

B_i – вес показателя (в долях единицы);

B_i – балл i -го показателя.

С точки зрения конкурентных преимуществ, наиболее целесообразным по технологическим и экономическим критериям является применение передачи с ПТК и с свободной обоймой (ПТКСО). Применение данной передачи является наиболее энергоэкономичным решением за счёт пониженного трения в зацеплении по сравнению с конкурентными аналогами.

4.3 SWOT-АНАЛИЗ

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

SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта. Матрица составляется на основе анализа рынка и конкурентных технических

решений, и показывает сильные и слабые стороны проекта, возможности и угрозы для разработки.

1. Сильные стороны 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, и т.п.

2. Слабые стороны передач с ПТК и свободной обоймой. Как и у всех механизмов в ряду с достоинствами, присутствуют и недостатки в этих передачах. Много вариационных параметров, влияющих на увеличения значений сил в зацеплении. Планетарное движение выходного вала при одной ступени. Мы можем конкретизировать зависимость вариации входных параметров на изменение сил и контактных напряжений в зацеплении до 4-х основных. И таким образом выдвинуть теорию полезную для конструкторов при конструировании данной передачи.

Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон проекта, в выявлении возможностей и угроз для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде. Матрица SWOT анализа представлена в таблице 10

Таблица №10 – Матрица SWOT анализа

Сильные стороны	Слабые стороны
С1.Возможность при определенных входных параметрах, выбрать оптимальную модель передачи с ПТК и свободной обоймой.	Сл1. Широкий вариационный интервал, что увеличивает затраты времени на расчеты.
С2. Долгий срок службы механизма.	
С3. Уменьшение деформации в зацеплении.	
С4. Снижения затрат в эксплуатационный период.	

С5. Повышения нагрузочной способности конструкции.	
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.	
В5. Так как группа имеет знания и опыт в данном направлении, то есть возможность улучшить свойства для других изделий.	

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						
		С1	С2	С3	С4	С5

Возможности проекта	B1	-	-	-	-	-
	B2	+	+	+	+	-
	B3	+	-	-	-	-
	B4	-	-	-	-	-
	B5	-	-	-	-	-

Таблица №12 – Интерактивная матрица проекта «Возможности проекта и слабые стороны»

Слабые стороны проекта		
Возможности проекта		Сл1
	B1	+
	B2	-
	B3	-
	B4	-
	B5	-

Таблица №13 – Интерактивная матрица проекта «Угрозы проекта и сильные стороны»

Сильные стороны проекта						
Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4	C5
	У1	+	-	-	-	-
	У2	-	-	-	-	-

Таблица №14 – Интерактивная матрица проекта «Угрозы проекта и слабые стороны»

Слабые стороны проекта		
Угрозы проекта		Сл1
	У1	+

	У2	-
--	----	---

Результаты анализа представлены в итоговой таблице 15

Таблица №15 – Матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1. Возможность при определенных входных параметрах, выбрать оптимальную модель передачи с ПТК и свободной обоймой. С2. Долгий срок службы механизма. С3. Уменьшение деформации в зацеплении. С4. Снижения затрат в эксплуатационный период. С5. Повышения нагрузочной способности конструкции.	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1. Широкий вариационный интервал, что увеличивает затраты времени на расчеты.
Возможности: В1. Использование электроэрозионной и гидроабразивной установки для получения профиля.	С1В2 – вероятность расширения кол-ва поставщиков (снижение себестоимости изделия).	В1Сл1 – новейшее оборудование позволит на ранних стадиях исследования выявить и предотвратить

В2. В связи с последними политическими событиями наблюдается тенденция на импортозамещение в данной отрасли. В3. Возможность внедрения технологии в производство. В4. Участие в грантах. В5. Так как группа имеет знания и опыт в данном направлении, то есть возможность улучшить свойства для других изделий.	С1В3 – упрощение внедрения технологи в производство за счет оптимальных значений сил в зацеплении. С2В2 – позволяют при наличии спроса быстро нарастить объемы производства. С3В2, С4В2 – качество и стоимость изделия будет являться конкурентным преимуществом на российском рынке.	появление брака.
Угрозы: У1. Вероятность появления более выгодных предложений на рынке, так как в данном направлении ведется большое количество исследований. У2. Отсутствие оборудования для массового производства.	С1У1 – возможность за счет разновидности этих передач создавать новые и более качественные конкурентоспособные изделия.	

Вывод по SWOT-анализу: в ходе анализа были рассмотрены все сильные и слабые стороны научного проекта, а также разъяснены все его последствия.

Анализ показывает, что, несмотря на ряд конкурентных преимуществ в передаче ПТКСО, основной угрозой для развития проекта является отсутствие на некоторых предприятиях специализированного оборудования для изготовления профильных колёс. Чтобы минимизировать влияние этой угрозы, рекомендуется использовать на предприятиях отечественные аналоги, либо приобретать не дорогие аналоги у предприятий Евразийского Экономического Союза или на предприятиях партнёрах в Китае.

4.4 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.

Цели и результат проекта.

В получении результата заинтересованы следующие стороны, представленные в таблице 16.

Таблица №16 – Заинтересованные стороны проекта

Заинтересованные стороны проекта	Ожидания заинтересованных сторон
Университет	Наличие НИОКР
Студент	Защита магистерской диссертации. Получение высшего образования.
Предприятия, занимающиеся изготовлением подшипников	Сокращение времени производственного цикла.
	Возможность выбора самых оптимальных значений габаритов и сил в зацеплении. Снижение себестоимости

Потребители	Низкая стоимость изделий по сравнению, с изделиями полученными стандартными методами. Увеличение срока эксплуатации передачи.
Государство	Развитие импортозамещения.

В таблице 17 представлена информация о иерархии целей проекта и критериях достижения целей.

Таблица №17 – Цели и результат проекта

Цели проекта:	1.Определить зависимость значения сил от входных параметров. 2.Определить зависимость значения деформации и контактного напряжения от входных параметров.
Ожидаемые результаты проекта:	Минимизация деформации и контактного напряжения в зацеплении, в нужных для нас габаритах передачи. Увеличения длительности работы передачи.
Критерии приемки результата проекта:	Законченная научно-исследовательская работа, авторы которой имеют список публикаций и участие на международных конференциях.
Требования к результату проекта:	Построение графика зависимостей соотношения коэффициента смещения окружности центров ТК χ от угла поворота обоймы с телами качения φ_2 . Построение графиков зависимостей соотношения коэффициента смещения окружности центров ТК χ от комплексного коэффициент k к определению контактного напряжения, в зависимости от количества тел качения Z_2 .

	Построение таблицы значений входных параметров, сил, и контактных напряжений σ_{H_i} в зависимости от угла поворота обоймы с телами качения ϕ_2 профиля кулачка.
	Оформленная магистерская диссертация

4.5 ОРГАНИЗАЦИОННАЯ СТРУКТУРА ПРОЕКТА

На данном этапе работы необходимо решить следующие вопросы: кто будет входить в рабочую группу данного проекта, определить роль каждого участника в данном проекте, а также прописать функции, выполняемые каждым из участников и их трудозатраты в проекте. Эта информация представлена в таблице 18.

Таблица №18 - Рабочая группа проекта

ФИО, основное место работы, должность	Роль в проекте	Функции	Трудозатраты, час.
Ефременков Егор Алексеевич, НИ ТПУ, к.т.н., доцент	Руководитель проекта	отвечает за реализацию проекта в пределах заданных ограничений по ресурсам, координирует деятельность участников проекта	336
Завьялов Фёдор Дмитриевич, магистрант отд. машиностроения	Исполнитель по проекту	выполняет отдельные работы по проекту	968
ИТОГО:			1304

4.6 ОГРАНИЧЕНИЯ И ДОПУЩЕНИЯ ПРОЕКТА

Ограничения проекта – это все факторы, которые могут послужить ограничением степени свободы участников команды проекта, а так же «границы проекта» – параметры проекта или его продукта, которые не будут реализованных в рамках данного проекта.

Таблица №19 Ограничения проекта

Фактор	Ограничения/ допущения
3.1. Бюджет проекта	7000 руб.
3.1.1. Источник финансирования	НИ ТПУ
3.2. Сроки проекта:	
3.2.1 Дата утверждения плана управления проектом	22.02.2022
3.2.2. Дата завершения проекта	05.06.2022

4.7 ПЛАНИРОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИМ ПРОЕКТОМ

4.7.1. ИЕРАРХИЧЕСКАЯ СТРУКТУРА РАБОТ ПРОЕКТА

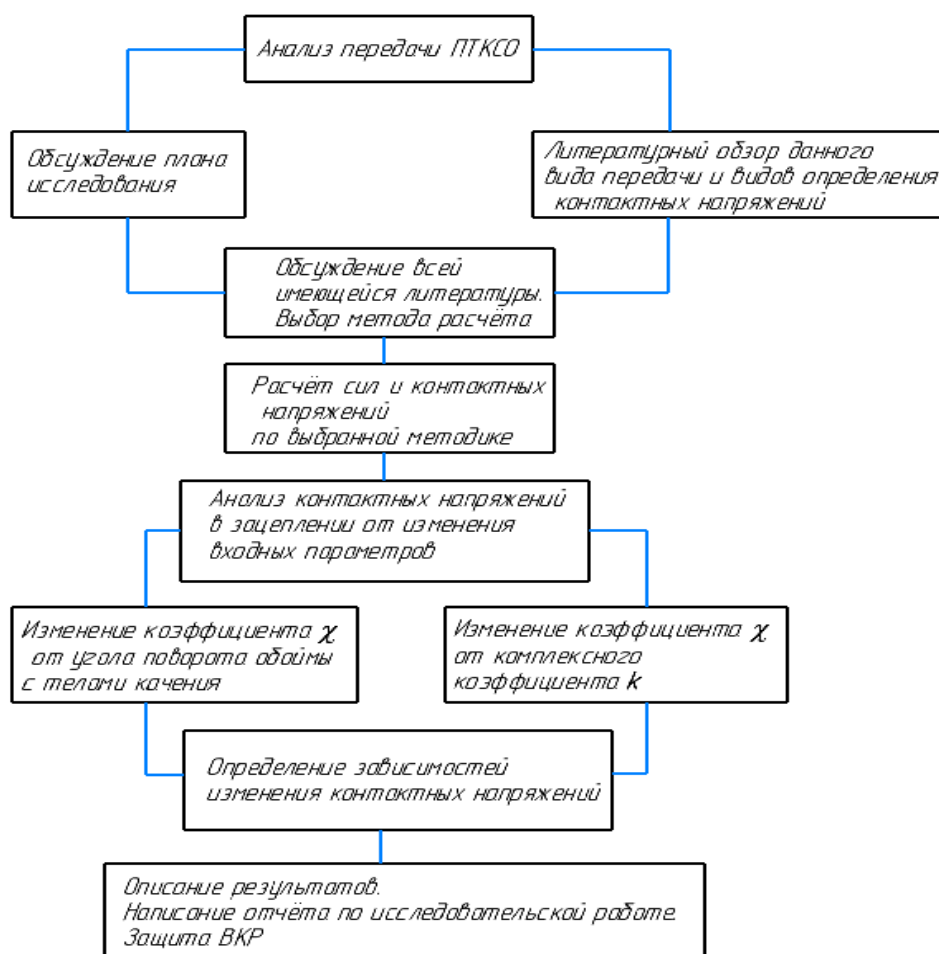


Рис. 30. – Иерархическая структура проекта

4.7.2 КОНТРОЛЬНЫЕ СОБЫТИЯ ПРОЕКТА

В рамках данного раздела необходимо определить ключевые события проекта, определить их даты и результаты, которые должны быть получены по состоянию на эти даты. Эта информация представлена в таблице 20.

Таблица №20 – Контрольные события проекта

Контрольное событие	Дата	Результат (подтверждающий документ)
Обсуждение плана проект	22.02.2022	Утверждение участников исследования
Обзор литературы (сбор необходимой информации)	08.03.22	Отчет по изученной литературе.
Виды расчета сил и контактных напряжений в зацеплении	21.03.22	Выбор вида расчета сил в зацеплении
Анализ силовых параметров	04.04.22	Зависимости входных параметров, отдельно варьированные.
Описание результатов	18.04.22	Отчет
Определения контактных напряжений в зацеплении	25.04.2022	Зависимость деформации от входных параметров

Исследования контактных напряжений в зацеплении изменяя все входные параметры одновременно	02.05.22	Иллюстрация результатов в графиках, получение зависимости от соотношения входных параметров
Описание результатов	16.05.22	Отчет
Отчет по исследовательской работе	05.06.22	Отчет
Защита магистерской диссертации.	15.06.22	Диплом

4.8 ПЛАН ПРОЕКТА

В рамках планирования научного проекта необходимо построить календарный и сетевой графики проекта. Линейный график представлен в таблице 21.

Таблица №21 – Календарный план проекта

Название	Длительность, дни	Дата начала-окончания работ	Состав участников (ФИО ответственных исполнителей)
Обсуждения плана исследования	15	22.02.22 08.03.22	Ефременков Е.А. Завьялов Ф.Д.
Литературный обзор данной передачи, достоинств и недостатков	14	08.03.22 21.03.22	Завьялов Ф.Д.

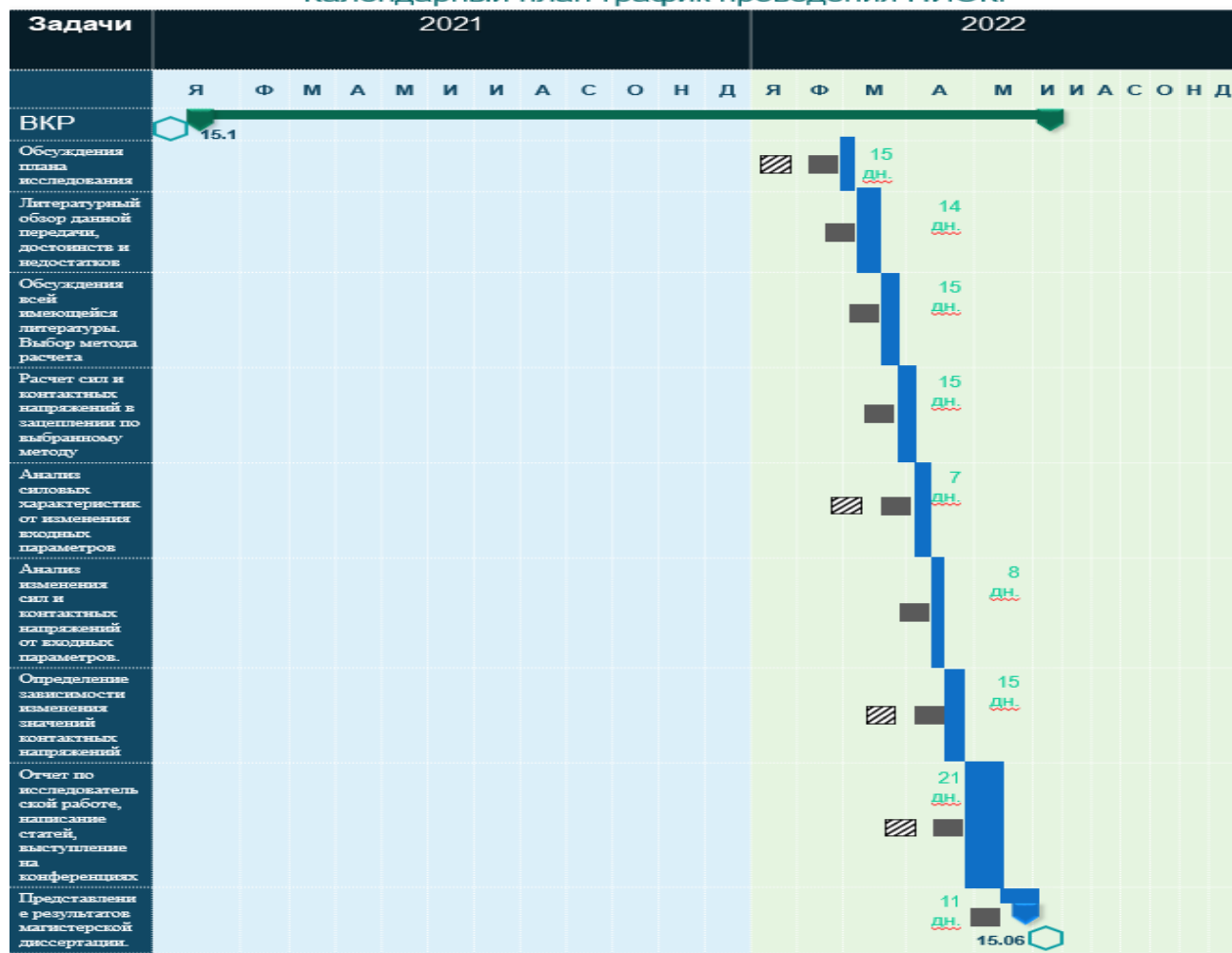
Обсуждения всей имеющейся литературы. Выбор метода расчета	15	21.03.22 04.04.22	Завьялов Ф.Д. Ефременков Е.А.
Расчет сил и контактных напряжений в зацеплении по выбранному методу	15	04.04.22 18.04.22	Завьялов Ф.Д. Ефременков Е.А.

Анализ силовых характеристик от изменения входных параметров	7	18.04.22 25.04.22	Завьялов Ф.Д.
Анализ изменения сил и контактных напряжений от входных параметров.	8	25.04.22 02.05.22	Завьялов Ф.Д. Ефременков Е.А.
Определение зависимости изменения значений контактных напряжений	15	02.05.22 16.05.22	Завьялов Ф.Д. Ефременков Е.А.
Отчет по исследовательской работе (написание статей, выступление на конференциях.)	21	16.05.22 05.06.22	Завьялов Ф.Д. Ефременков Е.А.
Представление результатов магистерской диссертации.	11	05.06.22 15.06.22	Завьялов Ф.Д.
Итого исполнитель (инженер):			121 день
Итого руководитель:			89 дней

На основе таблицы составлен календарный план-график выполнения проекта с использованием диаграммы Ганта (таблица 22).

Таблица 22 – Диаграмма Ганта.

Календарный план-график проведения НИОКР



Примечание:

– Исп. 1 (научный руководитель);
 – Исп. 2 (инженер);

4.9 БЮДЖЕТ НАУЧНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

При планировании бюджета научного исследования должно быть обеспечено полное и достоверное отражение всех видов планируемых расходов, необходимых для его выполнения. В процессе формирования бюджета, планируемые затраты группируются по статьям.

В эту статью включаются затраты на приобретение всех видов материалов, комплектующих изделий и полуфабрикатов, необходимых для выполнения работ по данной теме. Количество потребных материальных ценностей определяется по нормам расхода.

В эту же статью включаются затраты на оформление документации (канцелярские принадлежности, тиражирование материалов). Результаты по данной статье заносятся в таблицу 23.

Таблица 23 – Сырье, материалы, комплектующие изделия

Наименование материалов	Цена за ед., руб.	Кол-во, ед.	Сумма, руб.
Прямых материальных затрат нет			
Итого материалы			-
Итого по статье C_m			-

4.9.1 СПЕЦИАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НАУЧНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РАБОТ:

4.9.2 РАСЧЕТ АМОРТИЗАЦИИ СПЕЦИАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ:

Норма амортизации: рассчитывается по формуле:

$$H_A = \frac{1}{n},$$

где:

n – срок полезного использования в количестве лет.

Норма амортизации для ноутбука, с учётом срока полезного использования 5 лет составит:

$$H_A = \frac{1}{n} = \frac{1}{5} = 0,2.$$

Отсюда, амортизация оборудования рассчитывается по формуле:

$$A = \frac{H_A \cdot И}{12} \times m,$$

где:

И – итоговая сумма, тыс. руб.;

t – время использования, мес.

Расчет затрат по статье «Спецоборудование для научных работ» сведены в таблицу 24.

Таблица 24 – Затраты на оборудование

№	Наименование оборудования	Кол-во, шт.	Срок полезного использования, лет	Цены единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования, тыс. руб.
1	Персональный компьютер (ноутбук ACER Aspire 5)	1	5	46	46
Итого		46 тыс. руб.			

Общая сумма амортизационных отчислений составит:

$$A = \frac{H_A \cdot I}{12} \times t = \frac{0,2 \times 46000}{12} \times 6 = 4600 \text{ руб.}$$

4.10 РАСЧЕТ ЗАРАБОТНОЙ ПЛАТЫ

В настоящую статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, рабочих, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы оплаты труда.

Заработная плата рабочим рассчитана по тарифным ставкам и отработанному времени.

Должностной оклад работника за месяц определяется по формуле:

$$Z_m = Z_{mc} \times (k_{пр} + k_d) \times k_p,$$

где:

Z_{mc} – заработная плата, согласно тарифной ставке, руб. (для руководителя $Z_{mc1} = 25000$ руб, а для инженера $Z_{mc2} = 14000$ 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. Томск);

По формуле 4.10 определяется должностной оклад руководителя за месяц:

$$З_{м1} = З_{мс1} \times (k_{пр} + k_d) \times k_p = 25000 \times (1 + 0,1) \times 1,3 = 35750 \text{ руб}$$

По формуле (16) определяется должностной оклад инженера за месяц:

$$З_{м2} = З_{мс2} \times (k_{пр} + k_d) \times k_p = 14000 \times (1 + 0,1) \times 1,3 = 20020 \text{ руб}$$

Расчет заработной платы персоналу сведем в таблицу 25

Таблица №25 - Расчёт заработной платы

Исполнители НИ	$З_{мс}$, руб	$k_{пр}$	k_d	k_p	$З_m$, руб	$З_{дн}$, руб	T_p , дн	$З_{осн}$, руб
Руководитель	25000	1	0,1	1,3	35750	1625	89	144625
Инженер	14000	1	0,1	1,3	20020	910	121	110110
Итого:								254735

Среднедневная заработная плата у руководителя рассчитывается по формуле:

$$З_{дн1} = \frac{З_{м1} \times M}{F_d} = \frac{35750 \times 10,4}{247} = 1505,26 \text{ руб.},$$

где:

$З_m$ – 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.

Среднедневная заработная плата у инженера рассчитывается по формуле:

$$З_{дн2} = \frac{З_{м2} \times M}{F_d} = \frac{20020 \times 10,4}{247} = 842,95 \text{ руб.}$$

4.10.1 РАСЧЕТ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ 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:

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

где:

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

$k_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной зарплаты (принимается 0,12);

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

Расчет дополнительной заработной платы персоналу сведем в таблицу 26

Таблица №26 - Расчёт дополнительной заработной платы

Исполнители НИ	$З_{\text{осн}}$, руб.	$k_{\text{д}}$	$З_{\text{доп}}$, руб.
Руководитель	144625	0,12	17355
Инженер	110110	0,12	13213,2
Итого:			30568,2

Заработная плата исполнителей НТИ сведена в таблицу.27

Таблица 27 – Заработная плата исполнителей НТИ

Заработная плата	Руководитель	Инженер
Основная зарплата	144625	110110

Дополнительная зарплата	17355	13213,2
Итого зарплата исполнителя:	161980	123323,2
Итого по статье $C_{зп}$:	285303,2	

4.11 ОТЧИСЛЕНИЯ ВО ВНЕБЮДЖЕТНЫЕ ФОНДЫ (СТРАХОВЫЕ ОТЧИСЛЕНИЯ)

Отчисления во внебюджетные фонды определяются по формуле:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \times (З_{осч1} + З_{доп1}),$$

где:

$k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд ОМС и социальное страхование). Общая ставка взносов составляет в 2022 году –30,2% (ст. 425 НК РФ).

Отчисления во внебюджетные фонды для руководителя определяются по формуле:

$$З_{внеб1} = k_{внеб} \times (З_{осч1} + З_{доп1}) = 0,302 \times (144625 + 17355) = 48917,96 \text{ руб.}$$

Отчисления во внебюджетные фонды для инженера определяются по формуле:

$$З_{внеб2} = k_{внеб} \times (З_{осч2} + З_{доп2}) = 0,302 \times (110110 + 13213,2) = 37243,6 \text{ руб.}$$

Таким образом, общие затраты на составляется отчисления во внебюджетные фонды:

$$З_{внеб \text{ общ}} = З_{внеб1} + З_{внеб2} = 48917,96 + 37243,6 = 86161,56 \text{ руб.}$$

4.12 НАКЛАДНЫЕ РАСХОДЫ

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования,

оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д.[56]

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

$$З_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 6) \cdot k_{\text{накл}},$$

где:

$k_{\text{накл}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы. Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

$$З_{\text{накл}} = 381054,76 \cdot 0,16 = 60968,76 \text{ руб.}$$

На основании полученных данных по отдельным статьям затрат составляется калькуляция плановой себестоимости НТИ («Анализ контактных напряжений в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой») по форме, приведенной в таблице 28.

4.13 БЮДЖЕТНАЯ СТОИМОСТЬ НИР

Группировка затрат по статьям представляется в таблице 28:

Таблица №28 – Группировка затрат по статьям

	Статьи:							
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Материальные затраты НИР, руб	Амортизация, руб	Затраты на электроэнергию	Основная заработная плата, руб	Дополнительная заработная плата, руб	Отчисления на социальные нужды, руб	Итого без накладных расходов, руб	Накладные расходы, руб	Стоимость бюджета, руб
-	4600	2080	254735	30568,2	86161,56	378144,76	60968,76	439113,52

4.14 ОБЩИЕ ИТОГИ ФИНАНСИРОВАНИЯ И РАСХОДОВ

Итоговая плановая себестоимость составила 439113,52 рублей, финансирование составило 7000 рублей. Посчитаем разницу:

$$439348,52 - 7000 = 432113,52 \text{ руб.}$$

Разница составляет 432113,52 рублей, расходы превышают поступления.

4.15 МАТРИЦА ОТВЕТСТВЕННОСТИ

Для распределения ответственности между участниками проекта формируется матрица ответственности. Степень участия в проекте может характеризоваться следующим образом:

Ответственный (О) – лицо, отвечающее за реализацию этапа проекта и контролирующее его ход;

Исполнитель (И) – лицо (лица), выполняющие работы в рамках этапа проекта;

Утверждающее лицо (У) – лицо, осуществляющее утверждение результатов этапа проекта (если этап предусматривает утверждение).

Таблица 30 – Матрица ответственности

Этапы проекта	Инженер (магистрант)	Руководитель проекта
Постановка целей и задач	И	О
Обсуждения плана исследования	И	О
Литературный обзор данной передачи, достоинств и недостатков	И	О
Обсуждения всей имеющейся литературы. Выбор метода расчета	И	О
Расчет сил и контактных	И	О

напряжений в зацеплении по выбранному методу		
Анализ изменения сил и контактных напряжений от входных параметров.	И	У
Определение зависимости изменения значений контактных напряжений	И	О
Отчет по исследовательской работы (написание статей, выступление на конференциях.)	И	О
Оформление пояснительной записки магистерской диссертации.	И	У
Подведение итогов	И	О

4.16 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСНОЙ (РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ), ФИНАНСОВОЙ, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

Эффективность научного ресурсосберегающего проекта включает в себя социальную эффективность, экономическую и бюджетную эффективность.

4.16.1 ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЕКТА

Актуальным аспектом качества выполненного проекта является экономическая эффективность его реализации, т.е. соотношение обусловленного ей экономического результата (эффекта) и затрат на разработку проекта. Так как последние являются единовременными, то мы имеем дело с частным случаем задачи оценки экономической эффективности инвестиций, т.е. вложением денежных средств в предприятие, организацию, отраслевую, региональную социально-экономическую систему и т.п. с целью получения определенного результата в будущем.

Отличительными особенностями инвестиций, особенно когда речь идет о вложениях в нематериальные активы в форме НИР являются:

- результат может быть получен в течение ряда последующих лет в общем случае – на протяжении жизненного цикла создаваемой системы;
- результаты инвестиций содержат элементы риска и неопределенности;
- связывание на некоторое время финансовых средств инвестора.

Однако в данной работе провести оценку экономической эффективности проекта не представляется возможным.

4.16.2 ОЦЕНКА СРАВНИТЕЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

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

Интегральный показатель финансовой эффективности научного исследования получают в ходе оценки бюджета затрат трех (или более) вариантов исполнения научного исследования (табл. 31). Для этого наибольший интегральный показатель реализации технической задачи принимается за базу расчета (как знаменатель), с которым соотносятся финансовые значения по всем вариантам исполнения.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется по формуле:

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi p_i}{\Phi p_{\max}},$$

где:

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

Φp_i – стоимость i-го варианта исполнения;

$\Phi p_{\max}$ – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Полученная величина интегрального финансового показателя разработки отражает соответствующее численное увеличение бюджета затрат разработки в разгах (значение больше единицы), либо соответствующее численное удешевление стоимости разработки в разгах (значение меньше единицы, но больше нуля).

По перечисленным вычислениям определяются общие затраты для всех вариантов:

$$\Phi p_{\text{текущий проект}} = 439113,52 \text{ руб.};$$

$$\Phi p_1 = 1827891,96;$$

$$\Phi p_2 = 731156,78;$$

$$\Phi p_{\max} = \Phi p_1 = 1827891,96.$$

Определяем интегральный финансовый показатель для текущего проекта:

$$I_{\Phi}^{\text{р текущий проект}} = \frac{\Phi p_{\text{текущий проект}}}{\Phi_{\max}} = \frac{439113,52}{1827891,96} = 0,24;$$

$$I_{\Phi}^{\text{р 1}} = \frac{\Phi p_1}{\Phi_{\max}} = \frac{1827891,96}{1827891,96} = 1;$$

$$I_{\Phi}^{\text{р 2}} = \frac{\Phi p_2}{\Phi_{\max}} = \frac{731156,78}{1827891,96} = 0,39;$$

В результате расчетов интегральных финансовых показателей по трем вариантам разработки текущий проект с небольшим перевесом признан более приемлемым с точки зрения финансовой эффективности.

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

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

где:

I_m – интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов;

a_i – весовой коэффициент i -го параметра;

b_i^a, b_i^p – бальная оценка i -го параметра для аналога и разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

n – число параметров сравнения.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности рекомендуется проводить в форме таблицы, пример которой приведен ниже.

Таблица 31 – Сравнительная оценка характеристик всех вариантов.

Объекты исследования Критерии	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Вариант исп.1	Вариант исп.2
1. Компактность размеров установки	0,3	5	5	4
2. Ресурс работы	0,1	4	4	5
3. Энергоэффективность	0,2	5	4	4
4. Механические свойства	0,15	5	4	3
5. Материалоёмкость	0,25	5	5	4
ИТОГО	1	24	22	20

По данным из таблицы 31 определяется интегральный показатель ресурсоэффективности для текущего проекта:

$$I_m^{\text{текущ.проект}} = 0,3 \times 5 + 0,1 \times 4 + 0,2 \times 5 + 0,15 \times 5 + 0,25 \times 5 = 4,9$$

По данным из таблицы 31 определяется интегральный показатель ресурсоэффективности для первого конкурентного проекта:

$$I_m^{a1} = 0,3 \times 5 + 0,1 \times 4 + 0,2 \times 4 + 0,15 \times 4 + 0,25 \times 5 = 4,55$$

По данным из таблицы 31 определяется интегральный показатели ресурсоэффективности для второго конкурентного проекта:

$$I_m^{a2} = 0,3 \times 4 + 0,1 \times 5 + 0,2 \times 4 + 0,15 \times 3 + 0,25 \times 4 = 3,95$$

В результате расчетов интегральных показателей ресурсоэффективности по трем вариантам разработки, текущий проект с большим перевесом признан наиболее приемлемым с точки зрения ресурсной эффективности.

Интегральные показатели эффективности разработки всех трёх вариантов вычисляются на основании показателей ресурсоэффективности и интегральных финансовых показателей по формулам:

$$I_{финр}^p = \frac{I_m^p}{I_\phi^p} \text{ - для текущего проекта,}$$

и

$$I_{финр}^a = \frac{I_m^a}{I_\phi^a} \text{ - для аналогов.}$$

где: $I_{финр}^{исп.i}$ – интегральный показатель эффективности i -ого варианта разработки ($i=p$ -для текущего проекта; $i=a$ -для аналога);

$I_p^{исп.i}$ – интегральный показатель ресурсной эффективности i -ого варианта разработки ($i=p$ -для текущего проекта; $i=a$ -для аналога);

$I_\phi^{исп.i}$ – интегральный финансовый показатель i -ого варианта разработки ($i=p$ -для текущего проекта; $i=a$ -для аналога).

Отсюда получим для трёх вариантов проекта показатели эффективности разработки:

$$I_{финр}^p \text{ текущий проект} = \frac{4,9}{0,24} = 20,42;$$

$$I_{финр}^{a1} = \frac{4,55}{1} = 4,55;$$

$$I_{финр}^{a2} = \frac{3,95}{0,39} = 10,13.$$

Среднее значение интегрального показателя эффективности каждого варианта НИР сравнивалось с средним значением интегрального показателя эффективности

текущего проекта с целью определения сравнительной эффективности проектов. Данные по сравнительной эффективности разработок сведены в таблицу 32.

Таблица 32 – Сравнительные эффективности разработок.

№ п/п	Показатели	Текущий проект	Аналог.1	Аналог.2
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,24	1	0,39
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,9	4,55	3,95
3	Интегральный показатель эффективности	20,42	4,55	10,13
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1	0,503	0,721

Сравнения значений интегральных показателей позволило выявить ряд закономерностей.

Текущий проект является наиболее дешёвой разработкой НИ в финансовом отношении, при сравнительно одинаковых показателях ресурсоэффективности во всех трёх вариантах. Однако из-за своих наиболее прогрессивных технических характеристик, таких как КПД, высокое передаточное отношение в одной ступени, наибольший срок безотказной работы позволило текущему проекту значительно выиграть в интегральном показателе эффективности текущей разработки по сравнению с остальными аналогами НТИ.

Сравнение среднего интегрального показателя сопоставляемых вариантов позволило сделать вывод о том, что наиболее финансовым и ресурсным эффективным вариантом является текущий проект по сравнению с конкурентами.

4.17 ВЫВОДЫ 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 так же построена диаграмма Ганта.

На основе полученного анализа данных, посчитаны разного рода затраты, зарплатные отчисления, определена бюджетная стоимость НИР. Бюджет проекта составил 439113,52 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 НТИ, можно рекомендовать разработку в производство.

Разработка обладает потенциалом ко внедрению на рынок и перспективами к снижению себестоимости, что делает ее основным конкурентом наиболее популярных аналогов на сегодняшний день.

Изделия, полученные по разработанной технологии, будут востребованными на внешнем рынке, что приведет к развитию новых технологий у конкурентов.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА

«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа		ФИО	
4АМ0К		Завьялов Фёдор Дмитриевич	
Школа	Инженерная школа новых производственных технологий	Отделение (НОЦ)	Отделение машиностроения
Уровень образования	магистратура	Направление/специальность	15.04.01 Технологии космического материаловедения

Тема ВКР:

Анализ контактных напряжений в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

Введение

- Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика) и области его применения.
- Описание рабочей зоны (рабочего места) при разработке проектного решения.

Объект исследования: циклоидальный профиль в передачи с ПТК и свободной обоймой

Область применения: Машиностроение.

Рабочая зона: офис/кабинет.

Размеры помещения: 5050*5600 мм.

Количество и наименование оборудования рабочей зоны:

-Компьютер;

-Жидкокристаллический дисплей;

-Рабочий стол и офисное кресло;

-Периферийное оборудование (принтер для печати документации).

Рабочие процессы, связанные с объектом исследования, осуществляющиеся в рабочей зоне:

сбор информации, её обработка, проведение расчётов.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

1.Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 27.12.2018)
2.ГОСТ Р 50923-96 Дисплей. Рабочее место оператора. Общие эргономические требования и требования к производственной среде. Методы измерения.

при разработке проектного решения: – специальные (характерные при проектировании объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	3.СП2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда». 4. РД 153-34.0-03.298-2001 «Типовая инструкция по охране труда для пользователей персональными электронно-вычислительными машинами (ПЭВМ) в электроэнергетике».
2. Производственная безопасность при разработке проектного решения: – Анализ выявленных вредных и опасных производственных факторов – Расчет уровня опасного или вредного производственного фактора: 1. Производится расчёт уровня шума. 2. Производится расчёт общего равномерного искусственного освещения горизонтальной рабочей поверхности рабочего места оператора.	Опасные производственные факторы: 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. Вредные производственные факторы: 1.Отсутствие или недостаток необходимого искусственного освещения. 2. Физические факторы, связанные с аномальными микроклиматическими параметрами воздушной среды на местонахождении работающего. 3.Нервно-психические перегрузки: -умственное перенапряжение, в том числе вызванное информационной нагрузкой; - перенапряжение анализаторов, в том числе вызванное информационной нагрузкой; - монотонность труда, вызывающая монотонию; 4. Длительное сосредоточенное наблюдение: - психофизиологические факторы: 1) напряжение зрения; 2) напряжение внимания; 3) интеллектуальные нагрузки; 4) эмоциональные нагрузки; 5) длительные статические нагрузки; 6) большой объем информации обрабатываемой в единицу времени. 5. Физические факторы, связанные с акустическими колебаниями в производственной среде и характеризующиеся: повышенным уровнем и другими неблагоприятными характеристиками шума. Требуемые средства коллективной и индивидуальной защиты от выявленных факторов: -наличие защитного заземления и зануления; -система приточно-вытяжной вентиляции и система отопления;

	-защитные очки и защитный экранный фильтр класса "полная защита" от оптического излучения дисплеев; - специальные салфетки для поверхности экрана от прямой и отраженной блескостности; -звукоизолирующие и звукопоглощающие устройства от повышенного уровня шума (беруши и гарнитуры с наушниками); -знаки безопасности (плакат «компьютер и безопасность», «охрана труда») Расчет: расчет системы искусственного освещения.
3. Экологическая безопасность <u>при разработке проектного решения</u>	Воздействие на селитебную зону: Кабинет с ПЭВМ и ВДТ находится в здании учебного корпуса вне промышленной зоны и не несет вреда селитебной зоне. Воздействие на литосферу: Загрязнение почвы тяжелыми металлами (кадмий, хром, ртуть, свинец, никель, медь, цинк). Воздействие на атмосферу: Возможны выбросы вредных и опасных веществ из вентиляционных систем: Снижается концентрация кислорода в воздухе, количество озона, наоборот, увеличивается. Озон является сильным окислителем.
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях <u>при разработке проектного решения</u>	Возможные ЧС: Природное ЧС – мороз; Техногенная ЧС – пожар; _____ Наиболее типичная ЧС: пожар
Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Антоневич Ольга Александровна	к.б.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ0К	Завьялов Фёдор Дмитриевич		

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 в сравнении с методами и условиями применения классических зубчатых передач.

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, так же периферийное оборудование (принтер для печати документации). Работа представляет собой сбор информации, её обработка, проведение расчётов. А также составление рекомендаций, на основе полученных данных. Полученные результаты эксперимента обрабатывались на ПЭВМ.1.

5. ПРАВОВЫЕ И ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ

5.1 ПРАВОВЫЕ НОРМЫ ТРУДОВОГО ЗАКОНОДАТЕЛЬСТВА

Во время исследования циклоидального профиля передачи с ПТК в данном разделе проекта был использован наиболее характерный при проектировании правовых норм трудового законодательства источник [1].

Нормальная продолжительность рабочего времени не может превышать 40 часов в неделю.

В соответствии с настоящим Кодексом при проектировании был принят

нормальный режим рабочего времени.

5.1.2 Эргономические требования к правильному расположению и компоновке рабочей зоны

Меры по охране труда при работе с персональным компьютером должны носить комплексный характер и включать в себя полный спектр работ, направленных на ликвидацию источников вреда.

В данном разделе дипломного проекта рассматриваются вопросы организации рабочего места и определяется расположение оператора в помещении, для оптимизации условий труда пользователя ПЭВМ.

При проектировании и компоновке рабочей зоны были использованы источники[2,3,4].

К размещению оборудования, оргтехнике, помещению, где работает оператор, предъявляются требования по рациональной организации рабочего места [4]:

Дисплей в зависимости от размеров алфавитно-цифровых знаков должен находиться от глаз пользователя на оптимальном расстоянии 60-70 см, но не ближе 50 см.

Высота рабочей поверхности стола должна быть в пределах 68-85 см; оптимальная высота рабочей поверхности стола – 72,5 см.

Модульными размерами рабочей поверхности стола для ПК являются: длина – 80÷120 см, ширина – 80÷100 см.

Рабочий стол должен иметь пространство для ног высотой не менее 70 см, шириной не менее 50 см, глубиной на уровне колен не менее 45 см и на уровне вытянутых ног не менее 65 см.

ПЭВМ следует располагать на расстоянии не менее 1,5 м от отопительных приборов и исключить попадание прямых солнечных лучей на его составные части.

5.2 ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ

Анализ факторов производственной среды и рабочего процесса оператора ПЭВМ представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Возможные опасные и вредные производственные факторы на рабочем месте оператора при выполнении НИР

№	Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Нормативные документы
1	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; ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты;
2	Производственные факторы, связанные с отсутствием или недостатком необходимого искусственного освещения;	СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*; СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещённому освещению жилых и общественных зданий;
3	Производственные факторы, связанные с аномальными микроклиматическими параметрами воздушной среды на местонахождении работающего.	СП 60.13330.2020 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха; СНиП 41-01-2003 (с Поправкой)
4	Производственные факторы, обладающие свойствами психофизиологического воздействия на организм человека: - умственное перенапряжение, в том	МР 2.2.9.2311 – 07 «Профилактика стрессового состояния

	числе вызванное информационной нагрузкой: - перенапряжение анализаторов, в том числе вызванное информационной нагрузкой;- монотонность труда, вызывающая монотонию;	работников при различных видах профессиональной деятельности».
5	Длительное сосредоточенное наблюдение: - психофизиологические факторы: 1) напряжение зрения; 2) напряжение внимания; 3) интеллектуальные нагрузки; 4) эмоциональные нагрузки; 5) длительные статические нагрузки; 6) большой объем информации обрабатываемой в единицу времени.	
6	Производственные 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; СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003;

5.2.1 ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ФАКТОРЫ, СВЯЗАННЫЕ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ТОКОМ, ВЫЗЫВАЕМЫМ РАЗНИЦЕЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПОТЕНЦИАЛОВ, ПОД ДЕЙСТВИЕ КОТОРОГО ПОПАДАЕТ РАБОТАЮЩИЙ

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. [5].

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. [6].

5.2.2 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.

Освещенность на поверхности стола в зоне размещения рабочего документа должна быть 300-500 лк. Освещение не должно создавать бликов на поверхности экрана. Освещенность поверхности экрана не должна быть более 300 лк согласно источнику [8].

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 $A = 5,6$ м, ширина $B = 5,05$ м, высота $H = 3,5$ м. Высота рабочей поверхности $h_{rp} = 1$ м.

Требуется создать освещенность $E_n = 300$ лк

Коэффициент отражения стен $R_c = 50$ %, потолка $R_n = 70$ %.

Коэффициент запаса $K_z = 1,5$, коэффициент неравномерности $Z = 1,1$.

Рассчитываем систему общего люминесцентного освещения.

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

Этот светильник имеет две лампы мощностью 40 Вт каждая, длина светильника равна 1227 мм, ширина - 265 мм, $\lambda = 1,1$. Приняв $h_c = 0,4$ м, получаем $h = 3,5 - 0,4 - 0,8 = 2,3$ м; $L = 1,1 \cdot 2,3 = 2,5$ м; $L/3 = 0,8$ м.

Размещаем светильники в 2 ряда. В каждом ряду можно установить 3 светильника при этом разрывы между светильниками в ряду составят 70 см.

Учитывая, что в каждом светильнике установлено 2 лампы, общее число ламп в помещении $N_{\lambda} = 12$.

Находим индекс помещения:

$$i = \frac{S}{h \cdot (A+B)} = 1,15;$$

Коэффициент использования светового потока: $\eta = 0,47$.

Определяем потребный световой поток ламп в каждом из рядов:

$$\Phi_p = \frac{E_n \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{N_{\lambda} \cdot \eta} = 2482,02 \text{ лм};$$

Проверка полученных значений:

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

Таким образом: $-10\% \leq 11,35\% \leq +20\%$, необходимый световой поток светильника не выходит за пределы требуемого диапазона.

Условие выполнено.

Электрическая мощность всей осветительной системы:

$$P = N_{\lambda} \cdot p_{\lambda} = 480 \text{ Вт}.$$

План расположения светильников представлен на рисунке 3.

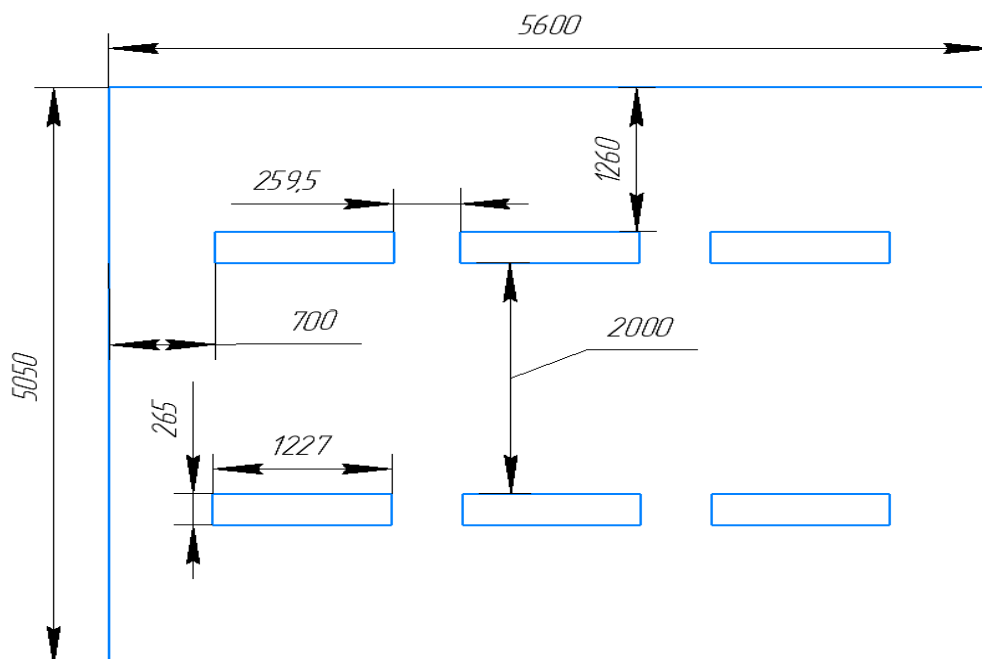


Рис. 3 – План и размещение светильников с люминесцентными лампами

Вывод по расчету:

Нормируемая минимальная освещённость рабочей зоны на поверхности стола соответствует норме освещенности 300 лк.

Расчётный световой поток ламп в каждом из рядов обеспечивает освещение помещения площадью 28 м^2 и находится в пределах требуемых значений $\Phi_{\text{лд}} = 2300 \text{ лм.} \leq \Phi_{\text{р}} = 2482,02 \text{ лм.}$;

Схема размещения светильников соответствует гигиеническим требованиям к искусственному освещению помещения рабочей зоны оператора.

5.2.3 ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ 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) [9] и ГОСТ 12.1.005-88[11].

Метеорологические условия в производственных условиях определяются следующими параметрами: температура воздуха t , °С; относительная влажность воздуха ϕ , %; скорость движения воздуха на рабочем месте v , м/с.

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 (Таблица 2 – Параметры микроклимата).

Таблица 2 – Допустимые значение параметров микроклимата

Период года	Категория работы	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	лёгкая	21 - 23	40 - 75	< 0.1
Теплый	лёгкая	22 - 24	40 - 75	< 0.2

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.

5.2.4 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» [11].

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.

5.2.5 ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ФАКТОРЫ, СВЯЗАННЫЕ С АКУСТИЧЕСКИМИ КОЛЕБАНИЯМИ В ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ СРЕДЕ И ХАРАКТЕРИЗУЕМЫЕ: 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. [12].

Допустимый уровень постоянного шума на рабочих местах операторов ПЭВМ ограничен ГОСТ 12.1.003-2014[13] и СП 51.13330.2011 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 согласно источника [14].

При значениях выше допустимого уровня необходимо предусмотреть СКЗ и СИЗ.

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 и вибрацию 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.

Средства индивидуальной защиты (СИЗ):

- применение спецодежды, спецобуви и защитных средств органов слуха: гарнитуры с наушниками, беруши, антифоны.

5.3. ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ

5.3.1 ВОЗДЕЙСТВИЕ НА СЕЛИТЕБНУЮ ЗОНУ

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

5.3.2 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. 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 и в тонерах для печати. Параметры вредности веществ сведены в таблицу 3:

Таблица 3 – 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.

5.3.3 ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ГИДРОСФЕРУ

От загрязняющих веществ, представленных в таблице 3 страдает также гидросфера, так как из почвы загрязнители попадают в грунтовые воды.

Загрязнители почвы, попадая вместе с пищей в организм животных и людей, наносят вред их здоровью. Многие из них повреждают органы или вызывают расстройство функций организма, способствуют развитию онкологических заболеваний, негативно влияют на репродукцию или изменяют структуру генов.

Впоследствии токсичные поллютанты нарушают рост растений или препятствуют их распространению на определенной территории, не давая пустить корни. Поэтому образующиеся загрязнители должны правильно утилизироваться на переработку.

5.3.4 ВОЗДЕЙСТВИЕ НА АТМОСФЕРУ:

В результате работы с периферийным оборудованием возможны выбросы вредных и опасных веществ из вентиляционных систем.

Снижается концентрация кислорода в воздухе, количество озона, наоборот, увеличивается. Озон является сильным окислителем. Параметры вредности озона представлены в таблице 4:

Таблица 4 – Показатели вредности веществ по СанПиН 1.2.3685-21

Вещество	Класс опасности	ПДК _{мр} , мг/м ³	ПДК _{сс} , мг/м ³
озон	I	0,16	0,04

По результатам замеров в кабинете показания замеров ПДК загрязняющих веществ в атмосферном воздухе не превышают допустимых пределов.

Для оказания наименьшего влияния на окружающую среду, необходимо проводить специальную процедуру утилизации ПЭВМ и оргтехники, при которой более 90% отправится на вторичную переработку и менее 10% будут отправлены на свалки. При этом она должна соответствовать процедуре утилизации ГОСТ Р 53692-2009 Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Этапы технологического цикла отходов [16]. В ходе деятельности оператор ПЭВМ также создает бытовой мусор (канцелярские, пищевые отходы, искусственные источники освещения), который должен быть собран и утилизирован в соответствии с определенным классом опасности или переработан, чтобы не оказывать негативное влияние на состояние литосферы.

Утилизация картриджей происходит следующим образом:

Крупными компаниями-производителями предлагается утилизация картриджей бесплатно. Оптовым покупателям предоставляется специальная тара для хранения отработанных изделий. При ее полном заполнении производится сбор и дальнейшая утилизация.

Отработанное оборудование также может сдаваться в специализированные сервисные центры, где выдается, при необходимости, соответствующая документация об утилизации. Еще сбором вышедших из употребления картриджей могут заниматься организации-поставщики оргтехники и специализированные компании, производящие уничтожение опасных отходов.

Сейчас утилизация б/у картриджей проводится несколькими способами.

Наиболее распространенный – переработка с последующим использованием для новых изделий. Многие компании-производители собранные отработанные изделия передают дочерним перерабатывающим организациям. Они проводят чистку, необходимый ремонт, замену изношенных деталей, заправку. Готовые для вторичного использования картриджи предлагаются покупателям под другим брендом.

Другой способ – разложение. Он делится на механическую и термическую

составляющую. Отработанное изделие разбирается в производственных условиях на комплектующие, которые далее сортируются и утилизируются частями. Инновационные технологии позволяют делать это с высокой эффективностью и минимальным вредом для окружающей среды.

Так, остатки тонера подвергаются термическому воздействию (при температуре 1000 °С). Такая высокая температура обеспечивает полное разложение исходных вредных веществ с образованием новых нетоксичных. Пластиковые части гранулируются (механически дробятся), а далее переплавляются, и используется далее в качестве вторсырья.

Утилизация отработанных картриджей - это значительный вклад в экологическую чистоту окружающей среды.

Утилизация люминесцентных ламп происходит следующим образом:

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.

Утилизация макулатуры происходит следующим образом:

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. Собирать 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.

5.4 БЕЗОПАСНОСТЬ В ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЯХ

Производственное помещение находится в городе Томск с резко-континентальным климатом. Природные явления (наводнения, засухи, ураганы и т.д.) в данном городе отсутствуют. Возможными ЧС могут быть: природного характера – сильные морозы.

Критически низкие температуры могут привести к авариям систем теплоснабжения и жизнеобеспечения, приостановке работы, обморожениям и даже жертвам среди населения. В случае заморозки труб в помещении предусмотрены запасные электрообогреватели. Электропитание для обогревателей обеспечивает генератор. Данное оборудование хранится на складе и их техническое состояние постоянно проверяется.

При проведении исследования в аудитории также возможно возникновение следующего вида возможного ЧС: техногенная ЧС – пожар.

Анализ наиболее типичного ЧС, которое может возникнуть в аудитории при проведении исследований показал, что пожар может быть вследствие несоблюдения правил техники пожарной безопасности.

Источник возникновения пожара, также может быть в результате неполадок электрического оборудования (ПЭВМ, дисплей, не исправные электро-удлинители и принтер).

При возникновении пожара необходимо незамедлительно обратиться в службу спасения. Затем оповестить персонал о возникновении пожара нажатием на

кнопку сигнализации. 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 [16].

5.5 ПРАВОВЫЕ И ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ

1. Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 27.12.2018).

2. ГОСТ Р 50923-96 Дисплей. Рабочее место оператора. Общие эргономические требования и требования к производственной среде. Методы измерения.

3. СП2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда».

4. РД 153-34.0-03.298-2001 «Типовая инструкция по охране труда для пользователей персональными электронно- вычислительными машинами (ПЭВМ) в электроэнергетике».

5. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов.

6. ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.

7. СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*.

8. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические требования к естественному,

искусственному и совмещённому освещению жилых и общественных зданий;

9. СП 60.13330.2020 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП 41-01-2003 (с Поправкой).

10. ГОСТ 12.1.005-88 (с Поправкой).

11. МР 2.2.9.2311-07 «Профилактика стрессового состояния работников при различных видах профессиональной деятельности».

12. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003.

13. ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.

14. ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация.

15. ГОСТ Р 53692-2009 Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Этапы технологического цикла отходов.

16. Федеральный закон от 22.07.2008 N 123-ФЗ (ред. от 30.04.2021) «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности».

Список используемых интернет-источников:

17. Категория помещения по электробезопасности согласно ПУЭ:
<https://docs.cntd.ru/document/1200030216;>

18. Группа персонала по электробезопасности согласно Правил по охране труда при эксплуатации электроустановок:
<https://docs.cntd.ru/document/573264184;>

19. Категория тяжести труда по СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания»:
<https://docs.cntd.ru/document/573500115;>

20. Категория объекта, оказывающего значительное негативное воздействие на окружающую среду:
<https://docs.cntd.ru/document/573292854.>

5.6 ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО РАЗДЕЛУ «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Значение всех производственных факторов на изучаемом рабочем месте соответствует нормам, которые также были продемонстрированы в данном разделе, за исключением фактора, обладающего свойствами психофизиологического воздействия на организм человека. Для минимизации влияния данного фактора на организм человека, достаточно соблюдать меры, приведенные в МР 2.2.9.2311 – 07 «Профилактика стрессового состояния работников при различных видах профессиональной деятельности [11].

Категория помещения по электробезопасности согласно ПУЭ соответствует первому классу – «помещения без повышенной опасности» [17].

Согласно правилам по охране труда при эксплуатации электроустановок персонал должен обладать I группой допуска по электробезопасности.

Присвоение группы I по электробезопасности производится путем проведения инструктажа, который должен завершаться проверкой знаний в форме устного опроса и (при необходимости) проверкой приобретенных навыков безопасных способов работы или оказания первой помощи при поражении электрическим током [18].

Категория тяжести труда в лаборатории по СанПиН 1.2.3685-21 "Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания" относится к категории Ib (работы, производимые сидя, стоя или связанные с ходьбой и сопровождающиеся физическим напряжением) [19].

При анализе учебной аудитории, в которой выполнялись работы по исследованию контактных напряжений в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой, было выявлено, что микроклимат в помещении соответствует нормам в теплое и холодное время года.

В холодное время применяется водяное отопление, в теплый период – искусственная вентиляция. Значение светового потока составляет 2482 лм, что соответствует нормам. Также нормам соответствует уровень шума в помещении, который не превышает 75дБ.

Были выявлены факторы производственной безопасности: повышенная недостаточная освещенность рабочего места, пониженная влажность воздуха и др.

Помещение, в котором осуществляется процесс исследований и проектирования, по взрывопожарной и пожарной опасности относится к категории Д: негорючие вещества и материалы находятся в холодном состоянии.

Все электронные приборы подключены к сети питания, имеющей защитное заземление.

Разработаны методы утилизации производственных отходов, которые подвергаются утилизации в специальных контейнерах перерабатывающих компаний.

Используемое помещение учебного корпуса соответствует установленным нормам ГОСТов и СНиПов.

Рассмотренный объект, оказывающий незначительное негативное воздействие на окружающую среду, относится к объектам IV категории [20].

Заключение (выводы)

В заключении можно отметить, что в результате проведённых исследований магистерской диссертации, поставленные цели достигнуты полностью, доказана эффективность применения передач в силовых механизмах общего машиностроения и в оборудовании нефтяной, нефтеперерабатывающей промышленности и строительной техники.

Применение прогрессивных технологий CAD-CAM системы программного продукта НИ ТПУ и программных продуктов Microsoft Office помогли достигнуть высоких результатов исследования за короткий период времени, снижая время на получение и обработку результатов проделанной работы.

Данное исследование может быть применено в машиностроительных производствах, при проектировании спецтехники строительной отрасли, колёсных редукторах автомобильного и тракторного машиностроения. Так же исследования будут полезны при проектировании компактных приводов трубопроводной арматуры на опасных производственных объектах нефтяной и нефтеперерабатывающих отраслей промышленности, где требуется создавать крутящие моменты выходного звена привода свыше 1000 Нм при минимальных масса-габаритных характеристиках в стеснённых условиях работы узлов.

Передачи ПТКСО обладают большим запасом прочности, минимальными габаритами и при применении специальных марок материалов с повышенными прочностными характеристиками циклоидальные профили в передачах с ПТК имеют большой потенциал для проведения дальнейших исследований в научной сфере и сфере практического применения силовых тяжелонагруженных механизмов.

Повышение надёжности и долговечности продукции поможет машиностроительным производствам быть конкурентоспособными в различных областях на производственном экономическом рынке.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» был произведен сравнительный анализ ресурсоэффективности передач с ПТК и нагруженным сепаратором и передачи с ПТКСО.

Так как в передачах ПТКСО уменьшается трение в зацеплении по сравнению с силовыми механизмами с нагруженным сепаратором, то срок службы таких

механизмов будет увеличен в сравнении с уже существующими на производственном рынке.

Исследования сил, деформаций и контактных напряжений в зацеплении передач ПТКСО поможет проектировать эти передачи с сравнительно малыми габаритными размерами корпусов при создании больших значений усилий в зацеплении. Снижение трения в передаче способствует увеличению КПД механизмов за счёт снижения затраченной мощности в каждой ступени силовой передачи. Произведен SWOT анализ, составлен план проекта, контрольные события, и рассчитан общий бюджет научного исследования.

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

Список публикаций студента

Завьялов Ф. Д. Обзор методик определения деформаций звеньев передач с промежуточными телами качения / Ф. Д. Завьялов, Е. А. Ефременков // Современные проблемы машиностроения : сборник трудов XIV Международной научно-технической конференции, г. Томск, 25-30 октября 2021 г. — Томск : Томский политехнический университет, 2021. — [С. 24-25].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ермак В. Н. Теория машин и механизмов (краткий курс) [Текст] / В. Н. Ермак, Н. П. Курышкин. – Кемерово: Куз ГТУ, 2011. – 194с.
2. А. Ф. Крайнев. Словарь-справочник по механизмам [Текст] / А. Ф. Крайнев. – Москва: Машиностроение, 1987. – 560с.
3. Горовенко Л.А. Математические методы компьютерного моделирования физических процессов: учебное пособие [Текст] / Л.А. Горовенко. – Армавир: РИО АГПУ, 2016. – 104 с.
4. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. – Ленинград: Изд-во Машгиз, 1957. – 259 с.
5. 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.
6. Клеников С.С. Расчет геометрии волнового зацепления с циклоидальной формой и 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.
7. 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.
8. 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.
9. Балденко Ф.Д. Перспективные применения циклоидального зацепления в нефтегазовой отрасли [Текст] / Территория нефтегаз. – 2014. - № 6. – С. 16-17.
10. А.Л. Филипенков Анализ геометрии и нагрузочной способности ЭЦ – зацепления [Текст] / Вестник машиностроения. – 2016. – №6. – С. 7-13.

11. Щербаков Н.Р. Математическое и компьютерное моделирование динамического состояния передачи движения [Текст]: дис.....канд. физ. мат. наук: защищена 25.07.07 утв. 16.02.09/–Томск, 2009. – 213с.

12. Становской В.В. Новый вид зацепления колес с криволинейными зубьями / Становской 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.

13. 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. – №12(182). – С. 117-120.

14. Технология Маркет [Электронный ресурс] / ЗАО «Технология маркет». – Сайт компании. -Томск, 2018. – Режим доступа: <http://ec-gearing.com/>, свободный (дата обращения: 13.08.2018).

15. 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 редуктстроения: сб. докл. научно-тех. конф. / ИжГТУ. – Ижевск, 2017. – С. 15–19.

16. Леонтьев М.Ю. Обзор достоинств и недостатков эксцентриково-циклоидального зацепления / Леонтьев М.Ю., Раевский В.А., Смоловик А.Е. // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. – 2016. - №7(5). – С. 54-57.

17. Аксенов, В.В. Обоснование потребности проведения научных исследований в области модернизации трансмиссии геохода / В.В. Аксенов, Г.М. Дубов, Д.С. Трухманов, В.Е. Ашихмин, А.А. Чегошев // Перспективы

инновационного развития угольных регионов России: Сборник трудов VI Международной научно-практической конференции. – Прокопьевск: изд-во филиала КузГТУ в г. Прокопьевске, 2018. – С. 298-302.

18. Трухманов, Д.С. Обоснование актуальности использования в трансмиссии геохода эксцентриково-циклоидального зацепления / Д.С. Трухманов, В.В. Аксенов, Г.М. Дубов // Инновационные технологии в машиностроении: сборник трудов IX

Международной научно-практической конференции. – Томск: Изд-во ТПУ, 2018. – С. 248-253.

19. Пат. 2354870 Российская Федерация, МПК51 F16H 1/10. Торцевая зубчатая передача с внутренним зацеплением [Текст] / Тупицын 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; Бюл. 13. – 4с.

20. Дубов Г.М. Обоснование необходимости создания трансмиссии геохода с зубчатой передачей / Г.М. Дубов, М.С. Данилов, Д.С. Трухманов // Горное оборудование и электромеханика / Кемерово: Издательский центр УИП КузГТУ, 2018. - №4(138). – С. 19-26.

21. 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.

22. 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.

23. Политехнический словарь-справочник [Электронный ресурс] / Политехнический словарь-справочник инженера Алексеева 2012-2018. - Режим доступа: <http://s0alex.ru/abc10m31.html>, свободный (дата обращения: 30.07.2018).

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

25. 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).

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

27. Ф.Л. Литвин. Теория зубчатых зацеплений [Текст]. 2 изд. / Ф.Л. Литвин. –

Москва: Наука, 1968. – 584с.

28. Тупицын А.А. Альтернативный вид зубчатого зацепления: свойства и характеристики [Текст] /Тупицын А.А., Ревенский А.А. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. - 2010. - №4. - С. 84-91.

29. Л.Д. Антонова. Исследование влияния коэффициента перекрытия торцово-зубчатой передачи на заострение зубьев колес [Текст] / Л.Д. Антонова, П.В. Прыгунов // Решетневские чтения. – 2010. – №14. – С. 211-212.

30. Е. А. Милованова. Применение идеи "Передачи Нечаева" при разработке компоновочной схемы тягового привода локомотива с параллельными потоками мощности [Текст] / Е. А. Милованова, А. А. Милованов, А. И. Милованов // Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации. –2012. – №3(11). – С. 78–82.

31. 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. – Красноярск, 2004. – 1

32. Golius D.A. Cycloids and their application in the design of machine parts and their mechanisms / Goli-us D.A., Gorovenko L.A. // International student scientific Bulletin. – 2017. – № 4-7. – pp. 1037-1040.

33. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: дис. канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.

34. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида //Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. – № 1. – С. 131–135.

35. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.

36. Е.А. Ефременков, С.Н. Сорокова, Е.Е. Кобза . Особенности проектирования двухполюсной передачи с промежуточными телами качения/ Томский политехнический университет E-mail: ephrea@mail.ru

37. Ефременков Е.А., Ан И-Кан. Определениерадиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера-Савари /Вестник

машиностроения. - 2010. - № 10. - С. 47-50.

38. П.В. Гордин, Е.М. Росляков, В.И. Эвелеков. Детали машин и основы конструирования: Учебное пособие. СПб.: СЗТУ, 2006. – 186с

39. А. Е. Беляев. Механические роликовые передачи. Новоуральск: 1994.-120с.

40. В.С. Янгулов, А.Е. Беляев / Элементы расчёта жёсткости волновой передачи с промежуточными телами качения/ / Томский политехнический университет.

41. М. Е. Лустенков. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография / Могилев: Белорус.- Рос. ун-т, 2010. – 274 с.

42. Mirko Blagojevic, Nenad Marjanovic, Zorica Djordjevic, Blaza Stojanovic, Vesna Marjanovic, Rodoljub Vujanac, Aleksandar Disic. Numerička i eksperimentalna analiza stanja naprezanja ciklozupčanika /Technical Gazette 21, 2(2014), 377-382.

43. Н.А. Гаврикова, И.Г. Видяев, Г.Н. Серикова, Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 73 с.

44. И.Г. Видяев, Г.Н. Серикова, Н.А. Гаврикова Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. - 36 с.

Список интернетисточников:

45. https://ru.wikipedia.org/wiki/Формулы_Герца.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Раздел на иностранном языке «Determination of contact stresses of gears »

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ0К	Завьялов Фёдор Дмитриевич		

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
Доцент (ОИЯ, ШБИП)	Сыскина А.А.	к.ф.н.		

1. Analysis of contact stresses in cycloidal gears

Before considering the methods for determining contact stresses in cycloidal gears, we will give general information about the cycloid.

1.1 Cycloidal curves

Definition of cycloids - (cycloid, epicycloid, hypocycloid, trochoid, astroid) are used in engineering to build profiles: teeth, gears, outlines of many types of eccentrics, fists, as well as machine parts that simultaneously perform uniform rotational and translational movements [3, 5, 6, 7].

An epicycloid (see Fig. 1) is a curve (k_A , k_B , k_C) describing a point (A, B, C) rigidly connected to a circle 2 with radius r , which rolls from the outside of the guiding circle 1 with radius r_1 [5].

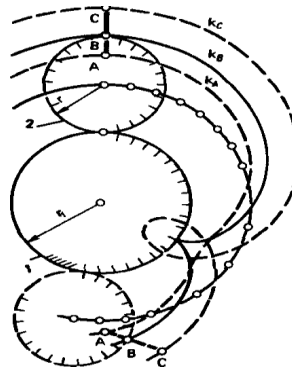


Fig. 1. Epicycloid: 1 – guiding circle; 2 – producing circle;

A, B, C – points rigidly connected to the generating circle; k_A – shortened epicycloid; k_B – ordinary epicycloid; k_C – elongated epicycloid

A hypocycloid is a curve describing a point rigidly connected to the generating circle, which rolls without sliding inside the guiding circle (see Fig. 2) [6].

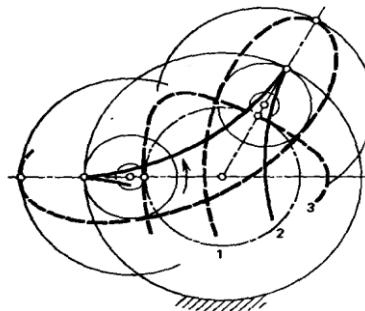


Fig. 2. Hypocycloid: 1 – elongated hypocycloid; 2 – ordinary hypocycloid; 3 – shortened hypocycloid

According to the source [7], only shortened cycloids are used when profiling teeth, since self-intersections and sharpening of contours are characteristic of ordinary and elongated cycloids.

With external engagement, the head of the tooth is outlined by an epicycloid, and the leg of the tooth is a hypocycloid. With internal engagement, the opposite is true.

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

Advantages of cycloidal gearing:

- lower sliding speed of profiles and absence of transition sections, which means smoother and noiseless operation [6, 7];
- higher efficiency (about 95%) [6];
- the overlap coefficient is greater than 2 [6, 7];
- no pruning of the tooth stem [6];
- wide range of geometric parameters adjustment [7];
- the possibility of obtaining a profile with any number of teeth (as opposed to an involute one) [6];
- maintains high efficiency even with less precise manufacturing [7].

According to the data given in [6], the most significant disadvantage of cycloidal gearing is the complexity of tool manufacturing and, as a consequence, its high price, since the profile of the cycloidal rail is two cycloids, and not a straight one, as in involute gearing.

Cycloidal gearing is widely used, for example, in the oil and gas industry, in such mechanisms as [7-9]:

- working bodies (RO) of rotary hydraulic machines, compressors and internal combustion engines;
- gear wheels;
- profiles of directional wells (as energy-saving profiles with minimal effort when lifting the drill string or conjugate curves, there are many interval profiles without breaking the curvature of the trajectory).

1.2 Cycloidal transfers

1.2.1 Pinion gears.

Gears have been used for a very long time. Iron and bronze wheels are mentioned in Aristotle's "Mechanical Problems" (4th century BC). However, later, in the Middle Ages, wooden wheels and, in particular, wooden handwheels were used (Fig. 3), and the latter were found in watermills as early as the 20th century AD. [42]

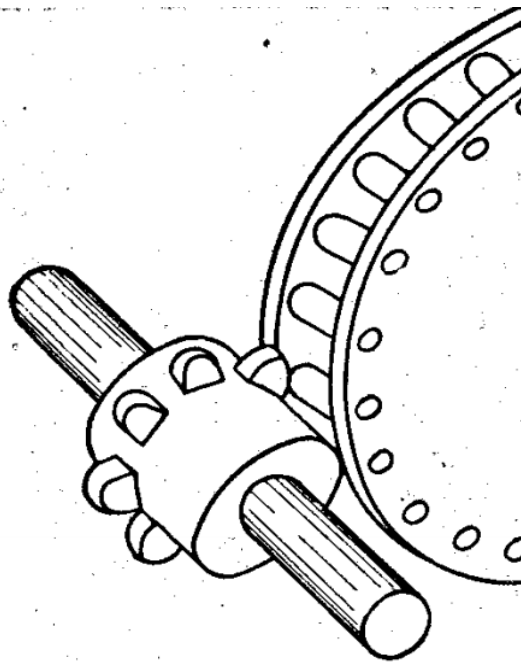


Fig. 3. Pinion transmission

Pinion engagement

One of the varieties of cycloidal engagement is the cingulate engagement (Fig. 4). In this engagement, the teeth of one wheel are replaced by cylinder pins inserted between discs fixed to the axle [6].

The handguards are simultaneously in contact with the tooth profiles of the other wheel. Thus, the centers of all the cusps are located on the corresponding 2 branches of elongated epicycloids or hypocycloids.

Although all the pins can be in simultaneous engagement, the load can be transmitted as much as possible by only half of their total number [9].

Advantages of the pinion engagement:

- smooth running and low noise compared to involute gearing [16];
- high resource and reliability due to the fact that the load on the cap is distributed over its entire surface [16];
- smaller dimensions with the same transmitted torque in comparison with the involute gearing [27];
- gear ratio from 6 to 190 [17];
- high kinematic accuracy [25].



Fig. 4. Pinion engagement

Disadvantages of the pinion engagement:

- sensitivity to changes in the axial distance [9];
- high cost [18];
- high requirements for manufacturing accuracy (when changing the position of the pin on the disk, the transmission performance also changes) [18];
- the complexity of the tooth shape of the initial contour of the tooth-cutting tool with the rolling method [9].

The main areas of application of the pinion gearing: in clockwork mechanisms, in gun turret aiming mechanisms, in lifting and transport mechanisms and in some types of planetary gearboxes, crawler propellers [27].

1.2.2 End gears

End gears have been known since 1961 and come in two main types [31]:

With intermediate bodies (ball (Fig. 5) or roller) – contains a set of engaging rolling bodies connected to the drive and driven shaft by washers. However, such gears are difficult to manufacture and require mandatory lubrication, which limits their use in open gears [31].

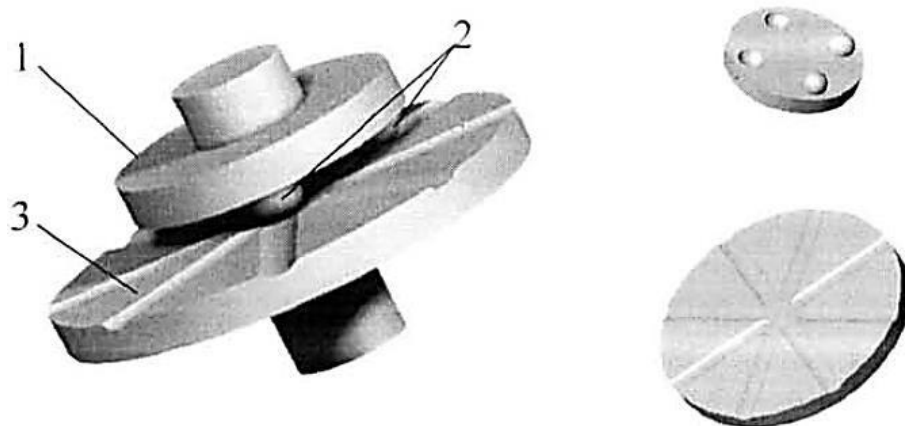


Fig. 5. End gear with ball intermediate bodies

Transfer of Nechaev

The transmission, developed by A.I. Nechaev in 1975 [24], consists of two gears interconnected by end teeth (Fig. 6). This gear is capable of operating in conditions in which the operation of involute gears is impossible [31]. The teeth of the driven gear are made with flat working surfaces, and the driving gear – with convex working surfaces, bounded by the curves of the family of "Pascal's snails".

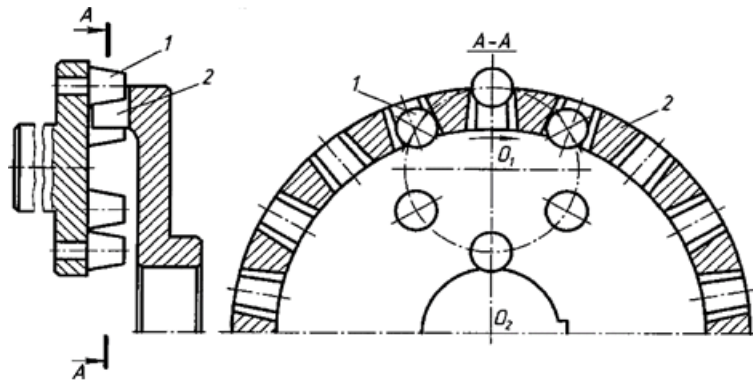


Fig. 6. Nechaev end gear: 1 - gear, 2 - gear wheel

The teeth of the first wheel have a profile bounded by a plane, and the teeth of the second wheel have a circular profile, that is, the shape of the tooth consists of a truncated cone, cylinder or barrel-shaped body [19].

The movement is transmitted along the surfaces of the teeth of the gear 1 and the wheel 2. Such engagement provides the possibility of uniform distribution of wear of working surfaces in the continuous process of transmission operation (without stopping for routine maintenance). The peculiarity of this transmission is that the structural fit for placing the tooth leg of the first wheel in the socket of its crown is assigned such that the sliding friction moment in the kinematic pair "gear tooth – wheel tooth" slightly (up to 5%) exceeds the rest friction moment opposite to it in the kinematic pair "tooth leg of the first wheel – socket in its the crown." In this case, during transmission operation, rolling without sliding is provided in the relative motion of the two wheels, in which the condition of uniform distribution of the wear intensity of their working surfaces is met. To reduce the coefficient of friction in the kinematic pair "the leg of the tooth of the first wheel – the socket in its crown", an intermediate layer of metal, for example, lead, is placed between the lateral

(working) surface of the tooth leg and the surface of the socket, whose own plasticity exceeds the plasticity of the material of the gear tooth and its crown. The creation of this layer acting as a solid "lubricant" on the side surface of the tooth stem is carried out, for example, by plasma spraying or electroplating [20].

Advantages:

- simplicity [8] and lower cost [20] of manufacturing compared to involute transmission;
- the same tool is used to cut the teeth of the gear and wheel [31];
- high bending and contact strength compared to involute transmission [20; 21];
- high gear ratio in one stage compared to the involute transmission [20];
- high degree of maintainability and interchangeability [20];
- the end arrangement of the teeth allows you to create more compact drives [31];
- with the same dimensions, the size of the teeth can be increased 2-2.5 times compared to the involute engagement, which reduces bending stresses [21].

Disadvantages:

- high accuracy during installation to preserve the linear contact of the profiles compared to the Novikov transmission, however, approximately the same as for the involute engagement [21];
- high sliding speed of profiles compared with involute engagement [20];
- lower overlap ratio (less smooth operation) [20];
- greater wear of profiles compared to the involute transmission [20].

To date, the following types of end gears are the most common: Nechaev transmission and pinion engagement. "Pascal's snails" is a plane algebraic curve of the 4th order [26] (Fig. 7), which is described by the equation:

$$(x^2+y^2+ax)^2=l^2(x^2+y^2),$$

where **a** – is the diameter of the original circle, **l** – is the distance by which the point is shifted along the radius-vector [26].

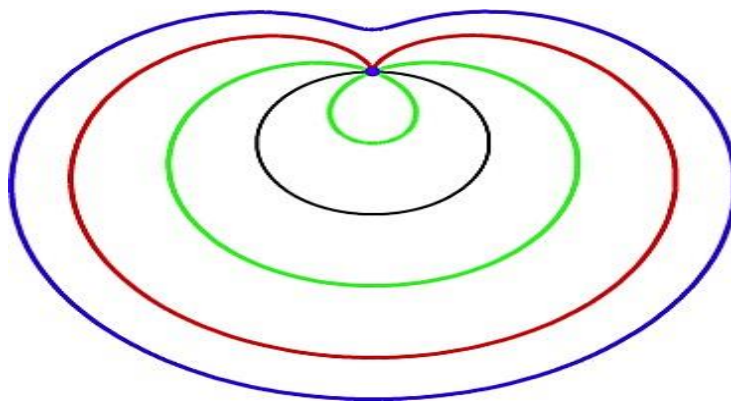


Fig. 7. «Pascal's Snail»

Due to the special shape of this curve, the overlap coefficient in this engagement is increased to two, which gives high smoothness and low noise. The engagement of the teeth is confirmed by the Euler-Savary theorem [24, 25], which states: the straight lines connecting the centers of curvature of the centroid and the corresponding centers of curvature of the conjugate profiles must intersect at one point with the line drawn through the point of contact of the centroid perpendicular to the profile normal [27].

The principle of operation of the transmission is as follows: when the drive wheel rotates (Fig. 8, a), its tooth engages with the tooth of the driven wheel (Fig. 8, b) and transmits rotational motion to it. Mutual rolling of the tooth profiles occurs along the entire height with a constant gear ratio, which reduces the likelihood of edge impacts when the teeth are re-mated. As a result, high smoothness of operation is achieved [24, 25].

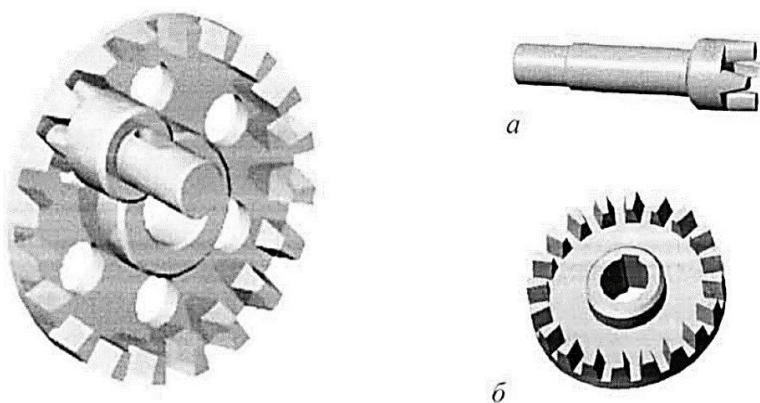


Fig. 8. Gear transmission with internal gearing of the end teeth and parallel axes of rotation of the wheels

a) driving gear, b) driven wheel

Advantages:

- increased load capacity compared to involute gearing by 1.6 times [28];

- contact voltages are 20-25% higher [48], and according to [8] - 1.5-2 times compared to involute gearing;
- the module is 2-2.5 times larger with the same dimensions, which reduces bending stresses by 3-4 times compared to involute engagement [28];
- the possibility of forming a transmission without cutting and sharpening with sufficient smoothness of engagement [29];
- overall dimensions and weight are 1.5-2.5 times less than those of involute gears [28].
- with a decrease in the dimensions and metal consumption of the Nechaev transmission, the gear ratio increases compared to involute transmissions [30];
- since the Nechaev transmission engagement line has the shape of a section of the outer loop of the "Pascal snail", a high overlap coefficient is provided [30].

Disadvantages:

- complex profiling of small gears (gears) compared to involute wheels [28];
- individual manufacture of gears, that is, the manufacture of new tools and accessories [28];
- difficult restoration of worn work surfaces [31] and low level of maintainability [30];
- low transmission efficiency (0.94-0.96) [28].

Applications of end gears:

End gears are most widely used in rotary mechanisms [19]. At the same time, the Nechaev transfer has found its application in devices for grinding materials, for example, in disintegrators, since this transfer is highly effective, especially when solving environmental problems and problems related to the replenishment of raw materials [29]. The paper [30] confirms the prospects of using the Nechaev transmission in the locomotive traction drive, including by increasing the reliability of the traction drive, its manufacturability during manufacture and maintenance, as well as reducing its dimensions.

1.2.3 End pin engagement

Gearing, where the profile of the teeth of one of the wheels is circular, is called a pinion (Fig. 9).

A circular profile allows you to make each tooth without much difficulty, for example, on a lathe. The profile of the interface surface must meet the requirements of the basic gearing theorem, the implementation of which can be provided by the running-in method, which is the most common method of manufacturing gears.

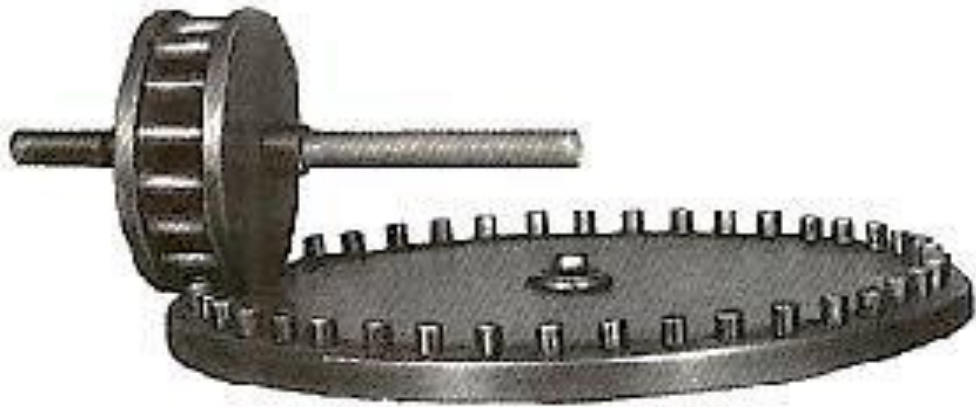


Fig.9. End cap engagement

In the Nechaev transmission, the convex surface contacts the plane, and in the end gear with a pinion engagement, the circular surface of the teeth 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 fix it on the axis with the possibility of rotation and get a pinion end gear. This solution has an advantage over conventional pinion gears, for example, smaller dimensions [22].

Design of the Czech pinion transmission

Cycloidal speed reducers (Fig. 11) belong to the mechanical power transmissions of the new generation. Their most important performance characteristics are:

- extremely wide range of possible gear ratios;
- quiet and reliable operation;
- low noise and vibration;
- exceptionally compact design;
- high efficiency;
- almost complete absence of side gaps.

Due to the fact that more than 60% of the elements of the cycloidal speed reducer transmitting the load are in constant contact, this type of power transmission can withstand

shock overloads, short – term even reach 500%. The listed characteristics of cycloidal speed reducers allowed them to be widely used, for example, in robotics, transport devices, technological equipment, food processing machines, mixers, satellites, etc.[32]

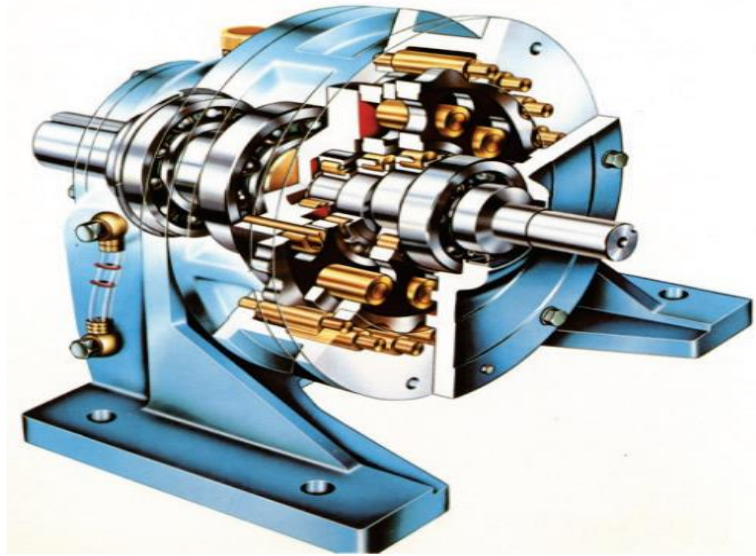


Fig.11. Single-stage cycloidal speed reducer.

1.2.4 Eccentric-cycloidal engagement

Gearing, the profiles of the gear teeth of which in the end sections are outlined by arcs of eccentrically displaced circles, and the teeth of the larger wheel in the same sections are outlined by sections of cycloidal curves, is called eccentric-cycloidal (EC) [10]. This type of engagement was developed in 2007 in the company CJSC "Technology Market" (Tomsk) [11].

However, in [10] it is stated that EC-gearing is not a new type of gearing, but is a technological variant of epicycloidal-pinion gearing, in which the pin is replaced by teeth whose profiles in the end sections are outlined by arcs of eccentrically displaced circles. It is also noted in [10] that the calculation of the geometry of the EC engagement coincides with the calculation of the geometric parameters of the cycloidal-tine engagement. It can be objected to these remarks by the fact that cycloidal-pinion transmission is a coaxial transmission with multi-pair engagement, while EC-engagement is a spatial transmission with parallel or intersecting axes. Therefore, we are dealing with two fundamentally different transmissions.

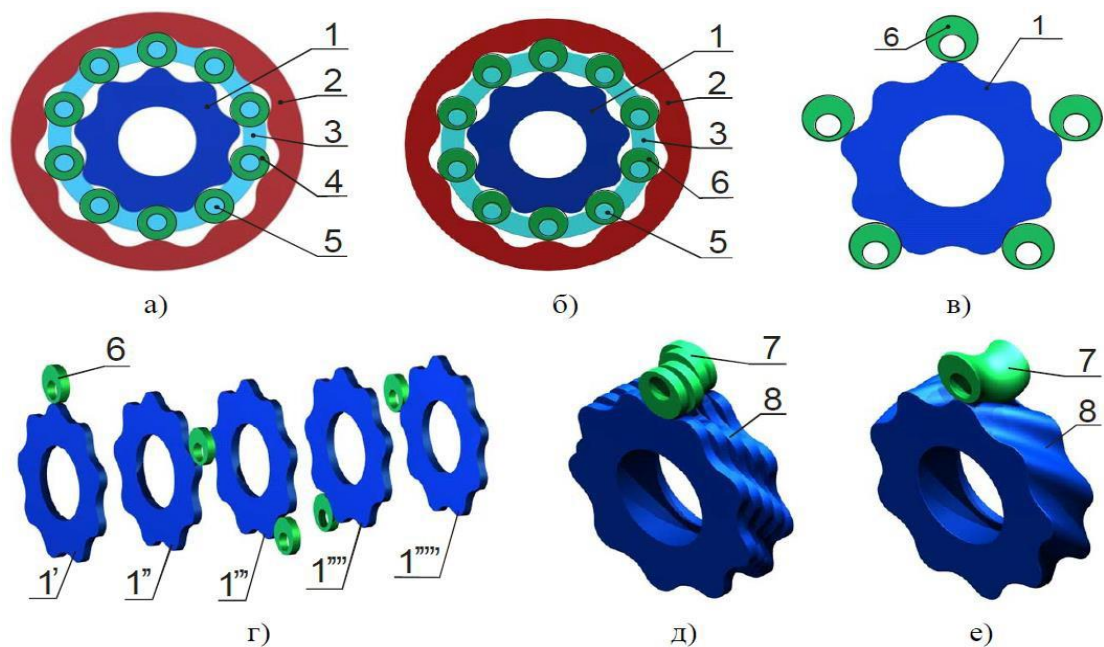


Fig. 10. The principle of EC engagement: 1 - the driven wheel of external engagement, 2 – the support wheel of internal engagement, 3 – the cage sitting on the drive shaft with an eccentric, 4 – rollers, 5 – fingers, 6 – eccentrics, 1, 1', 1'', 1''', 1'''' – sections of the driven wheel, 7 – gear, 8 – gear wheel; a) Braren gearbox, b) and c) modification of the Braren gearbox with eccentric rollers, d) wheels obtained by the cross section of the driven wheel of the Braren gearbox, e) EC-engagement of composite wheels, f) curved EC-engagement.

Figure 10 shows the principle of the formation of an oblique cycloidal engagement. If we modify the gearbox scheme proposed by L. Braren in 1928 (used in CYCLO gears), so that all its main links (wheels 1, 2 and cage 3) are made coaxially, and the rollers 4 are replaced with eccentrics 6 (Fig. 10, b, c), and then mentally dissect driven wheel 1, then you get a row of wheels 1, 1', 1'', 1''', 1'''' and 1''''', with each of which an eccentric roller 6 is engaged, which is in different phases of engagement with the resulting wheels (Fig. 10, d). If we turn all the wheels together with the eccentrics that are engaged with it until the axes of the eccentrics align, we get an eccentric-cycloidal engagement of the composite wheels (Fig. 10, d), in which the gear has one tooth and is composed of eccentrically displaced circles, and the tooth profile of the gear wheel is mated with them in each of its end faces section. The helical curved surfaces of wheels 7 and 8 are formed by successive and continuous displacement and rotation around their own axes of the original contours (Fig. 10, c) and have opposite directions of rotation [12].

According to the literature [13, 14], the advantages of oblique cycloidal engagement are:

- high efficiency (up to 99%);
- high load-bearing capacity;
- low noise;
- provides a wide range of gear ratios (due to the possibility of reducing the number of teeth of the drive wheel to 1), with a minimum value of relative mass (see Table. 1) [12].
- less demanding to distortions in comparison with involute gearing and less demanding to the center-to-center gap in comparison with Novikov gearing [13].

Disadvantages of oblique cycloidal engagement:

- an increase in the axial distance due to deformation of the supports and shafts, as well as errors in the manufacture of the housing – increases the concentration of specific load and contact stresses in the near-pole zone [10].
- slippage between the eccentric and the cycloidal profile [15];
- it is possible to select a transmission with an involute engagement that has a large load capacity [10].

1.2.5 Gears with intermediate rolling elements

The class of mechanical gears with intermediate rolling elements (PPTC) in engagement has a number of advantages, such as small dimensions, weight, multithreading when transferring loads, etc. [41]

PPTC have certain advantages over traditional gears, namely:

- 1) potentially have a high load capacity with small dimensions due to large values of the overlap coefficient;
- 2) have wide kinematic capabilities, including the possibility of obtaining multidirectional rotation of the drive and driven shafts when using certain kinematic schemes, allow you to create gearboxes with alternate braking of different links, convert rotational motion into reciprocating, can operate in differential and multiplier modes, etc.;
- 3) have a relatively low cost of manufacture, repair and assembly. PPTC in most variants are coaxial, have the property of self-braking. Based on these gears, it is possible to create small-sized reducing units that can be easily integrated into various machines, mechanisms and devices [41].

The design of the Russian transmission with PTK, widely used in various industries in our country, is shown in Fig. 12.

The transmission consists of: generator 1 with rolling bearings (not conventionally shown in the figure), rollers 2 located in the radial grooves of the separator 3 and the crown (central wheel) 4. In this transmission, the output element can be both the separator 3 and the central wheel 4, i.e. the movement is removed from the separator, the axis of which coincides with the transmission axis (this is the most common transmission execution scheme with PTK), in some cases the movement is removed from the central wheel. The transmission works as follows: the movement is transmitted from the generator 1 to the intermediate rolling bodies (rollers) 2, which, rolling along the profile of the fixed central wheel 4, rotate the separator 3 in the grooves of which they are located.

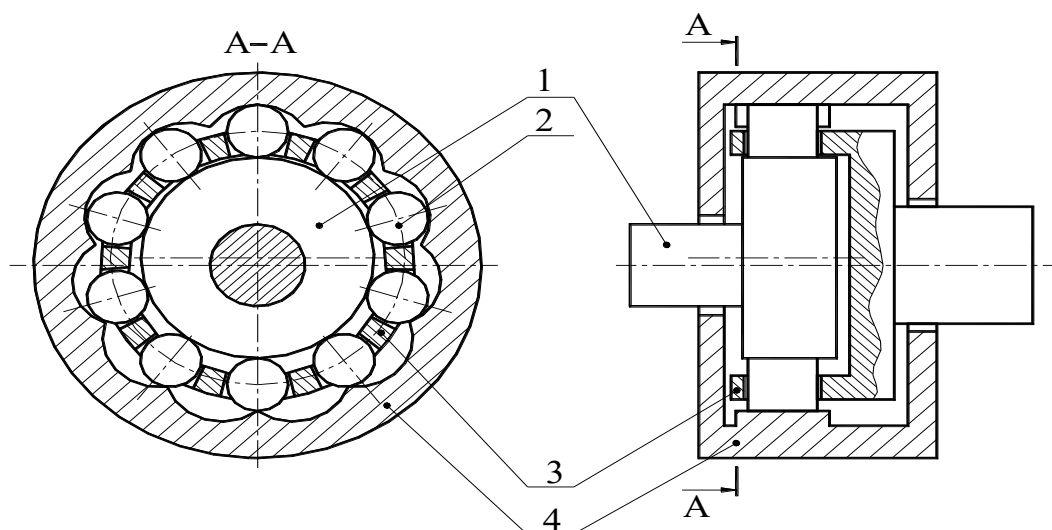


Fig. 12. Transmission with PTK and separator.

Separator 3, in turn, transmits rotation to the output shaft, with which it is rigidly connected. The rolling bearings installed on generator 1 serve to exclude the sliding of rolling bodies on the generator under load, this led, as mentioned above, to an increase in efficiency by 4-5%. [33].

Now mechanisms based on PTK are widely used in mechanical engineering. They are used in the actuators of shut-off valves of oil pipelines, in the actuators of various agitators in the oil and construction industries, in the confectionery and mining industries. One of these transmissions was introduced into production by E.N. Pankratov in the Technotron organization and has good technical characteristics:

- large gear ratio in one stage (up to 60);
- ability to transmit power up to 85kW;

- efficiency (efficiency) up to 0.9 – according to the practical application of this transmission (calculated value 0.94 [39];

- high output torque;
- compact design;
- smooth operation and continuity of kinematic closure.

However , along with the advantages , the transfer has a number of disadvantages:

- during prolonged operation of heavy-loaded gears, significant (up to 100 - 120C) heating of the body parts of the mechanism occurs;
- sliding friction occurs in the engagement under load, which reduces the transmission efficiency and leads to excessive heating;
- a thin-walled part participates in the power transmission of movement, which reduces the reliability of both the transmission and the entire mechanism as a whole.

Domestic researchers A. I. Nechaev, A. E. Belyaev, V.V. Gurin, An I-Kan, V. N. Kundel, E. B. Gindin, foreign scientists Rodmela Ladislaw, Edward C. Tibbals, etc. proved that the load capacity of such transmissions is approximately 1.3 times higher due to low bending stresses, the efficiency of these gears approximately corresponds to the efficiency of involute gears while reducing the noise level during operation [41].

Transmission with PTK and free clip (PTKSO)

Currently, more and more attention is being paid to the study of gears with intermediate rolling elements (PTC).

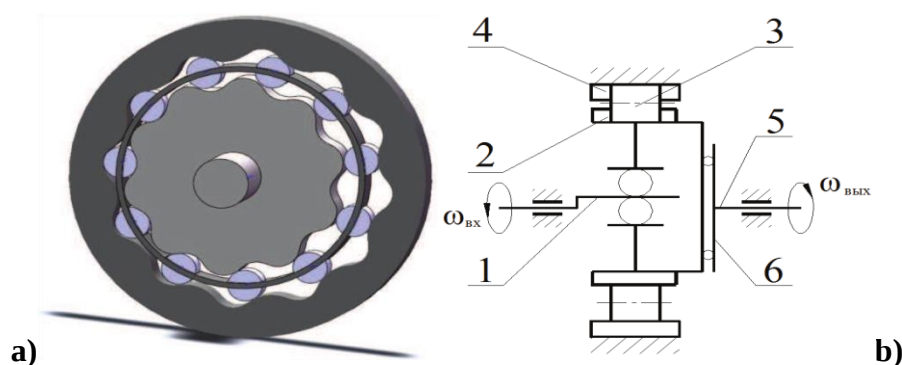


Fig.13 Transmission with intermediate rolling elements and a free cage: a) general view; b) kinematic scheme.

This is due to the high technical characteristics provided by this type of transmission in the complex: high accuracy, reliability, compactness together with the ability to transmit high torques. One of the most promising transmissions that most fully provides these characteristics is a transmission with a PTK and a free clip (Fig. 13 a, b).

Transmission with PTK and a free cage (Fig. 13, b) includes an eccentric driver – 1 (generator), which is the input link, an inner wheel – 2 with a cycloidal profile (cam), intermediate rolling bodies – 3, a cage with rolling bodies (separator, shown in Fig. 13, a), an outer wheel – 4 with a cycloidal profile (crown), output shaft – 5 with a mechanism of parallel cranks – 6. The output link in this transmission can be both a cam and a crown. The generator and cam are mounted on rolling supports [36].

The cycloidal profile and rolling bodies make it possible to ensure the continuity of the contact of the transmission links and the multi-pair engagement, which ensures a high load capacity of mechanisms designed on the basis of a transmission with a PTK and a free cage.

The synthesis of the geometry of a single-pole transmission with a PTK and a free cage and the design of mechanisms based on it are considered in [33, 34]. When designing a transmission with a PTK and a free cage with one pole of engagement, the forces in contact of the rolling body with the cam and crown profiles act according to the same normal. If we develop a transmission with two poles of engagement, the contact forces will be directed at an angle to each other.

Advantages of transmissions with PTK and a free clip:

These transmissions can compete in the market due to high load capacity, high efficiency, low coefficient of friction in engagement, minimized heating in places of friction of the rolling body, etc.

Large gear ratio in one stage, small moment of inertia, large overload reserves, high reliability [38] allow us to design modern compact and resource-efficient based on such transmissions mechanisms.

Advantages of gears with PTK and cycloidal gearing

Gears with cycloidal engagement have an increased load capacity compared to involute engagement because they better provide multi-pair engagement, have continuity of contact of the links involved in energy transfer, and perceive only contact loads arising in

engagement, due to the characteristics of the contacting curves (profiles). The difference between the numbers of cycloidal teeth and the number of rolling elements is usually chosen to differ by one in order to ensure the maximum possible gear ratio. At the same time, theoretically, half of the rolling elements are under load (transmit forces).

The schemes of teeth loading and the direction of the normal for two forms of cycloidal teeth and an involute tooth are shown in Figure 14. It can be seen that in cycloidal teeth (Fig. 14, a, b), regardless of their shape, the normal does not intersect the tooth, and in an involute tooth (Fig. 14, c), it intersects, which causes the occurrence of bending tooth loads in the involute engagement. It is known that materials resist crumpling (compression) better than bending. The absence of bending stresses in the cycloidal gearing determines the increased loading of cycloidal gears with intermediate rolling bodies compared to involute ones [37].

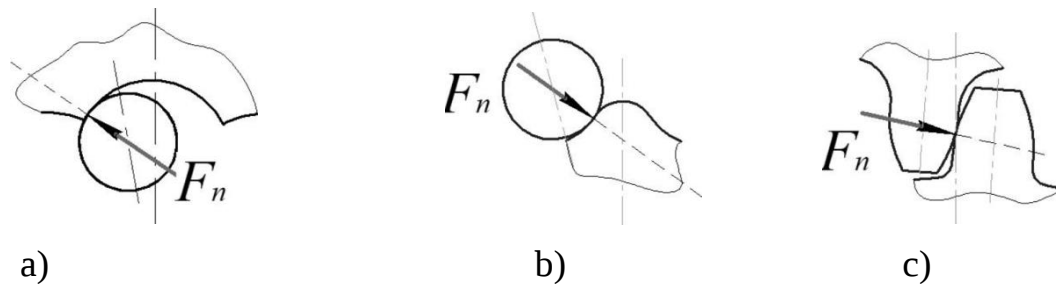


Fig.14. Scheme of action of normal force at the current point of contact between the tooth (intermediate rolling body)

Disadvantages of gears with PTK and cycloidal gearing

As with all mechanisms, along with the advantages, there are also disadvantages in these gears:

- there are many variational parameters that affect the increase in the values of the forces in the engagement, which increases the time spent on calculations.
- increased loads on satellite supports [33].