

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

Институт кибернетики

Направление подготовки: 15.04.01. «Машиностроение»

Профиль: «Автоматизация технологических процессов и производств в машиностроении»

Кафедра технологии машиностроения и промышленной роботехники

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Исследование силовых параметров плоской радиальной передачи с ПТК

УДК 621.833.001.4

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ51	Шаталов Е.В.		

Научный руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Шибинский К.Г.			

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу: «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ЭБЖ	Федорчук Ю.М.	д.т.н.		

По разделу: «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Заведующий лабораторией ТМСР	Вильнин А.Д.			

Томск – 2017 г.

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ ПО ООП

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
Профессиональные компетенции	
P1	Использовать профессиональные навыки в математике и инженерии для работы с новыми типами материалов
P2	Использовать полученные знания по современным технологиям в машиностроении для решения междисциплинарных проблем
P3	Обрабатывать актуальные данные инженерного анализа, полученные при непосредственной работе с обработкой материалов и единовременном использовании методов системного анализа, а так же моделирования объектов и процессов в машиностроительном производстве
P4	Разрабатывать оптимальные технологические процессы для различных условий в машиностроительном производстве с использованием разработанного и спроектированного новейшего оборудования и инструмента, которые имеют высокую конкурентоспособность на мировом рынке
P5	Внедрять и обслуживать новейшие высокоэффективные системы автоматизированного производства с соблюдением норм безопасности труда и защите здоровья, а так же окружающей среды
Универсальные компетенции	
P6	Использовать полученные знания иностранного языка для свободной работы в иноязычной среде
P7	Эффективно работать в качестве члена или руководителя группы, состоящей из специалистов разной направленности в совокупности с ответственностью и следованию корпоративной этики организации
P8	Использовать проектный менеджмент для инновационных решений машиностроительного производства при должном соблюдении юридических норм защиты интеллектуальной собственности
P9	Следовать социальным и этическим нормам, а так же различным культурным аспектам инженерных деятельностей
P10	Постоянно самосовершенствоваться путем получения и применения новых знаний по полученной и смежных квалификациях

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

Институт кибернетики
Направление подготовки: 15.04.01. «Машиностроение»
Профиль: «Автоматизация технологических процессов и производств в
машиностроении»
Кафедра технологии машиностроения и промышленной роботехники

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой ТМСПР

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

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

магистерской диссертации

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

Студенту:

Группа	ФИО
8ЛМ51	Шаталов Евгений Вадимович

Тема работы:

Утверждена приказом директора (дата, номер)	15.05.2017 № 3144/с
---	---------------------

Срок сдачи студентом выполненной работы:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

(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.).

Исследовать силовые характеристики зацепления, которое использует промежуточные тела качения

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>	1. Обзор литературы по существующим методам определения силовых характеристик зацепления 2. Проектирование метода по определению силовых характеристик на базе методик для аналогичных механизмов 3. Выполнить расчет по спроектированной методике 4. Выполнить компьютерное моделирование механизма 5. Проанализировать имеющиеся данные
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	1. Конструкторская документация механизма 2. Выходные эпюры моделирования
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент	Спицын Владислав Владимирович
Социальная ответственность	Федорчук Юрий Митрофанович
Немецкий язык	Прохорец Елена Константиновна, Шибинский Константин Григорьевич
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
О передаче с промежуточными телами качения	

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

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель ТМСР	Шибинский Константин Григорьевич			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ51	Шаталов Евгений Вадимович		

Реферат

Выпускная квалификационная работа 125 страниц, 37 рисунков, 8 таблиц, 6 графиков, 99 источников литературы и 3 приложений

Ключевые слова: редуктор, циклоидальный, промежуточные тела качения, усилия, эксцентриситет

Объектом исследования является (ются) Механизм преобразования крутящего момента с использованием промежуточных тел качения

Цель работы – Проектирование метода по определению усилий в исследуемом механизме преобразования крутящего момента

В процессе работы проведен анализ существующих исследований данного механизма и аналогичных патентов, проектирование передачи и метода силового анализа механизма, проведение моделирования в системе САЕ и анализ данных исследований силовых характеристик механизма различными методами

В результате исследования приведен унифицированный метод силового анализа, приведены результаты двух методов силового анализа механизма, а также спроектирован механизм

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики – входящий крутящий момент механизма 3 Н*м, частота вращения входящего звена 1500 об/мин, диаметр промежуточного тела качения 6 мм., эксцентриситет передачи 1.5 мм.

Степень внедрения – положительные результаты данной работы могут внедрить данный метод в стадию производства исследуемого механизма, в частности в проектную стадию

Область применения – машиностроительное производство

Экономическая значимость работы – универсальный метод, применяемый на стадии проектирования механизма с высокой конкурентоспособностью.

В будущем планируется дальнейшее исследование метода и его вторичная проверка в условиях производства

Нормативные ссылки

В данной работе использованы следующие стандарты:

ГОСТ Р 1.5 – 2012 Стандартизация в Российской Федерации. Стандарты национальные Российской Федерации. Правила построения, изложения, оформления и обозначения.

ГОСТ 2.105 – 95 Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам.

ГОСТ 3.1105 – 2011 Единая система технологической документации. Формы и правила оформления документов общего назначения.

ГОСТ 7.0.5 – 2008 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая ссылка.

ГОСТ 7.9 – 95 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая ссылка.

ГОСТ 7.0.12 – 2011 Система стандартов по информации, и библиотечному и издательскому делу. Сокращения русских слов и словосочетаний в библиографическом описании произведений печати.

ГОСТ 8.417 – 2002 Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин.

ГОСТ 19.101 – 77 Единая система программной документации. Виды программ и программных документов.

ГОСТ 19.401 – 78 Единая система программной документации. Текст программы. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.502 – 78 Единая система программной документации. Описание применения. Требования к содержанию и оформлению.

Оглавление	
Введение	9
1. О передаче с промежуточными телами качения	11
2. Литературный обзор	13
2.1. Анализ литературы	13
2.2. Оценка приведенных исследований	18
3. Проектирование метода силового анализа волнового механизма с промежуточными телами качения	20
4. Определение контактных напряжений в зацеплении	28
5. Методика силового анализа волнового механизма с промежуточными телами качения	31
6. Пример анализа передачи	34
7. Моделирование напряженно-деформированного состояния передачи в системе SolidWorks	39
9. Раздел «Социальная ответственность»	66
9.1 Описание рабочего места	66
9.2 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды	67
9.2.1 Метеоусловия	67
9.2.2 Вредные вещества	69
9.2.3 Производственный шум	70

9.2.4	Освещенность	71
9.2.5	Электромагнитные поля.....	74
9.3	Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды	75
9.3.1	Факторы электрической природы	75
9.3.2	Факторы пожарной и взрывной природы	77
9.3.3	Поражение механизированным оборудованием	79
9.4	Охрана окружающей среды	81
9.5	Защита в ЧС	81
10.	Раздел финансового менеджмента.	84
10.1	Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	85
10.2	План проекта	88
10.3.	Реестр рисков исследования	90
10.4	План управления контрактами и поставками.....	92
10.5	Предположительный бюджет научного исследования	93
	Заключение.....	95
	Список использованной литературы	96
	Приложение А	107
	Приложение Б	124

Введение

Актуальность. Одним из значимых направлений развития современного машиностроения определяется в модернизации и проектировании современных приводов машин. Применяемость данных приводов объясняется их работой в подавляющем большинстве современных механических и электромеханических устройствах. Потребительские свойства данных устройств во многом определяются именно техническими характеристиками применяемых в них механизмов. К числу основных технических характеристик можно отнести передаточное отношение, коэффициент полезного действия, передаваемая мощность и габаритные размеры.

Особое внимание стоит уделить к передачам с промежуточными телами качения. Данные передачи способны обеспечить высокую нагрузочную способность за счет многопарности зацепления, повышенное значение крутящего момента, а также высокое передаточное число в совокупности с относительно небольшими габаритами [12].

На сегодняшний момент имеется ряд исследований отечественных и зарубежных авторов по анализу такого вида механизмов. Однако, практически отсутствуют определенные и однозначные методики по решению вопроса о силовом анализе данных механизмов.

Цель работы. Исследование существующих методов силового анализа механизмов с промежуточными телами качения, проведение силового анализа одного из представителей этого типа механизмов.

Для осуществления поставленной в работе цели определены следующие задачи:

- Поиск и сравнительный анализ литературных источников;

- Описание метода исследования силовых параметров;
- Проектирование привода на базе исследуемого механизма;
- Исследование проектируемого механизма с использованием выбранного метода;
- Оценка результатов исследования.

Методы исследования. Методика исследований основывается на теории зубчатого зацепления, теории сопротивления материала и математического моделирования.

1. О передаче с промежуточными телами качения

На сегодняшний день для передачи крутящего момента существуют различные механизмы, одними из которых являются зубчатые передачи. В свою очередь и зубчатые передачи различаются между собой по принципу работы, по форме зуба, по типу зуба и т.п. В рамках работы исследуется аналог планетарного механизма по типу волнового редуктора, отличительной особенностью которого является применение тел качения вместо гибкого элемента. Рассмотрим принцип работы исследуемой передачи с промежуточными телами качения на примере (рис.1):

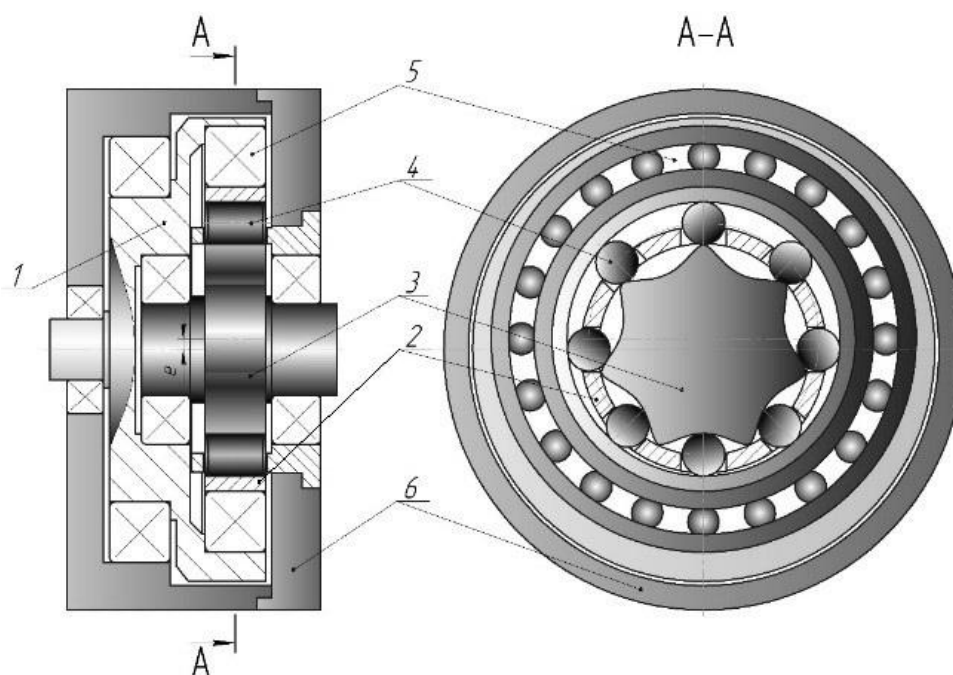


Рисунок 1 - Плоская радиальная передача с промежуточными телами качения. 1 – генератор волн, 2 – сепаратор, 3 – профильное колесо, 4 – промежуточные тела качения, 5 – подшипник качения, 6 – корпус механизма

Представленная передача работает следующим образом: при вращении ведущего вала эксцентриковый диск генератора 1 воздействует на установленный в него подшипник качения 5, который в свою очередь вызывает радиальные перемещения тел качения 4 в пазах сепаратора 2,

которые, обкатываясь при этом по внешнему профилю колеса 3, вызывают его вращение при закреплённом сепараторе 2 или поворачивают сепаратор 2 при закреплённом зубчатом колесе 3. Весь механизм при этом смонтирован в корпус 6.

В качестве исходных данных для проектирования передачи следует выбирать радиус тел качения r_{tk} , длину тел качения (если применяются ролики) l , количество тел качения n и радиус центров тел качения r_2 . Подробные аспекты проектирования передачи данного типа в рамках работы не исследуются.

2. Литературный обзор

2.1. Анализ литературы

Прежде чем переходить непосредственно к определению усилий, действующих в зацеплении, рассмотрим методы определения усилий, которые описаны в литературных источниках отечественных и зарубежных исследователей.

В работе [3] рассматриваются планетарные механизмы, одними из которых являются редукторы К-Н-V типа с цевочным зацеплением, который по принципу работы подобен волновой передаче с промежуточными телами качения. Автор полагает, что при неподвижном цевочном колесе к звездочке прикладывается некоторый момент, под действием которого за счет деформаций она повернется на некоторый угол. Затем автор делает допущение о том, что воспринимаемые цевками нагрузки связаны линейной зависимостью с деформациями. Тогда максимальная нагрузка у цевки будет с максимальным плечом. А усилие, передаваемое некоторой цевкой, определяется пропорционально максимальному усилию через плечо.

В работе [1] автор рассматривает циклоидально-цевочное зацепление. Отличительной особенностью исследуемой передачи от данной передачи является то, что при проектировании данного привода конструктивно заложено 2 профильных колеса – внешнее и внутреннее. Так же данный прототип использует неподвижный внутренний механизм для передачи крутящего момента. Определение усилий осуществляется с помощью проведения анализа модели механизма в среде Solid Works.

Следующая работа [2] посвящена анализу конструкции и прочности трохоидальной передачи. При использовании разработанного для трохоидальных кривых программного обеспечения в системе AutoCAD

проектируется чертеж. Затем чертеж переводится в полноценную трехмерную модель в той же системе и как в предыдущем случае проводится анализ данной модели в среде Solid Works.

Следующая работа [4] переходит к непосредственному определению усилий, действующих на определенное промежуточное тело качения в механизме. Автор составляет расчетную схему сил, действующих на тело качения со стороны сепаратора, генератора, и центрального колеса. При вводе глобальной системы координат данные усилия определяются через зависимость входного крутящего момента. Автор отмечает, что полученные формулы усилий указывают на выгодность использования сепаратора в качестве выходного звена. Усилия в зацеплении определяются эмпирически исходя из известной геометрии механизма и величины входящего момента, что подробно описано в расчетной схеме данной работы.

В работе [5] представлены результаты анализа распределения усилий в зацеплении передачи с промежуточными телами качения. Отличие приводимого в этой работе механизма заключается в том, что обойма – сепаратор освобожден. Непосредственно сам анализ распределения усилий сводится к приводимым уже ранее рассмотренным методикам расчета усилий в зацеплении у автора работы [3]. Применяя данную методику с учетом параметров зацепления, наиболее влияющих на распределение усилий в передаче, провели соответственно анализ. Автором также отмечено то, что при увеличении числа промежуточных тел качения в передаче соответственно увеличивается и угол, при попадании в который тела качения не участвуют в передаче крутящего момента.

В работе [9] исследуются силовые параметры на отдельно взятом теле качения. Изначально определяют уравнения центров вращения промежуточных тел качения. Затем раскрывается силовая статическая неопределимость механизма путем определения зависимостей между возникающей упругой деформацией тел качения и движущей силой, которая

прикладывается к планетарному колесу со стороны эксцентрика. Подобный метод раскрытия статической неопределимости используется в работе [3].

В статье [10] исследуется распределение напряжений в модели механизма с промежуточными телами качения в системе SolidWorks, что дает представление о внутреннем распределении нагрузки вращающихся частей механизма и их способность переносить ударные нагрузки.

Стоит заметить, что в данном исследовании модифицирована модель редуктора, а именно:

- сепаратор заменен на цевочный механизм;
- промежуточные тела качения друг от друга позиционируются теперь в отдельных пазах.

Таким образом, как показывает исследование, ослабляется профильное колесо, так как большая часть нагрузки теперь приходится на отверстия для цевок.

В следующей работе [26] исследователи предлагают на рассмотрение волновую передачу с промежуточными звеньями, в которой гибкий элемент волновой передачи заменен на промежуточные тела качения. Данный редуктор был рассчитан на прочность с учетом контактных напряжений. Моделирование и анализ проведен с помощью программы SolidWorks и его программного модуля SolidWorks Simulation. Как показывает проведенный анализ основную нагрузку воспринимает на себя сепаратор.

В статье [31] раскрывается силовая статическая неопределимость редуктора с промежуточными телами качения путем определения составляющих силы, приходящейся на тело качения через возникающую деформацию при повороте входного звена с известным моментом. Также представлены результаты анализа контактного взаимодействия тел качения с сепаратором, генератором, и колесом механизма с известной геометрией и величиной входящего момента. Как отмечают исследователи, наибольшее напряжение в данном анализе получается при контакте тел качения с зубьями колеса.

В работе [50] приводится исследование силового распределения в передачах с адаптивным генератором, рассматривается методика определения усилий в контактах между телами качения с учетом упругих деформаций, а также определяются кинематические параметры передачи и мощность с учетом трения в зацеплении. Исследуется вопрос о повышении точности передачи за счет создания упругих деформаций в зонах контакта тел качения с генератором волн, профильным колесом и сепаратором для уменьшения зазоров, которые в свою очередь повышают значение мертвого хода передачи. Приводятся схемы по определению нагрузок в телах качения, а также определения скоростей передачи.

В следующей работе [55] проводится прочностной анализ элемента передачи «сепаратор». В данной работе предполагается использования сепаратора как выходного звена. Представляется информация о характеристике материала, а также его термообработке, который, соответственно, используется в изготовлении сепаратора. Деталь имеет 4 ряда пазов для промежуточных тел качения. Сам анализ происходит с применением программного обеспечения T-Flex.

В работе [57] рассмотрено решение привода на базе плоской радиальной передачи с промежуточными телами качения для станка. Приведены исходные параметры для проектирования редуктора, объяснен выбор в качестве выходного звена профильного колеса. Приведен расчет сепаратора на срез, кручение и контактные напряжения как самого слабого звена в передаче.

В следующей работе [60] автор рассматривает деформации циклоидального профиля в передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой. Как отмечает автор, максимальная возникающая деформация соответствует примерно середине подъема профиля, как для кулачка, так и для венца.

В работе [67] исследуется вопрос о расчете крутящего момента на входном валу передачи с промежуточными телами качения с учетом сил инерции

элементов передачи. Рассматриваются зависимости входного момента относительно моментов инерции двигателя, элементов передач, КПД передачи, и передаточного отношения. Автор также проводит взаимосвязь определённых моментов инерции с определением соответственно усилий в зацеплении.

В работе [2] вопрос об статической неопределимости решается с помощью применением программного обеспечения Solid Works. Механизм проходит анализ с применением метода конечных элементов с учетом деформации для выбранного материала.

В работе [30] проблема статической неопределимости решается с применением теории Штрибека, которая в свою очередь определяет распределение усилий, действующих на тела качения в подшипнике качения соответственно при приложении к подшипнику радиальной силы. Данная теория используется в данном механизме с проведением аналогии между подшипником качения и исследуемым механизмом. При решении проблемы предполагается то, что механизм изготовлен идеально, зазоры, натяги отсутствуют, равно как и силы трения. Собственными деформациями элементов механизма пренебрегают [40].

В работе [39] приводится метод, который полагается на линейную зависимость между усилиями и возникающими от них деформаций, подобно методике в работе [3]. Однако в данной работе в качестве исследуемого механизма был взят механизм цевочного типа, что следует учесть при применении данного решения в случае исследуемого механизма. Это должно быть отражено в поправочных коэффициентах при определении усилий в зацеплении.

В работе [65] приводится методика определения усилий, действующих на промежуточное тело качения при зафиксированном сепараторе и профильном кольце при внутреннем сопряжении промежуточных тел качения с кольцом соответственно. Усилия, действующие

на тела качения от сопряженных элементов передач, определяются с помощью приводимых зависимостей между возникающими деформациями при повороте входного звена и усилиями, которые воздействуют на тела качения соответственно.

2.2. Оценка приведенных исследований

В ходе литературного анализа были рассмотрены методики по определению усилий, возникающих в зацеплении, а также методы раскрытия силовой статической неопределимости механизма. Были проанализированы и рассмотрены методики по улучшению качества их изготовления, повышения точности, повышения прочности и общего улучшения эксплуатационных свойств данного типа передач, однако данные исследования в рамках работы являются второстепенными. В данном анализе рассматривались не только аналогичные исследуемой в данной работе передачи, но и подобные ей. Одной из таких передач является цевочная передача. Исследования данного вопроса проводились как за рубежом, так и на территории Российской Федерации.

Стоит отметить то, что ни в одном из рассмотренных источников не было указано определенной использующейся методики по силовому анализу передачи с промежуточными телами качения. Это указывает на то, что проектирование и расчет данной передачи может быть произведен с применением различных методик.

Таким образом методы определения силовых параметров исследуемого механизма как правило должны будут ссылаться на рассмотренные методы. Это эмпирически может проявляться в поправочных коэффициентах при проведении расчетов. Так же данная методика должна быть по возможности универсальной для возможного сравнения данной методики с уже известными для более точного определения ниши, в которой последняя будет использоваться.

До того момента, когда при анализе начали применяться ЭВМ, методы исследования проводились с некоторыми упрощениями в силу сложности расчетов, что подтверждается работой [3]. При появлении электронной вычислительной техники стало возможно относительно просто и точно определять силовые параметры при моделировании к примеру, в среде САЕ. В современных САЕ системах возможно исследовать силовые параметры без определенного метода исследования на основании моделирования. Однако можно определить возникающие усилия при построении расчетной схемы механизма, что подтверждается работой [4].

Следует так же отметить исследователей, внесших наибольший вклад в исследование данного механизма, как Кудрявцев [3], Ершов [12], Ан-И-Кан [8], Беляев [44], Chiu-Fan Hsieh, Wun-Si Jian [1], Shuting Li [2], Thube S. V., Bobak T. R. [10].

3. Проектирование метода силового анализа волнового механизма с промежуточными телами качения

Исследуемый механизм, как показал литературный анализ, представляет из себя статически неопределимую систему. Статическая неопределимость системы обуславливается необходимостью применения уравнений не только статики, но и дополнительно уравнений, учитывающих поведения деформаций тел [38]. Методы решения данной проблемы аналогичных механизмов были рассмотрены ранее [2,30,39,65]. Для раскрытия неопределимости в исследуемом механизме обратимся к подобной методике, представленной в работе [3], проведя аналогию между цевочным и эпициклоидальным механизмами и, основываясь на результаты работы [39] решим вопрос о статической неопределимости.

Предположим, что при зафиксированном сепараторе и профильном колесе, генератор при повороте за счет крутящего момента и деформаций, возникающих в контактах тел качения с элементами передачи, повернется на определенный угол, обозначенный как β (рис. 2).

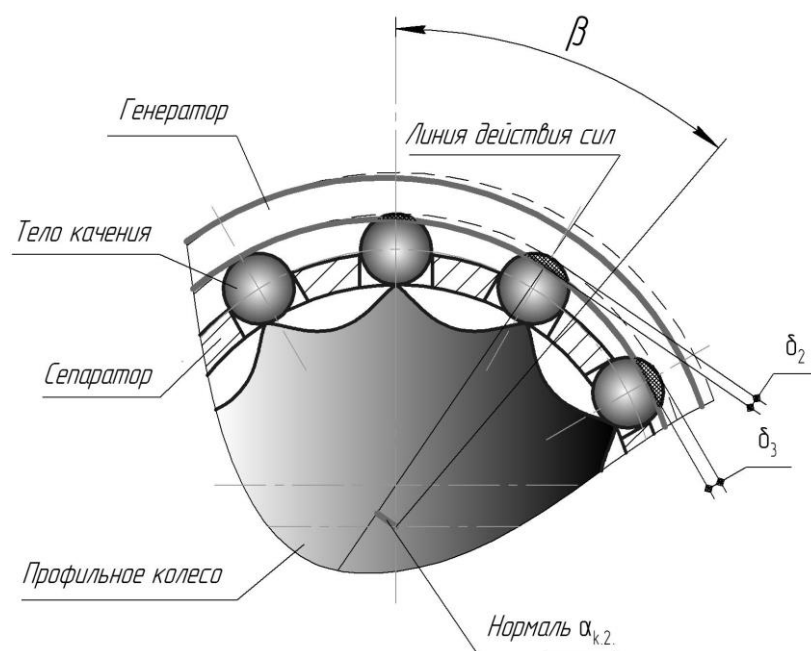


Рисунок 2 - Деформации при повороте генератора на угол β

На рисунке пунктирной линией показано начальное положение генератора, а сплошной утолщенной конечное, после поворота. Места деформации, возникающие в телах качения, заштрихованы.

Согласно методике раскрытия силовой статической неопределимости механизма, указанной в работе [3], делаем предположение о том, что суммарная деформация от смятия тела качения для второго и третьего тел будут определены как зависимости:

$$\delta_2 = \alpha_{к.2} * \beta \quad (1)$$

$$\delta_3 = \alpha_{к.3} * \beta \quad (2)$$

где δ_2, δ_3 - суммарные деформации тел качения;

$\alpha_{к.2}, \alpha_{к.3}$ - длины нормалей к линии действия сил;

β – угол поворота генератора.

Максимальная суммарная деформация смятия будет в том случае, когда нормаль будет максимально возможной. В нашем случае максимально возможным плечом является эксцентриситет передачи.

Сделаем следующее предположение о том, что воспринимаемые телами качения нагрузки связаны соответственно с возникающими деформациями в контакте тел качения и элементов передачи, определенные в зависимостях (1, 2). Запишем данную зависимость ссылаясь на [3] как:

$$\frac{P_i^\Gamma}{a_i^\Gamma} = \frac{P_{max}^\Gamma}{a_{max}^\Gamma} \quad (3)$$

где P_i^Γ – усилие на i-том теле качения;

P_{max}^Γ – максимально возникающее усилие;

a_i^Γ – плечо действия силы i-того тела качения;

a_{max}^Γ – плечо, возникающее при максимальном усилии.

Так как максимально возможным плечом действия сил является эксцентриситет передачи соответственно, что отмечено выше, то преобразуем выражение (3) для нахождения усилия от генератора на любом теле качения как:

$$P_i^\Gamma = \frac{P_{max}^\Gamma a_i^\Gamma}{e} \quad (4)$$

где e – эксцентриситет передачи.

В проектируемой передаче генератор является входящим звеном. Крутящий момент генератора можно разложить как сумму единичных моментов на телах качения. Запишем данную зависимость:

$$T_{вх} = \sum P_i^\Gamma a_i^\Gamma \quad (5)$$

где $T_{вх}$ – величина момента на генераторе.

С учетом (4) и преобразовав, можно записать следующее:

$$T_{вх} = \frac{P_{max}^\Gamma}{e} \sum (a_i^\Gamma)^2 \quad (6)$$

Таким образом можно получить уравнение максимального усилия от генератора:

$$P_{\Gamma_{max}} = \frac{eT_{вх}}{\sum(a_i^{\Gamma})^2} \quad (7)$$

Помимо усилия от генератора, на тело качения в рассматриваемом механизме действуют реакции со стороны сепаратора и профильного колеса. На рисунке 3 отдельно взят участок передачи с телом качения и участками сопряженных элементов для построения расчетной схемы усилий.

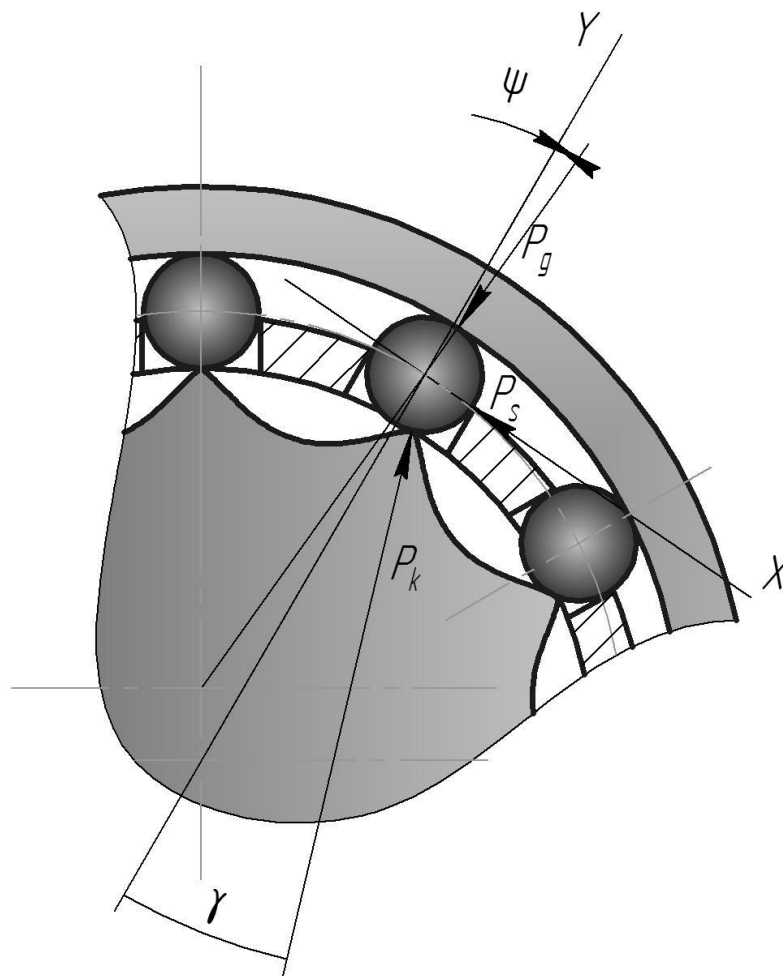


Рисунок 3 - Реакции тела качения со стороны генератора, сепаратора, профильного колеса. P_g - реакция со стороны генератора, P_k - реакция со стороны профильного колеса, P_s - реакция со стороны сепаратора, ψ - угол давления генератора на тело качения, γ - угол давления профильного колеса на тело качения

Для определения численных значений углов ψ и γ обратимся к работе [24].

Таким образом для определения угла ψ обратимся к формуле (8):

$$\psi = \arcsin\left(\frac{e}{r_2} \sin(\beta)\right) \quad (8)$$

где r_2 – радиус центров тел качения.

Для определения γ вводим величины радиальной и тангенсальной составляющие скорости V_1 и V_2 .

$$V_1 = -etg(\psi) \cos(\beta) - e \sin(\beta) \quad (9)$$

$$V_2 = \frac{S}{i_0} \quad (10)$$

где i_0 – передаточное отношение передачи;

S - расстояние от центра генератора до окружности центров тел качения;

e – эксцентриситет передачи;

ψ - угол давления генератора на тело качения;

β – угол поворота входного звена.

Соотношение для γ (11):

$$\gamma = \left| \arctg\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \right| \quad (11)$$

Обращаясь к (рис. 3) составляем систему уравнений статического равновесия (12,13):

$$P_g \cos(\psi) - P_k \cos(\gamma) = 0 \quad (12)$$

$$-P_s - P_k \sin(\gamma) + P_g \sin(\psi) = 0 \quad (13)$$

По соотношению (12) выразим P_k (14):

$$P_k = \frac{-P_g \cos(\psi)}{\cos(\gamma)} \quad (14)$$

Подставляя (14) в (13) выразим P_s (15):

$$P_s = P_g \left(\frac{-\cos(\psi) \sin(\gamma) + \cos(\gamma) \sin(\psi)}{\cos(\gamma)} \right) \quad (15)$$

Далее для определения плеч a_i^Γ обратимся к рисуну 4:

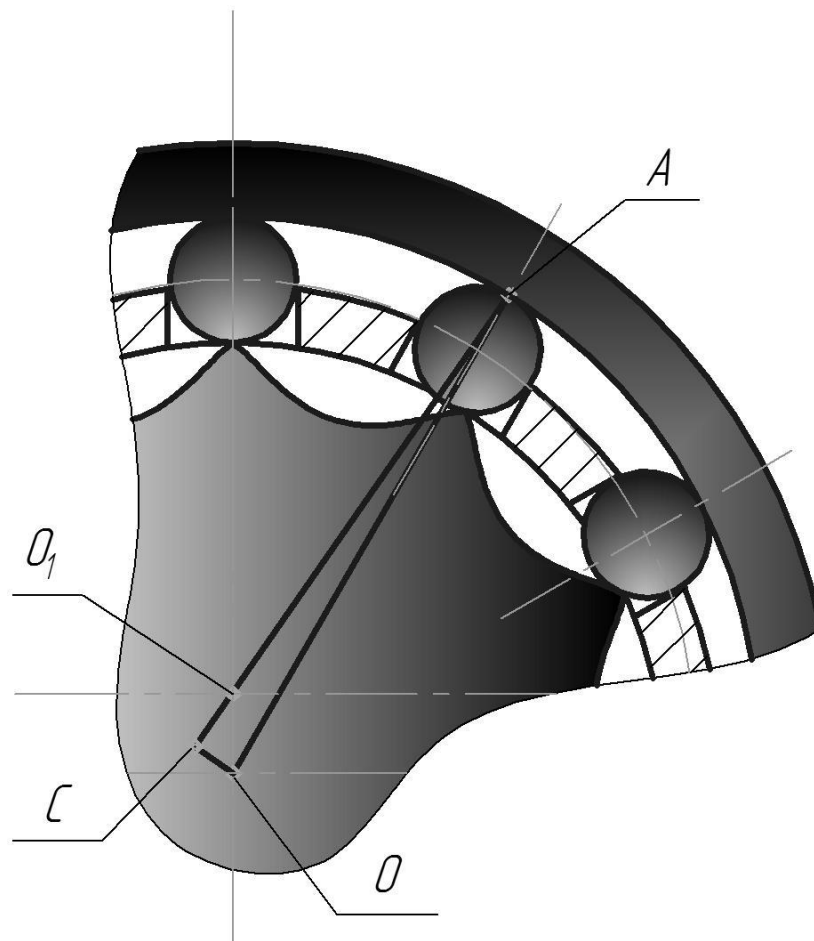


Рисунок 4 - Геометрическая схема для определения плеча усилия h_g от генератора на тело качения

Рассмотрим на рисунке 4 треугольник OO_1A . Определим высоту данного треугольника h_g , которая соответствует отрезку CO . Для определения данной высоты воспользуемся формулой (16):

$$CO = \frac{2}{O_1A} \sqrt{P(P - OO_1)(P - AO_1)(P - OA)} \quad (16)$$

где P – полупериметр треугольника OO_1A .

Данная формула получена благодаря определению высоты через величину полупериметра [41].

Величину полупериметра определим по формуле (17):

$$P = \frac{AO_1 + OA + OO_1}{2} \quad (17)$$

Определим значения отрезков:

$$AO_1 = r_2 + r_{tk} \quad (18)$$

$$OA = S + r_{tk} \quad (19)$$

$$OO_1 = e \quad (20)$$

где e – эксцентриситет передачи;

S – расстояние от центра генератора до окружности центров тел качения;

r_2 – радиус окружности центров тел качения.

Расстояние S будет определяться по следующей формуле:

$$S = e \cos(\beta) + \sqrt{r_2^2 - e^2 \sin(\beta)^2} \quad (21)$$

Таким образом формулу (16) с учетом вышеуказанных значений отрезков перепишем как:

$$P = \frac{r_2 + S + 2r_{tk} + e}{2} \quad (22)$$

Подставляя (22) в (16) получим следующую формулу:

$$CO = \frac{2}{r_2 + r_{tk}} \sqrt{P(P - e)(P - r_2 - r_{tk})(P - S - r_{tk})} \quad (23)$$

Длина CO соответствует искомой величине h_g соответственно.

С использованием программного обеспечения Microsoft Excel можно определить каждое значение плеча h_g и подставив в формулу 4 определить значения усилий генератора от величины плеча на искомых телах качения.

4. Определение контактных напряжений в зацеплении

Рассматривая работу [3] делаем вывод о том, что в основном для определения прочности механизма необходимо будет учитывать контактные напряжения.

Уточним некоторые особенности контактов между элементами передачи ссылаясь на [42].

Контакт генератора и тела качения рассмотрим, как контакта ролика и цилиндрической впадины с параллельными осями, контакт сепаратора и тела качения рассмотрим, как контакт ролика с плоскостью. Стоит отметить, что контакт профильного колеса и тела качения в силу геометрии профиля меняется. Возникающие в данном случае контакты можно охарактеризовать как контакт роликов с параллельными осями внешнего и внутреннего сопряжения, а также контакт ролика с плоскостью. Однако площадка, на котором будет контакт ролика с плоскостью мала, поэтому данным контактом мы пренебрегаем. Опишем, соответственно, зависимости наибольших напряжений, которые возникают от усилий от генератора, профильного колеса и от сепаратора при контакте с промежуточными телами качения [42]:

$$\sigma_{max}^g = 0.5642 \sqrt{\left(\frac{P_g}{l}\right) \left(\frac{R_2 - R_1}{R_2 R_1 E_{пр}}\right)} \quad (24)$$

где σ_{max}^g – максимальное контактное напряжение, возникающее при контакте генератора и тела качения;

P_g – реакция генератора;

l – длина контакта;

R_2 – радиус генератора;

R_1 – радиус тела качения;

$E_{\text{пр}}$ – приведенное значение модуля Юнга.

$$\sigma_{\text{max}}^s = 0.5642 \sqrt{\frac{\left(\frac{P_s}{lR}\right)}{E_{\text{пр}}}} \quad (25)$$

где σ_{max}^s – максимальное контактное напряжение, возникающее при контакте сепаратора и тела качения;

P_s – реакция генератора;

l – длина контакта;

R – радиус тела качения;

$E_{\text{пр}}$ – приведенное значение модуля Юнга.

$$\sigma_{\text{max}}^{k.1.} = 0.5642 \sqrt{\left(\frac{P_k}{l}\right) \left(\frac{\frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2}}{E_{\text{пр}}}\right)} \quad (26)$$

где $\sigma_{\text{max}}^{k.1.}$ – максимальное контактное напряжение, возникающее при контакте профильного колеса и тела качения на вогнутом участке контакта;

P_k – реакция профильного колеса;

l – длина контакта;

R_2 – радиус кривизны эпициклоидального профиля;

R_1 – радиус промежуточных тел качения;

$E_{\text{пр}}$ – приведенное значение модуля Юнга.

$$\sigma_{\text{max}}^{k.2.} = 0.5642 \sqrt{\left(\frac{P_k}{l}\right) \left(\frac{\frac{R_2 + R_1}{R_2 R_1}}{E_{\text{пр}}}\right)} \quad (27)$$

где $\sigma_{max}^{k.2.}$ – максимальное контактное напряжение, возникающее при контакте профильного колеса и тела качения на выпуклом участке контакта;

P_k – реакция профильного колеса;

l – длина контакта;

R_2 – радиус кривизны эпициклоидального профиля;

R_1 – радиус тела качения;

$E_{пр}$ – приведенное значение модуля Юнга.

Во всех случаях значение $E_{пр}$ определяется согласно формуле (28):

$$E_{пр} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \quad (28)$$

где μ_1 – коэффициент Пуассона для материала промежуточных тел качения;

μ_2 – коэффициент Пуассона для материала тела, сопряженного с телом качения;

E_1 – модуль юнга материала тел качения;

E_2 – модуль юнга материала тела, сопряженного с телом качения.

Расчет радиуса кривизны циклоидального профиля зубчатого колеса производится по аналогии методики предложенной в работе [76].

5. Методика силового анализа волнового механизма с промежуточными телами качения

В разделах 3 и 4 было рассмотрено поэтапное силовое исследование волнового механизма с промежуточными телами качения. Выделим основные шаги, необходимые для анализа.

В качестве исходных данных для анализа необходимо знать следующее: величину входящего крутящего момента на входном звене (в частности на генераторе), эксцентриситет передачи, размеры и количество промежуточных тел качения и радиус окружности центров тел качения для проектирования соответственно.

Для определения усилий от генератора необходимо первостепенно определить плечи действия данных усилий для каждого тела качения. Для этого воспользуемся формулой (29):

$$a^{\Gamma} = \frac{2}{r_2 + r_{tk}} \sqrt{P(P - e)(P - r_2 - r_{tk})(P - S - r_{tk})} \quad (29)$$

Затем определяется максимальное усилие от генератора на тело качения по формуле (30):

$$P_{max}^{\Gamma} = \frac{eT_{\text{вх}}}{\sum (a_i^{\Gamma})^2} \quad (30)$$

Затем определяем усилие на исследуемом теле качения по формуле (31):

$$P_i^{\Gamma} = \frac{P_{max}^{\Gamma} a_i^{\Gamma}}{e} \quad (31)$$

При известном усилии от генератора на исследуемое тело качения определяются усилия от профильного колеса и сепаратора из геометрических

зависимостей. Для этого необходимо определить углы давления от генератора и профильного колеса ψ и γ .

$$\psi = \arcsin\left(\frac{e}{r_2} \sin(\beta)\right) \quad (32)$$

$$\gamma = \left| \arctg\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \right| \quad (33)$$

Затем определяем усилия от профильного колеса и сепаратора по следующим зависимостям:

$$P_k = \frac{-P_g \cos(\psi)}{\cos(\gamma)} \quad (34)$$

$$P_s = P_g \left(\frac{-\cos(\psi) \sin(\gamma) + \cos(\gamma) \sin(\psi)}{\cos(\gamma)} \right) \quad (35)$$

Далее определяем контактные напряжения, возникающие в местах сопряжения тела качения с сепаратором, генератором и профильным колесом с учетом типа контакта согласно разделу 4. Для случая контакта генератора и тела качения соответствует формула (36):

$$\sigma_{max}^g = 0.5642 \sqrt{\left(\frac{P_g}{l}\right) \left(\frac{\frac{R_2 - R_1}{R_2 R_1}}{E_{пр}}\right)} \quad (36)$$

Для случая контакта сепаратора и тела качения соответствует следующая формула (37):

$$\sigma_{max}^s = 0.5642 \sqrt{\frac{\left(\frac{P_s}{lR}\right)}{E_{пр}}} \quad (37)$$

В случае контакта профильного колеса и тела качения следует использовать формулу для вогнутой и выпуклой частей циклоидального зуба. Соответственно для вогнутой части:

$$\sigma_{max}^{k.1.} = 0.5642 \sqrt{\left(\frac{P_k}{l}\right) \left(\frac{\frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2}}{E_{пр}}\right)} \quad (38)$$

Для выпуклой части:

$$\sigma_{max}^{k.2.} = 0.5642 \sqrt{\left(\frac{P_k}{l}\right) \left(\frac{\frac{R_2 + R_1}{R_2 R_1}}{E_{пр}}\right)} \quad (39)$$

После того, как все необходимые напряжения были найдены, можно сравнить получившиеся результаты с пределами прочностей выбранных материалов для оценки коэффициента запаса прочности.

6. Пример анализа передачи

Зададимся исходными данными и проведем силовой анализ волнового механизма с промежуточными телами качения согласно этапам, ссылаясь на раздел 5 данной работы.

В качестве исходных данных определим следующее:

- Количество зубьев профильного колеса – 11;
- Количество промежуточных тел качения – 12;
- Радиус окружности центров тел качения – 25 мм.;
- Длина промежуточного тела качения (ролика) – 8 мм.;
- Радиус промежуточного тела качения – 3 мм.;
- Эксцентриситет передачи – 1,5 мм.;
- Материал для промежуточного тела качения – ШХ15;
- Материал сепаратора – 40х;
- Материал для генератора – ШХ15;
- Материал для профильного колеса – ШХ15;
- Входящий крутящий момент на генераторе волн – 3 Н*м.

Перед началом анализа, отметим то, как уже было сказано ранее в разделе 1, что в механизме при передаче крутящего момента участвует до 50% от всех тел качения. Поэтому значения усилий определим для первых 6 тел качения, полагая то, что остальные тела качения не участвуют в зацеплении.

В среде Microsoft Excel по алгоритму раздела 5 определим соответственно возникающие усилия генератора, сепаратора и профильного колеса, которые воздействуют на тела качения. Отобразим данные значения на графиках (гр. 1, гр. 2, гр. 3).

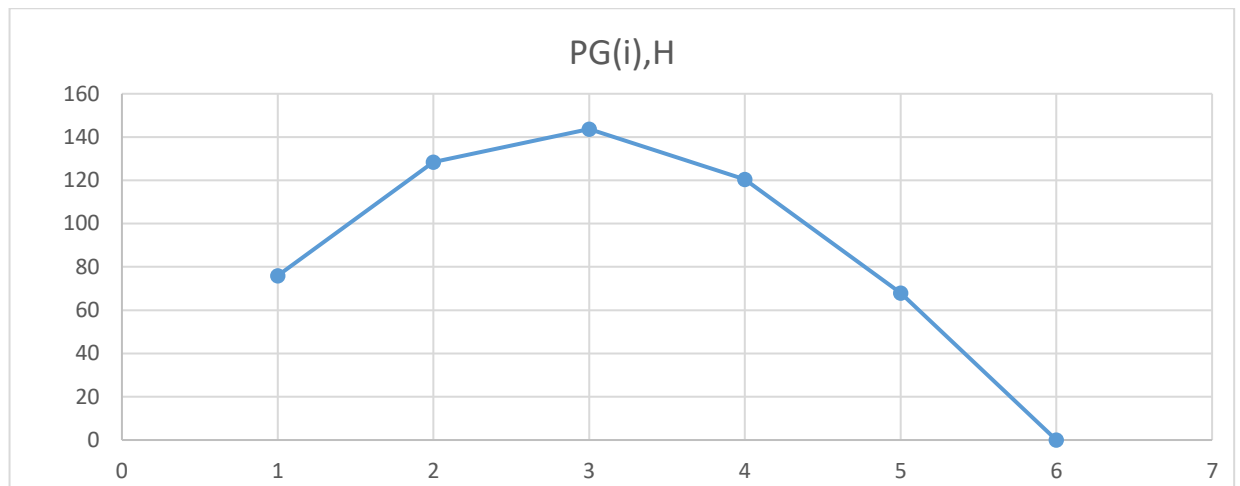


График 1 - Усилие от генератора на тело качения

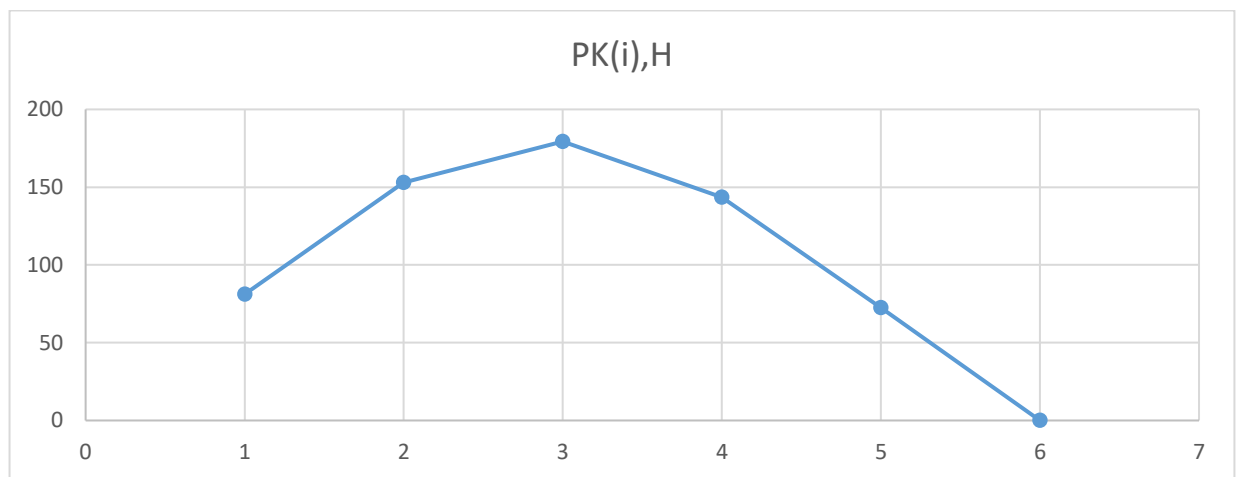


График 2 - Усилие от кулачка на тело качения

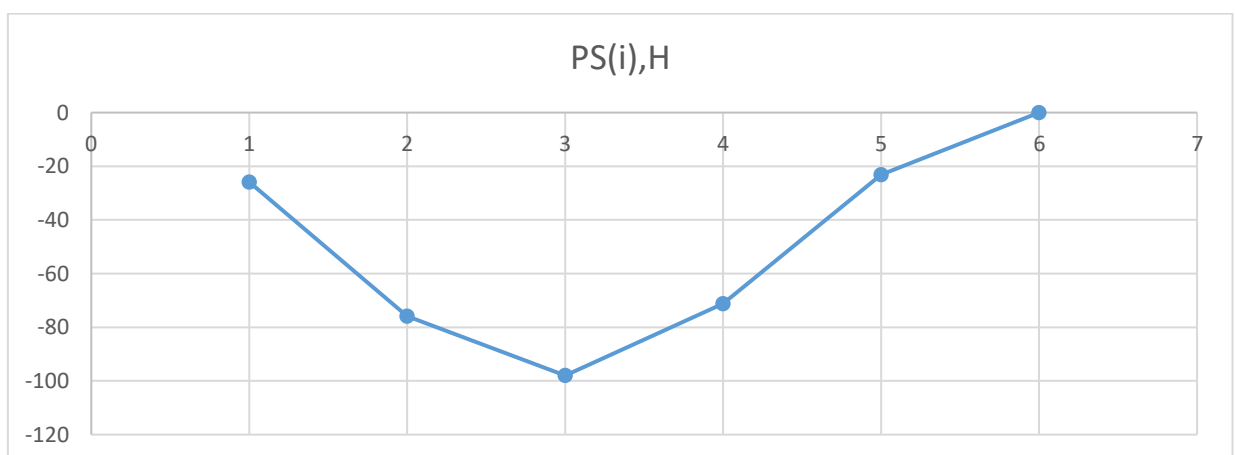


График 3 - Усилие от сепаратора на тело качения

Аналогично усилиям, определим величины возникающих напряжений с применением уравнений и отобразим их (гр. 4, гр. 5, гр. 6).

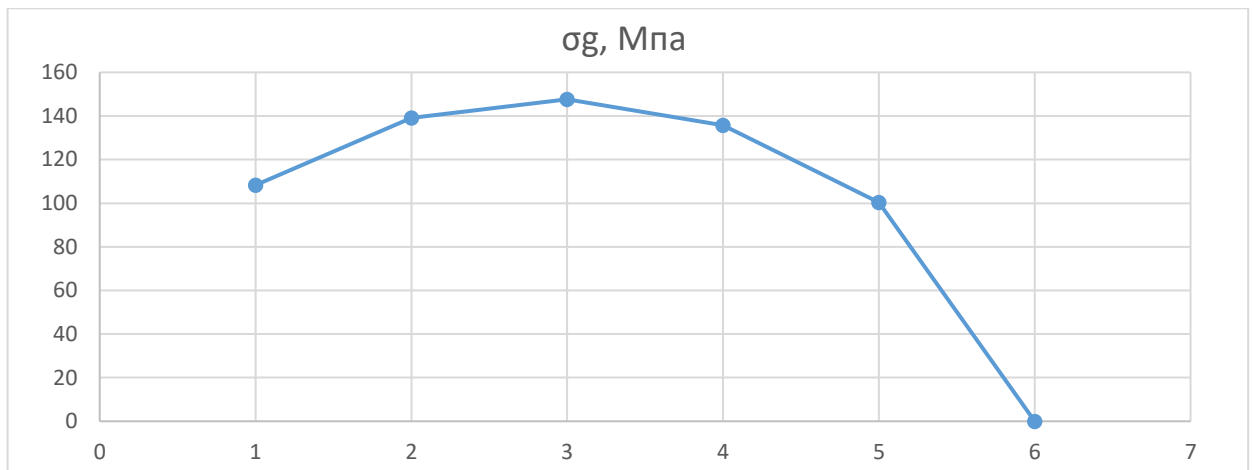


График 4 - Напряжение от генератора на промежуточных телах качения

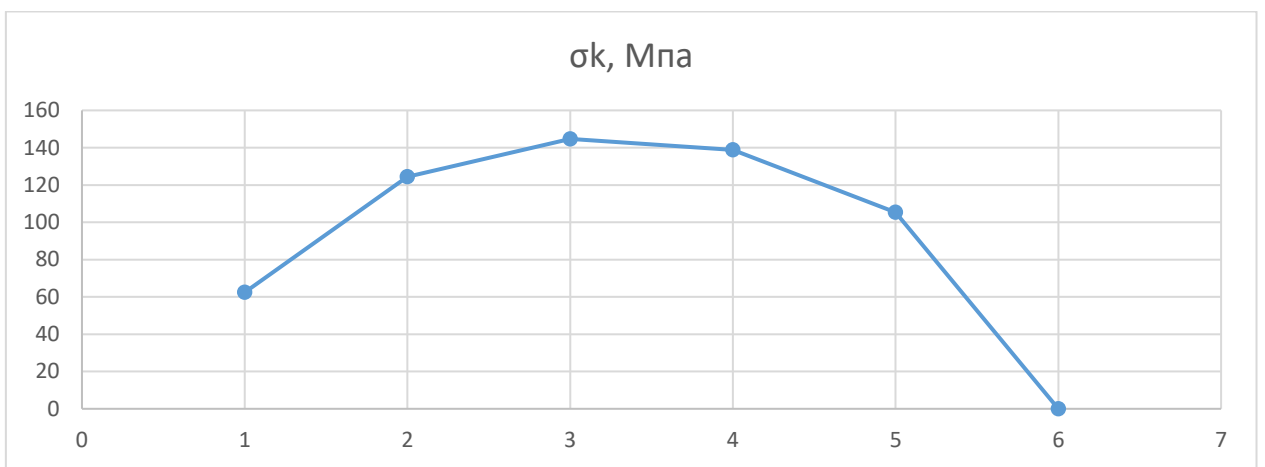


График 5 - Напряжение от кулачка на промежуточных телах качения

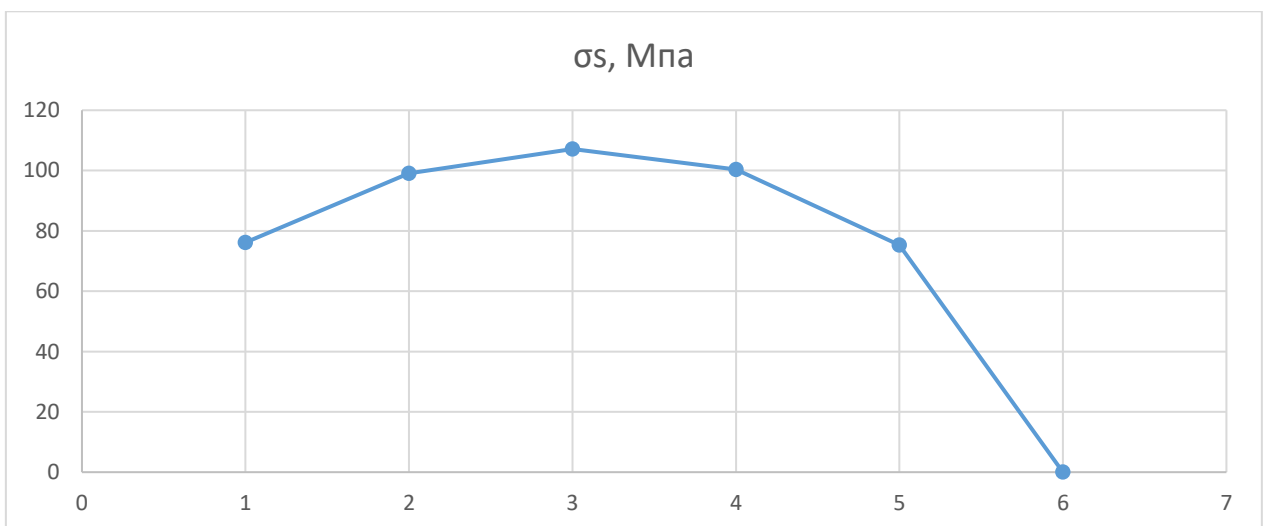


График 6 - Напряжение от сепаратора на промежуточных телах качения

Далее произведем расчет сепаратора на срез. Данный расчет выполним по условию прочности:

$$\tau = \frac{F}{2S} \leq [\tau] (40)$$

где F – максимальное усилие, действующее на сепаратор со стороны тела качения;

S – площадь среза, которая равняется площадке между соседними пазами в сепараторе.

Определим данную площадь на рисунке (5)

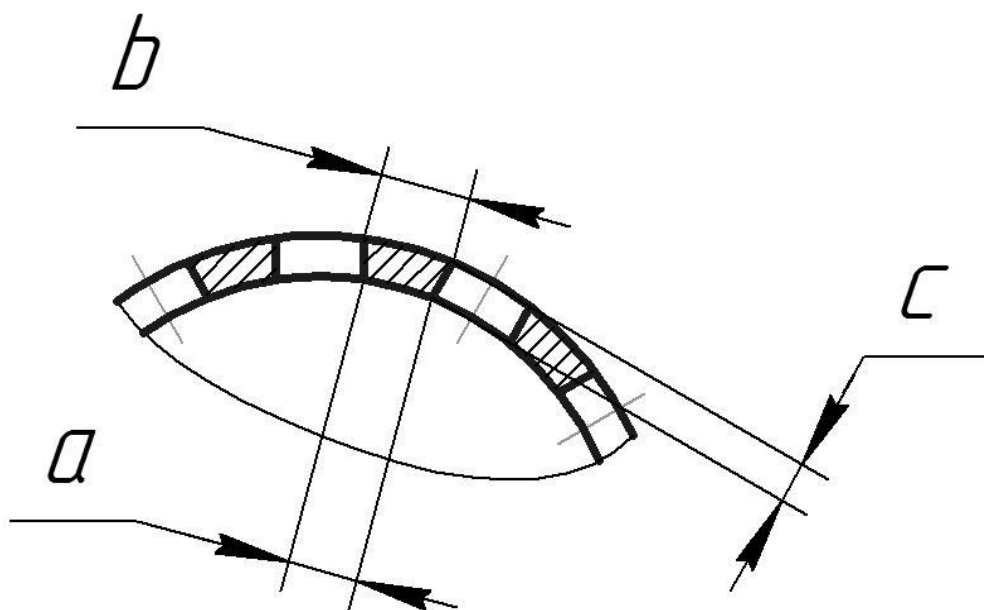


Рисунок 5 - Определение площади среза в детали «сепаратор»

На рисунке 5 видно, что площадь, по которой рассчитывается сепаратор на срез, образуется трапецией со сторонами a , b , c соответственно. Значения данных сторон: $a = 4.7$ мм., $b = 6.14$ мм., $c = d = 2,78$ мм.

Определим площадь данного сектора как площадь трапеции по формуле 41 [41].

$$S = \frac{a+b}{2} \sqrt{c^2 - \left(\frac{(b-a)^2 + c^2 - d^2}{2(b-a)}\right)^2} \quad (41)$$

Тогда:

$$S = \frac{4,7 + 6,14}{2} \sqrt{2,78^2 - \left(\frac{(6,14 - 4,7)^2 + 2,78^2 - 2,78^2}{2(6,14 - 4,7)}\right)^2} \quad (42)$$

Упрощая:

$$S = \frac{4,7 + 6,14}{2} \sqrt{2,78^2 - \left(\frac{1}{(6,14 - 4,7)}\right)^2} = 14,6 \text{ мм}^2 \quad (43)$$

Максимальное усилие на сепараторе со стороны тел качения (гр. 3) равняется 97,6 Н. Допускаемое напряжение среза для стали 40Х $[\tau] = 230 \text{ МПа}$. [75]

Таким образом рассчитаем напряжение среза:

$$\tau = \frac{F}{2S} = \frac{97,6}{14,6 * 2 * 10^{-6}} = 3,304 \text{ Мпа} \quad (44)$$

Определенное напряжение среза не превышает допускаемое напряжение среза для материала сталь 40х.

7. Моделирование напряженно-деформированного состояния передачи в системе SolidWorks

При проведении литературного анализа было выявлено, что зачастую исследователи передач используют системы САЕ для моделирования зацеплений и исследования напряженно-деформированного состояния различных сборок, к примеру, Solid Works или T-Flex. В данном разделе проведем подобное исследование передачи и сравним получившиеся результаты с результатами анализа в разделе 6.

Первостепенно обозначим детали сборки. Конструкторская документация по исследуемым деталям сборки приведена в приложении В.

Сборка состоит из профильного колеса (ПРУ.02.02.17.01), сепаратора (ПРУ.02.02.17.06), генератора (ПРУ.02.02.17.04), промежуточных тел качения (Ролик 6х7 III ГОСТ 22696-77).

На начальном этапе в системе SolidWorks собираем все необходимые детали передачи в необходимом порядке, так как они работают в реальной передаче. Модели исследуемых деталей приведены далее.

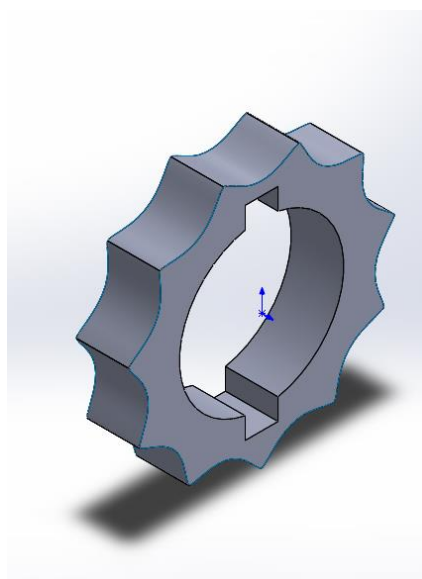


Рисунок 6 - Профильное колесо

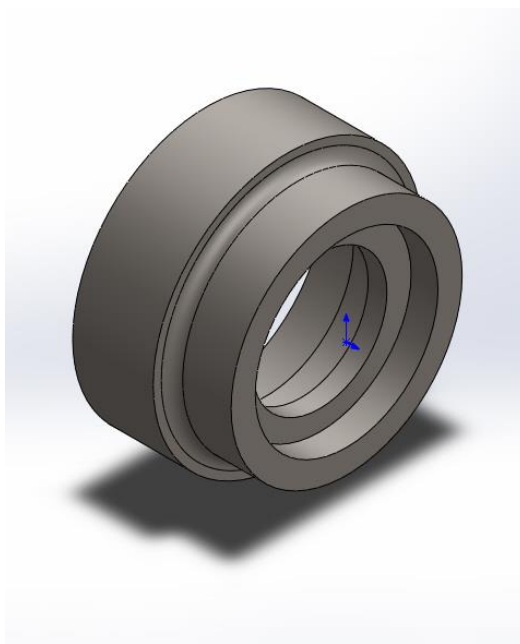


Рисунок 7 - Генератор

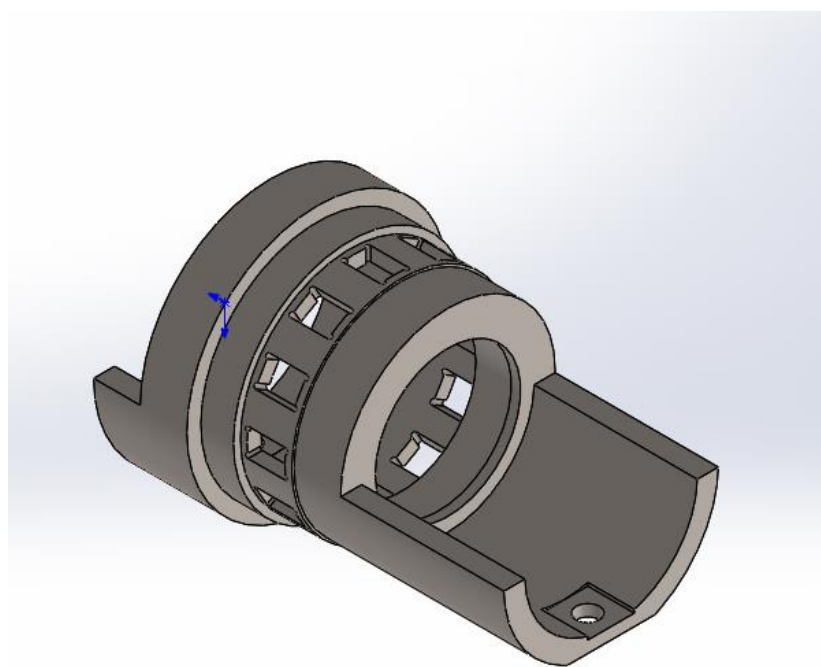


Рисунок 8 - Сепаратор

Далее необходимо собрать детали так, как они работают в реальной спроектированной передаче. Для упрощения понимания генератор выполнен в прозрачном исполнении, сепаратор и промежуточные тела качения окрашены в различные цвета.

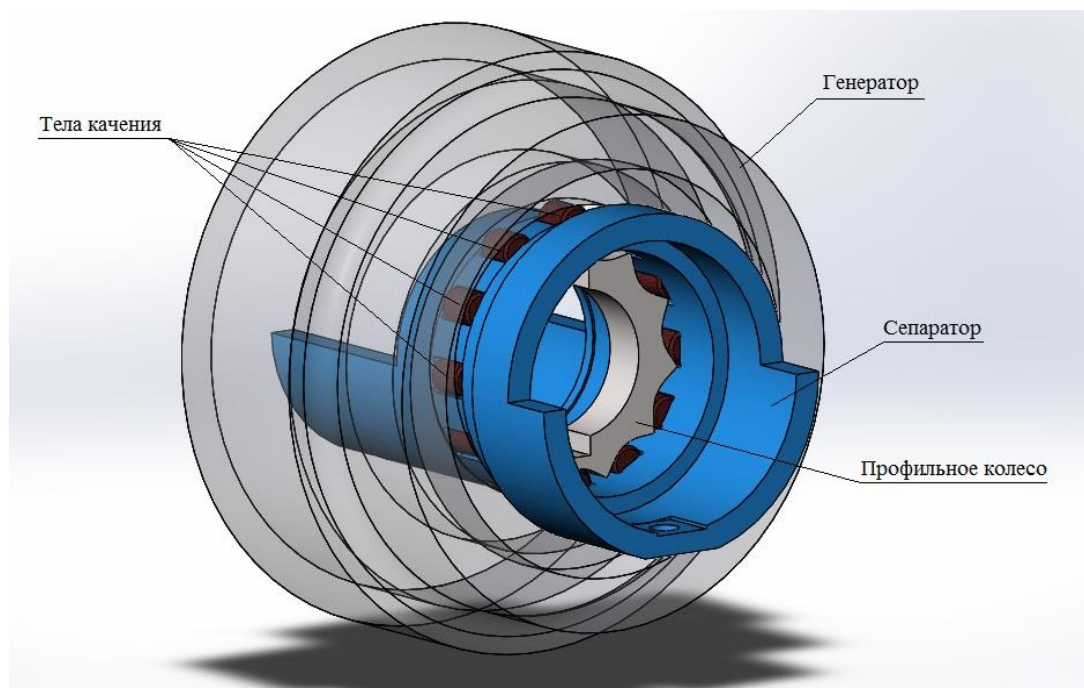


Рисунок 9 - Сборка передачи

После сборки передачи необходимо задать материал для деталей, используя при этом встроенную библиотеку материалов. Выбор материалов для элементов передачи аналогичен выбранным материалам при проведении анализа в разделе 6, а именно:

- ШХ15 для тел качения, профильного колеса, и генератора.
- 40Х для сепаратора.

После выбора материала следует установить необходимые связи, закрепления и др. В нашем случае зафиксированным звеном будет являться сепаратор по отверстиям для болтового соединения. Остальные детали ограничиваются посредством сопряжений.

После расстановки связей необходимо задать начальные условия. Вращение генератору задаем по грани, окрашенной в синий цвет так, как указано на рисунке 9. Данная грань соответствует зубчатой части, которой передается вращение от двигателя согласно конструкторской документации.

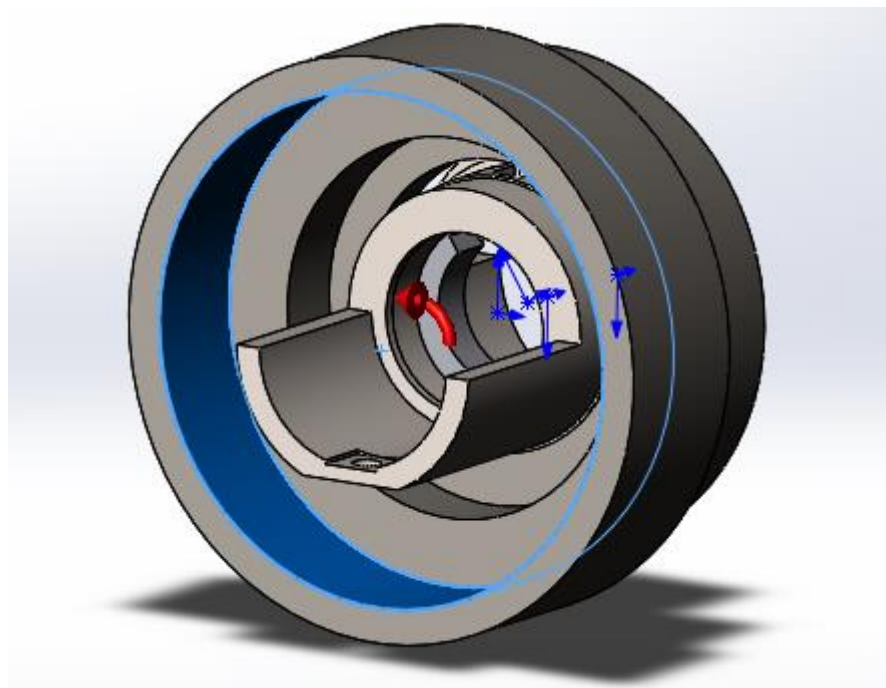


Рисунок 9 - Обозначение вращения генератора

Частота вращения генератора равняется $1500 \frac{\text{об.}}{\text{мин.}}$, что соответствует преобразованной после зубчатой передачи частоте вращения генератора при проведении анализа, указанного в разделе 6.

В качестве противодействия двигателю к профильному колесу прикладывается противодействующий момент (рис. 10).

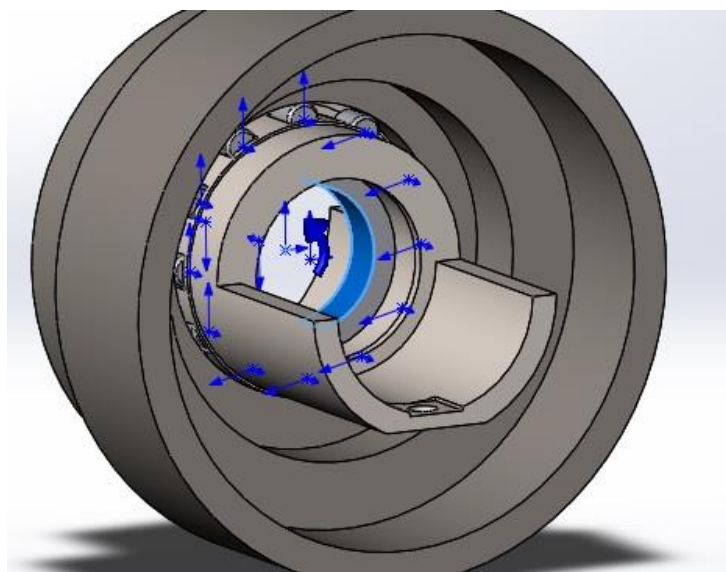


Рисунок 10 - Обозначение противодействующего момента

В данном случае величина противодействующего момента соответствует исследуемому механизму, т.е. выходному моменту в 7.92 Н*м.

При расчете напряжений в системе SolidWorks используется критерий по Мизесу. Этот критерий основывается на теории Мизес-Хенки, также известной как теория энергии формообразования. Теория гласит, что пластичный материал повреждается в тех местах, где напряжения по критерию Мизеса становятся равным предельному напряжению соответствующего материала. В большинстве случаев в качестве предельного напряжения используется предел текучести выбранного материала.

Таким образом эквивалентное напряжение $\sigma_{von Mises}$ в некоторой точке детали определяется как:

$$\sigma_{von Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (45)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения.

Главные напряжения определяются как нормальные напряжения к главным площадкам фигуры, которая в качестве конечного элемента при анализе в SolidWorks. Таким образом при условии того, что на элемент действует главным образом только одно главное напряжение, а на остальные главные площадки либо не действуют напряжения вообще, либо их действие по отношению к наибольшему действующему напряжению мало, тогда можно сделать следующее предположение:

$$\sigma_{von Mises} \approx \sigma_{\text{наиб.}} \quad (46)$$

где $\sigma_{\text{наиб.}}$ – наибольшее главное напряжение.

Таким образом представляется возможность для сравнения результатов напряженного состояния исследуемых деталей с результатами анализа, приведенном в разделе 6.

Моделирование передачи произведено таким образом, что выходное звено совершает один полный оборот. Время моделирования в этом случае равно 0,4 секундам. с шагом равным 0,1 сек.

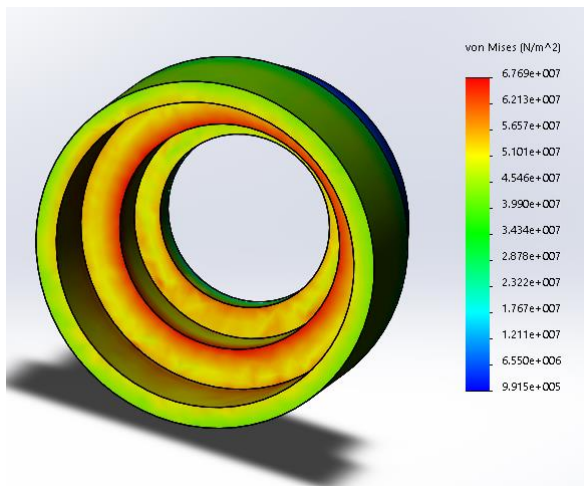
Прежде всего стоит сказать о том, что в силу особенностей программного обеспечения Solid Works и отсутствия достаточного опыта работы с ней, при проведении анализа промоделированной передачи не удалось объединить масштабы эпюр. Таким образом стоит обратить внимание при их изучении.

Сама модель передачи работает на основе заданного начального условия, коими являются фиксирование и движение. Противодействующая нагрузка второстепенна. Другими словами, звено, которому задано вращение вне зависимости от того, какая нагрузка ему противодействует, в рамках исследования движения будет двигаться с начальным условием. А усилие, которое необходимо данному звену для преодоления противодействующей нагрузки рассчитывается при моделировании.

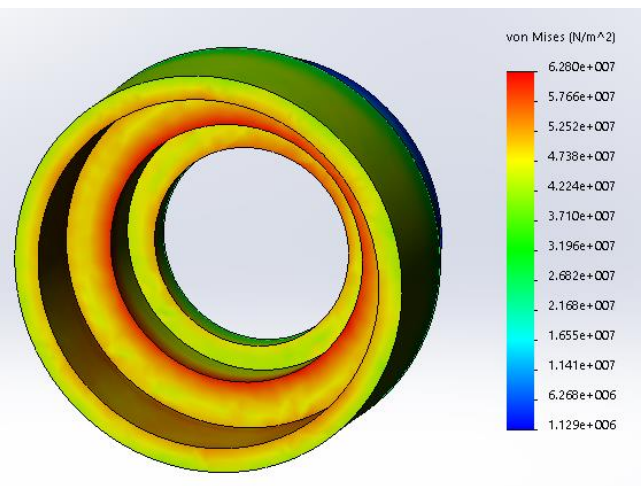
Рассмотрим результаты моделирования для каждой детали непосредственно по напряжению и коэффициенту запаса прочности.

Эпюры напряженного состояния генератора приведены на рисунке 11.

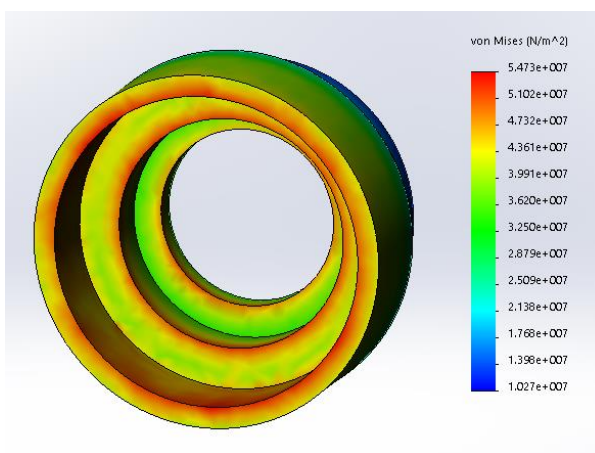
Размерность всех масштабов для эпюр напряжений соответствует $\frac{Н}{м^2}$ или Па.



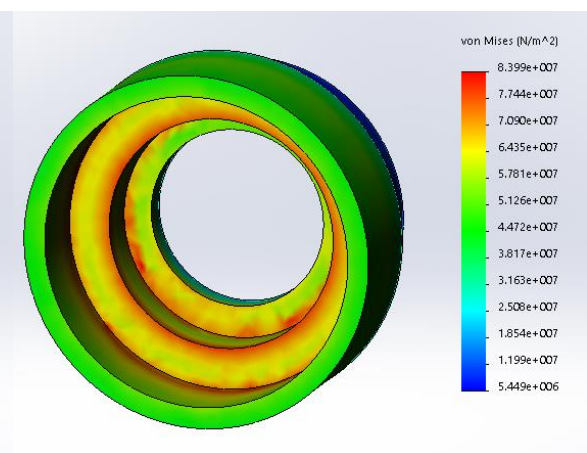
0 сек.



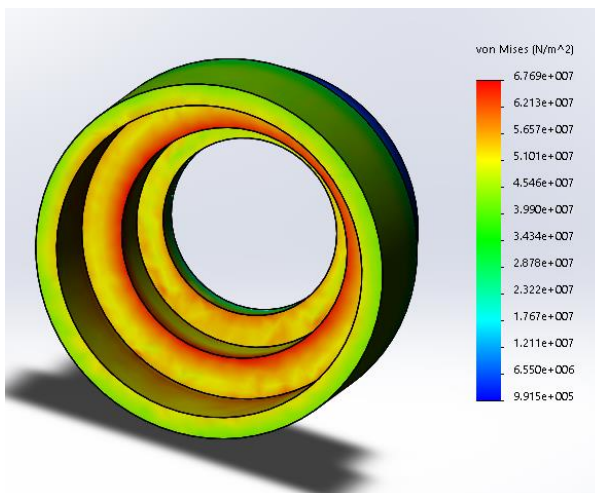
0.1 сек



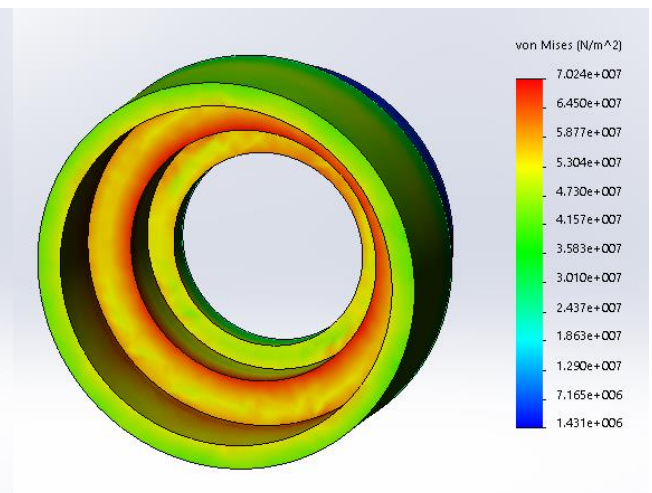
0.2 сек.



0.3 сек.



0.4 сек.

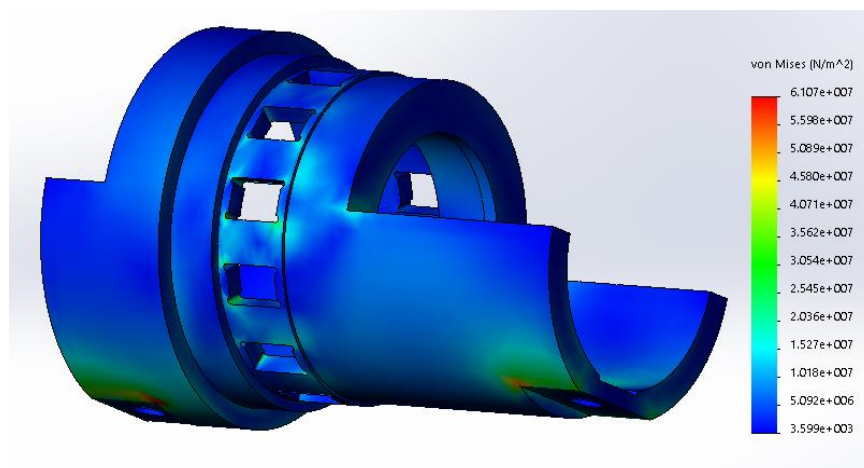


0.5 сек.

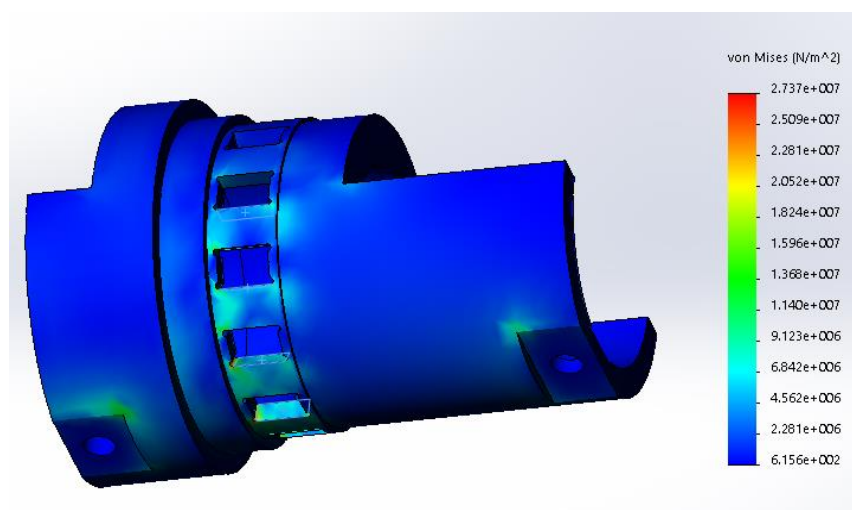
Рисунок 11 - Напряженное состояние генератора в период 0 – 0.5 сек.

Результаты напряженного состояния сепаратора приведены на рисунке

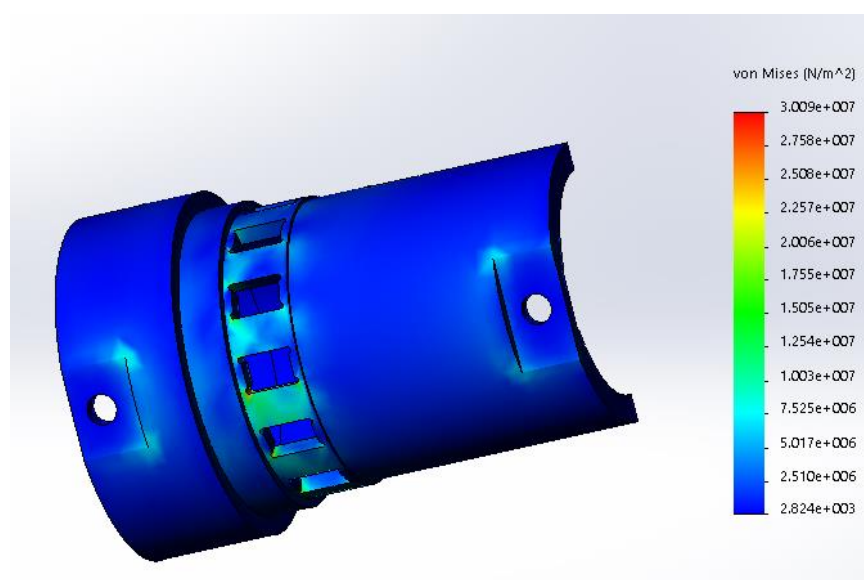
12.



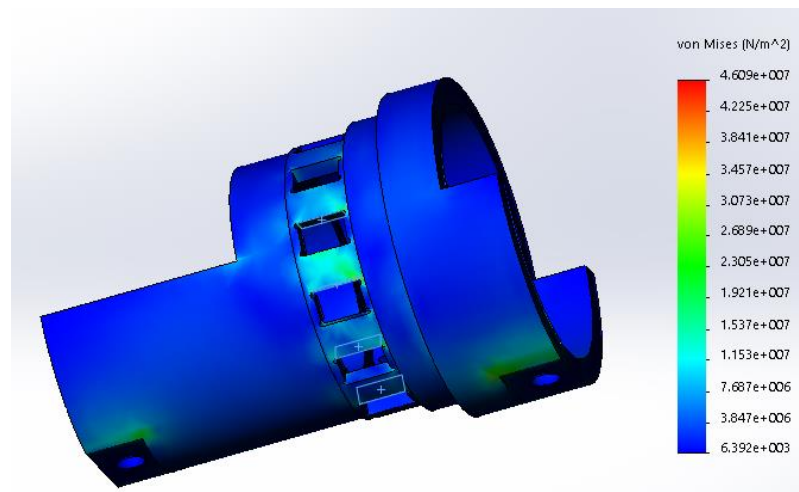
0 сек.



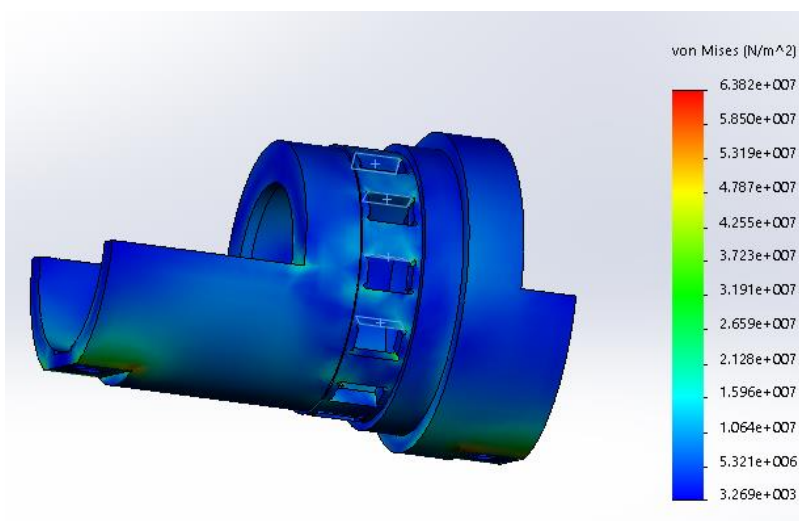
0.1 сек.



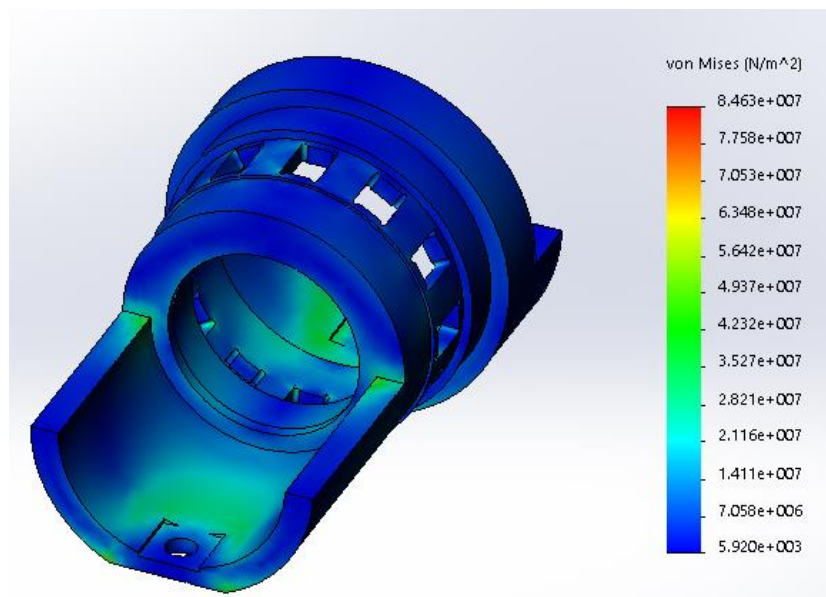
0.2 сек.



0.3 сек.



0.4 сек.



0.5 сек.

Рисунок 12 - Напряженное состояние сепаратора в период 0 – 0.5 сек.

Результаты напряженного состояния профильного колеса приведены на рисунке 13.

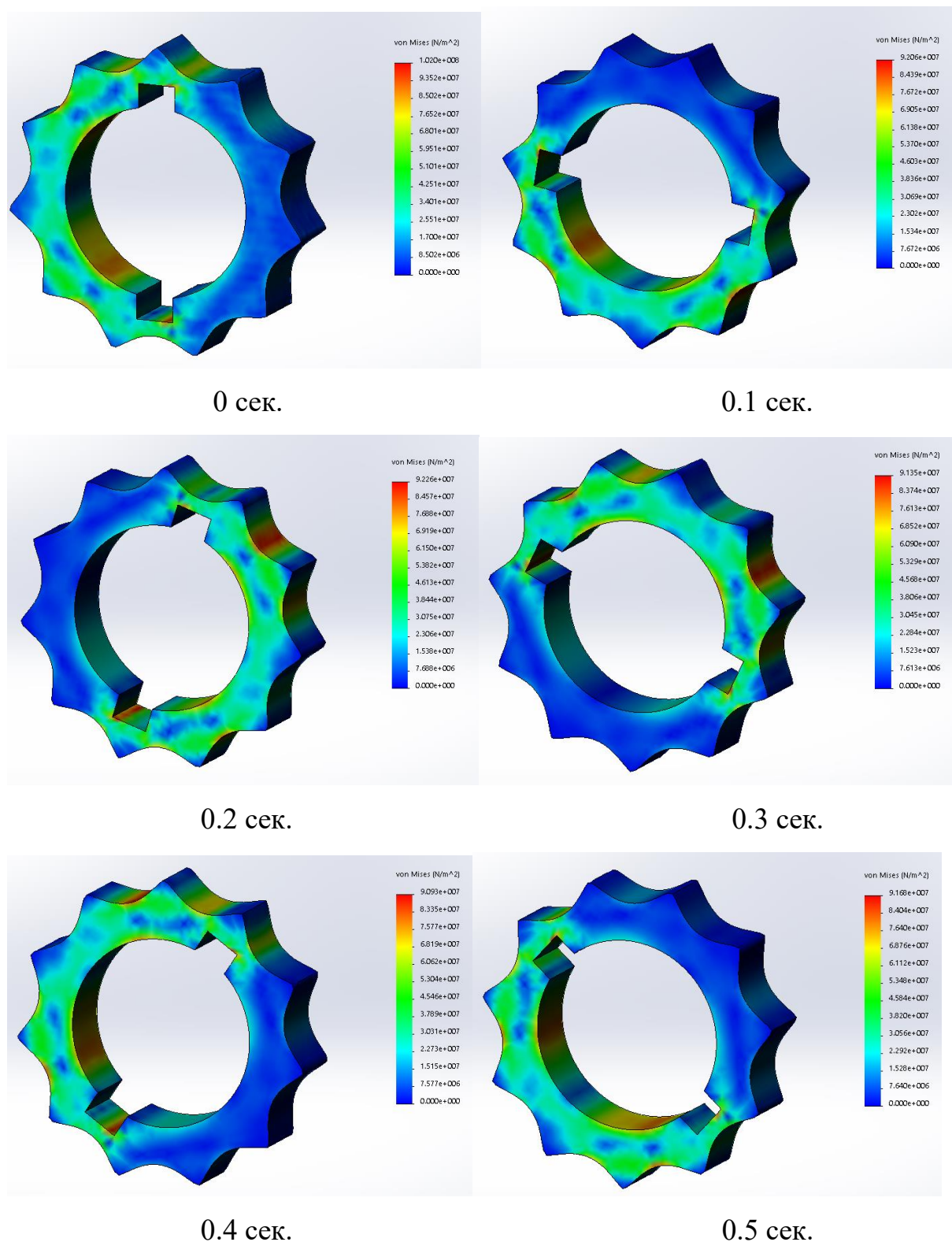


Рисунок 13 - Напряженное состояние профильного колеса в период 0 – 0.5 сек.

Далее рассмотрим эпюры коэффициента запаса прочностей. Эпюры запаса прочности для детали генератор приведены на рисунке 14.

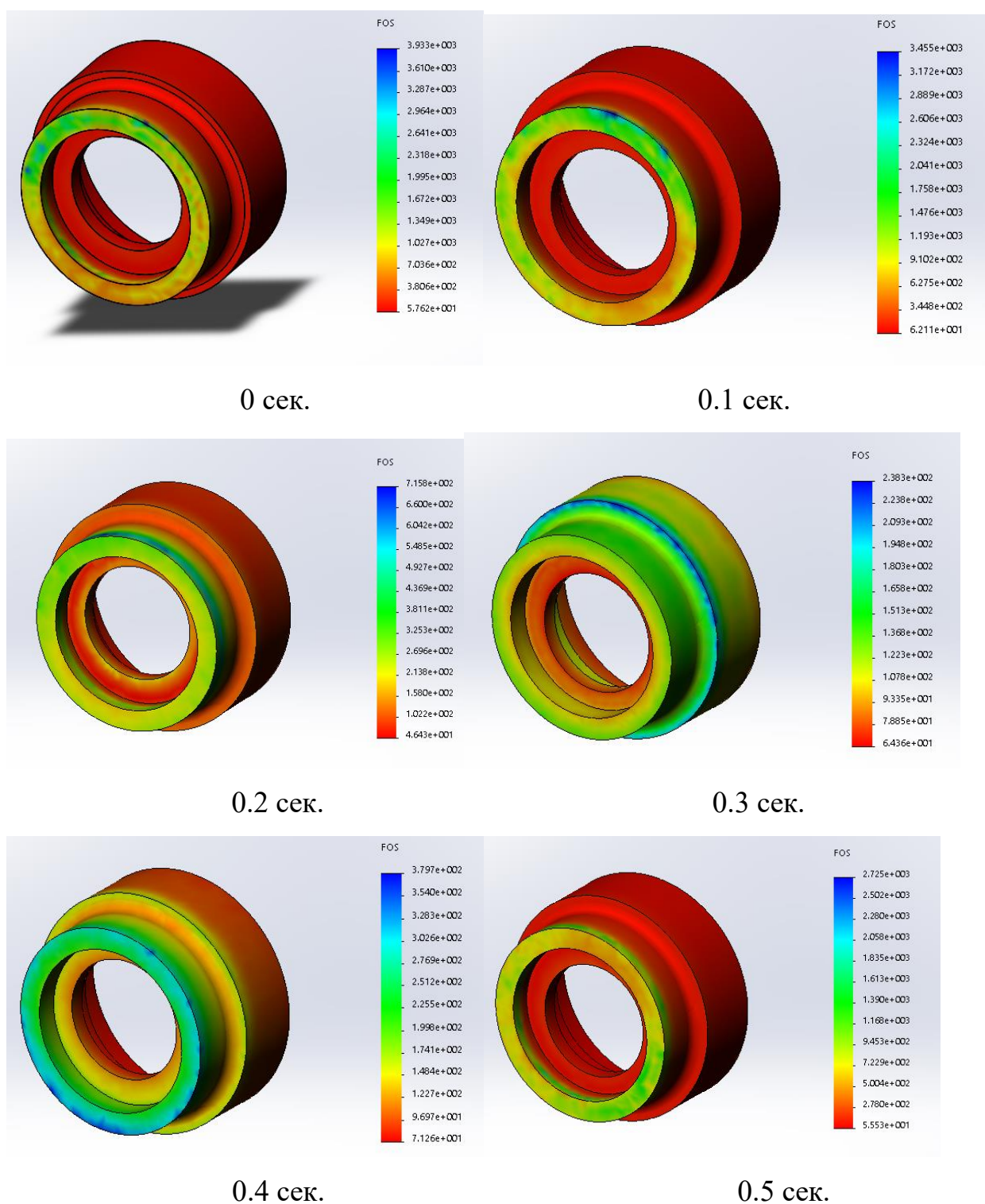
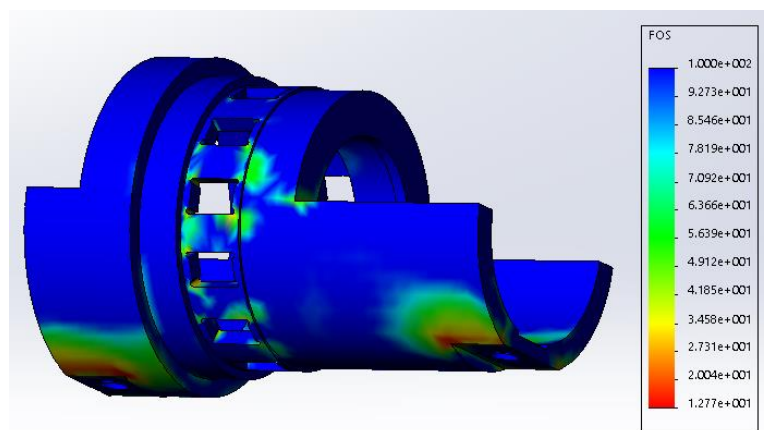
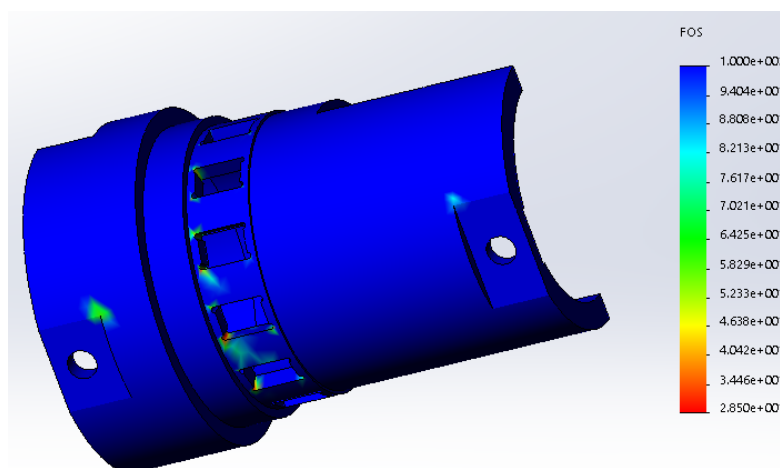


Рисунок 14 - Коэффициент запаса прочности генератора в период 0 – 0.5 сек.

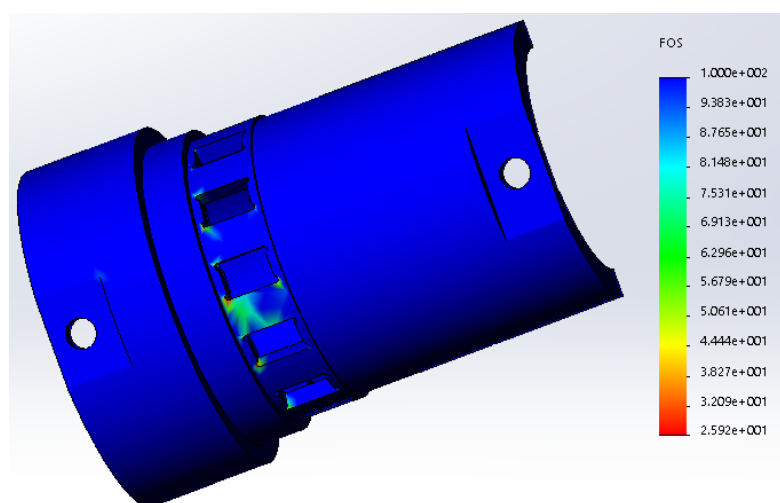
Эпюры коэффициентов запаса прочности для сепаратора приведены на рисунке 15.



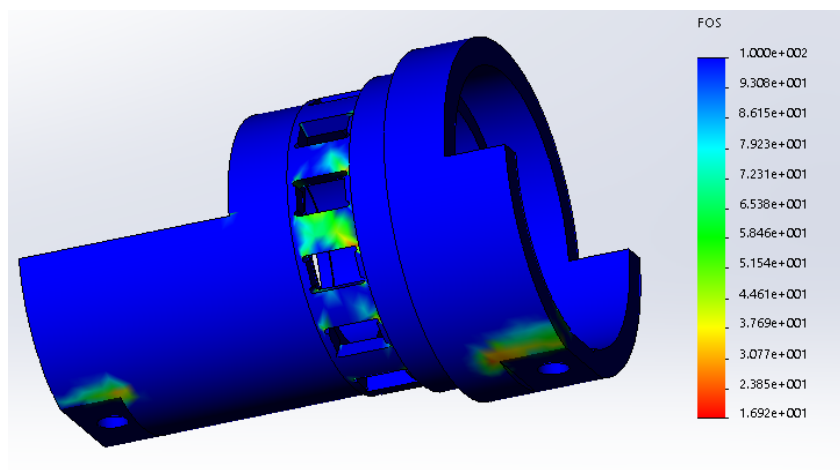
0 сек.



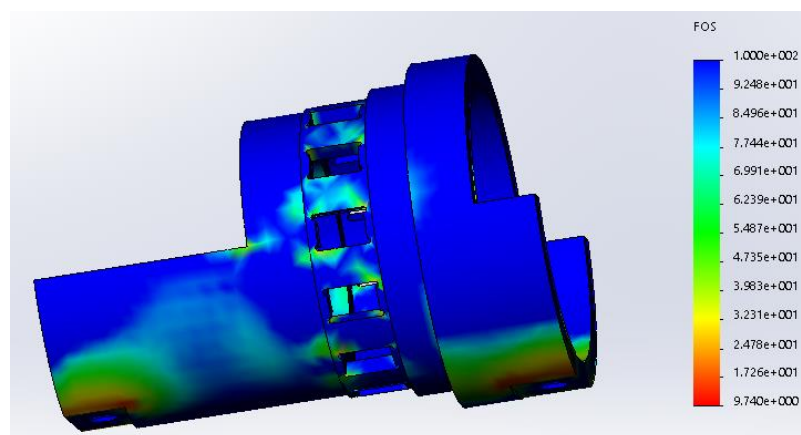
0.1 сек.



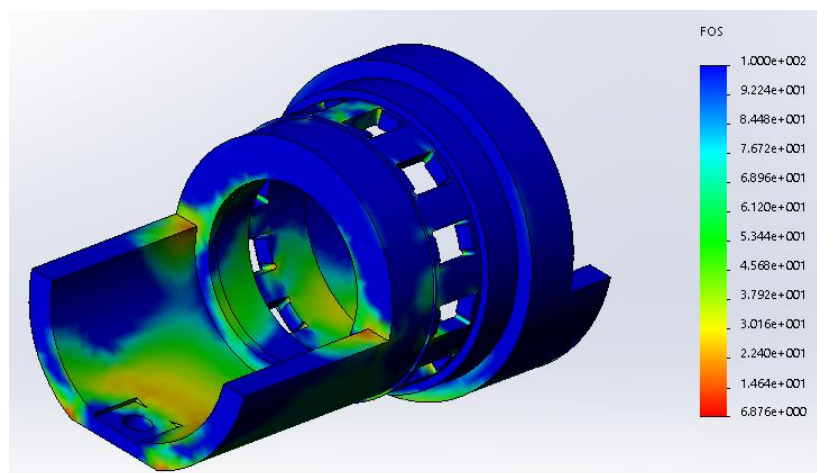
0.2 сек.



0.3 сек.



0.4 сек.



0.5 сек.

Рисунок 15 - Коэффициент запаса прочности генератора в период 0 – 0.5 сек.

Эпюры коэффициентов запаса прочности для профильного колеса приведены на рисунке 16.

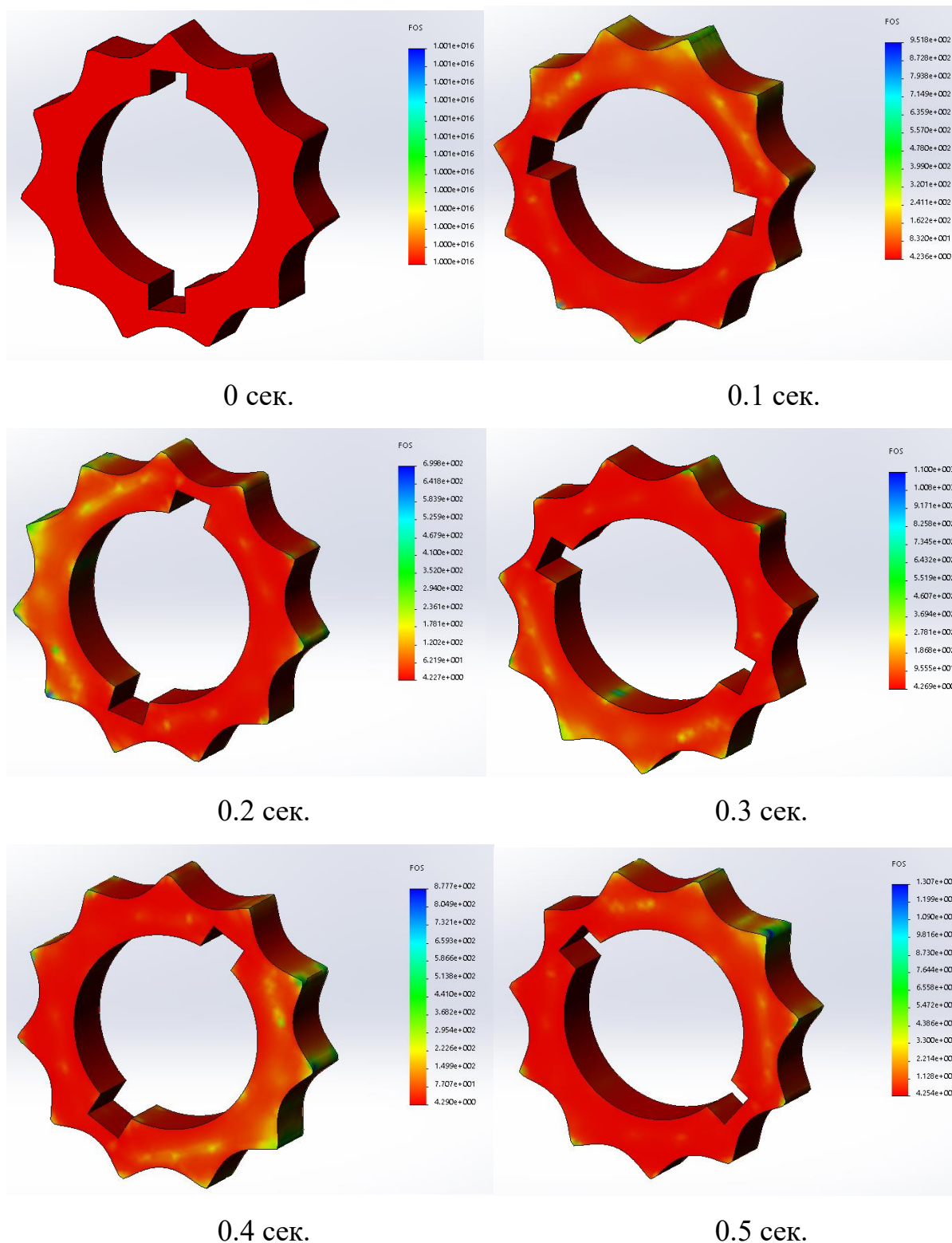


Рисунок 16 - Коэффициент запаса прочности профильного колеса в период
0 – 0.5 сек.

Далее рассмотрим эпюры результирующего перемещения. Эпюры перемещения для детали генератор приведены на рисунке 17.

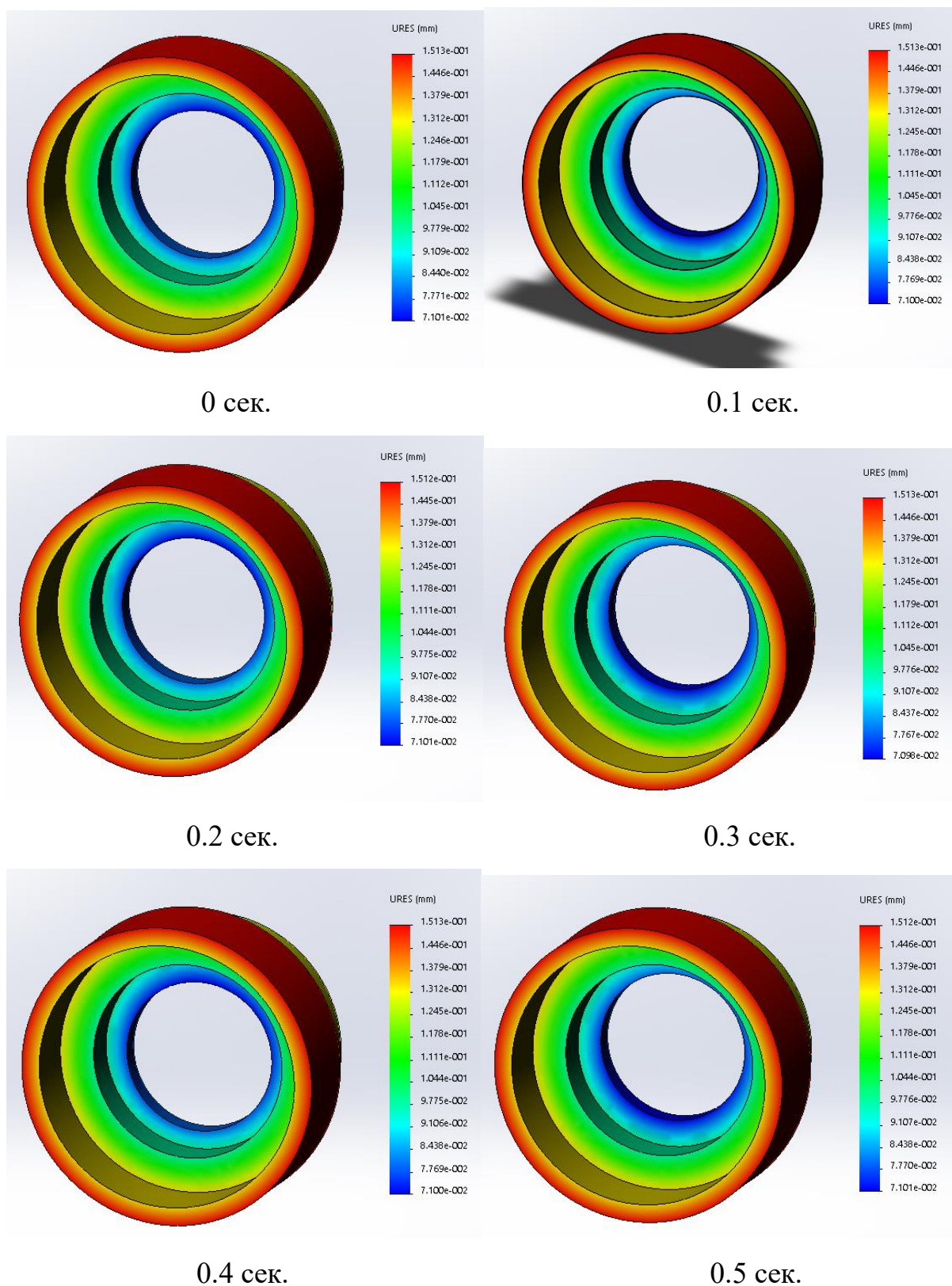
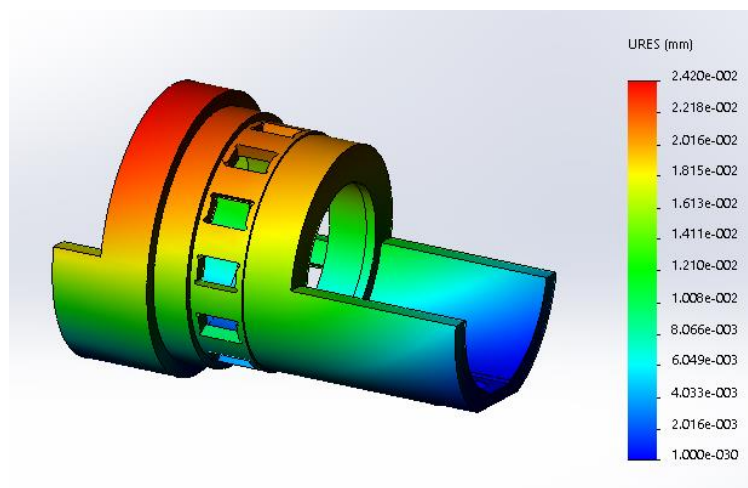
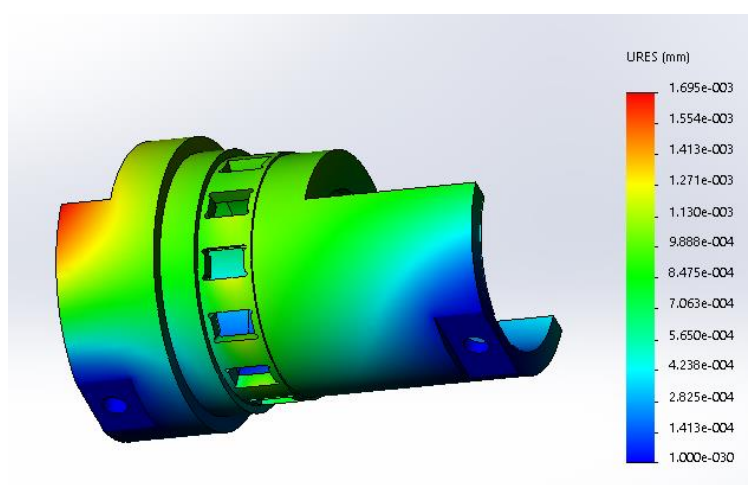


Рисунок 17 - Эпюры результирующего перемещения генератора в период
0 – 0.5 сек.

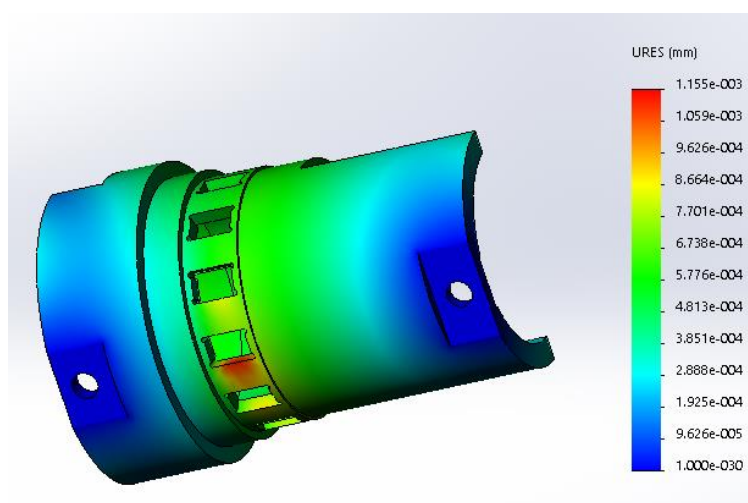
Эпюры перемещения для детали сепаратор приведены на рисунке 18.



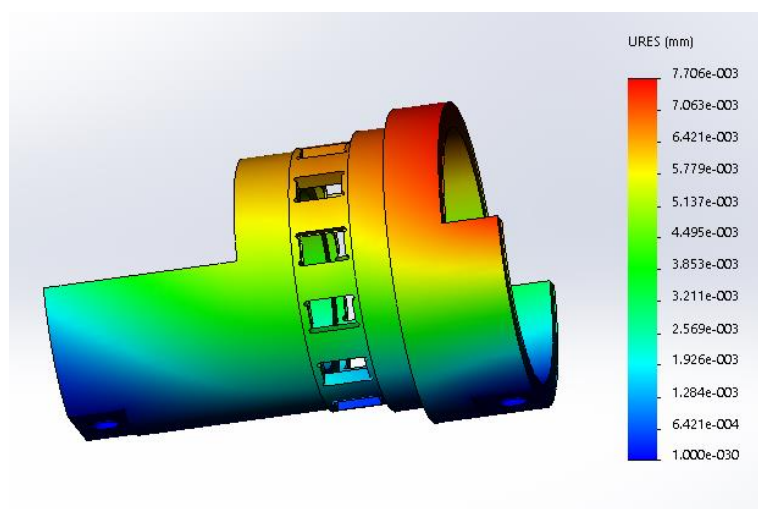
0 сек.



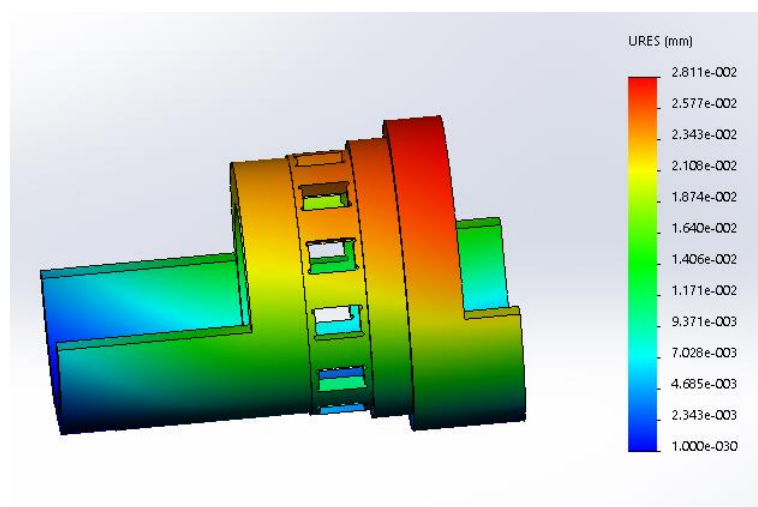
0.1 сек.



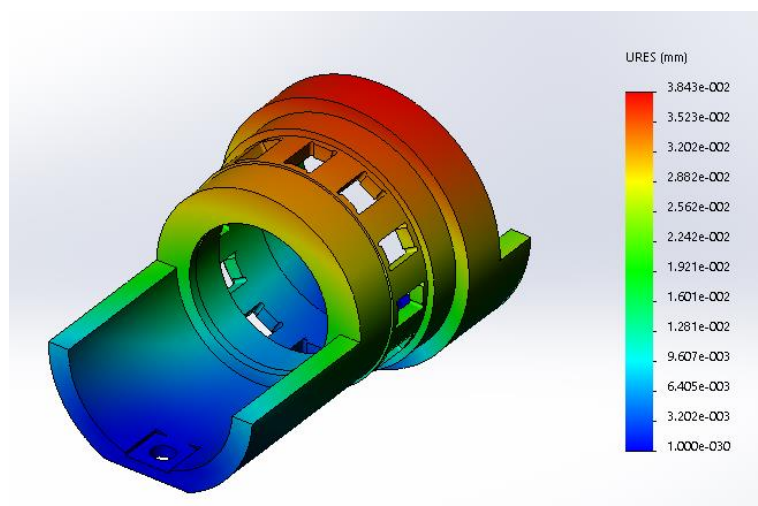
0.2 сек.



0.3 сек.



0.4 сек.



0.5 сек.

Рисунок 18 - Эпюры результирующего перемещения сепаратора в период

0 – 0.5 сек.

Эпюры перемещения для детали профильное колесо приведены на рисунке 19.

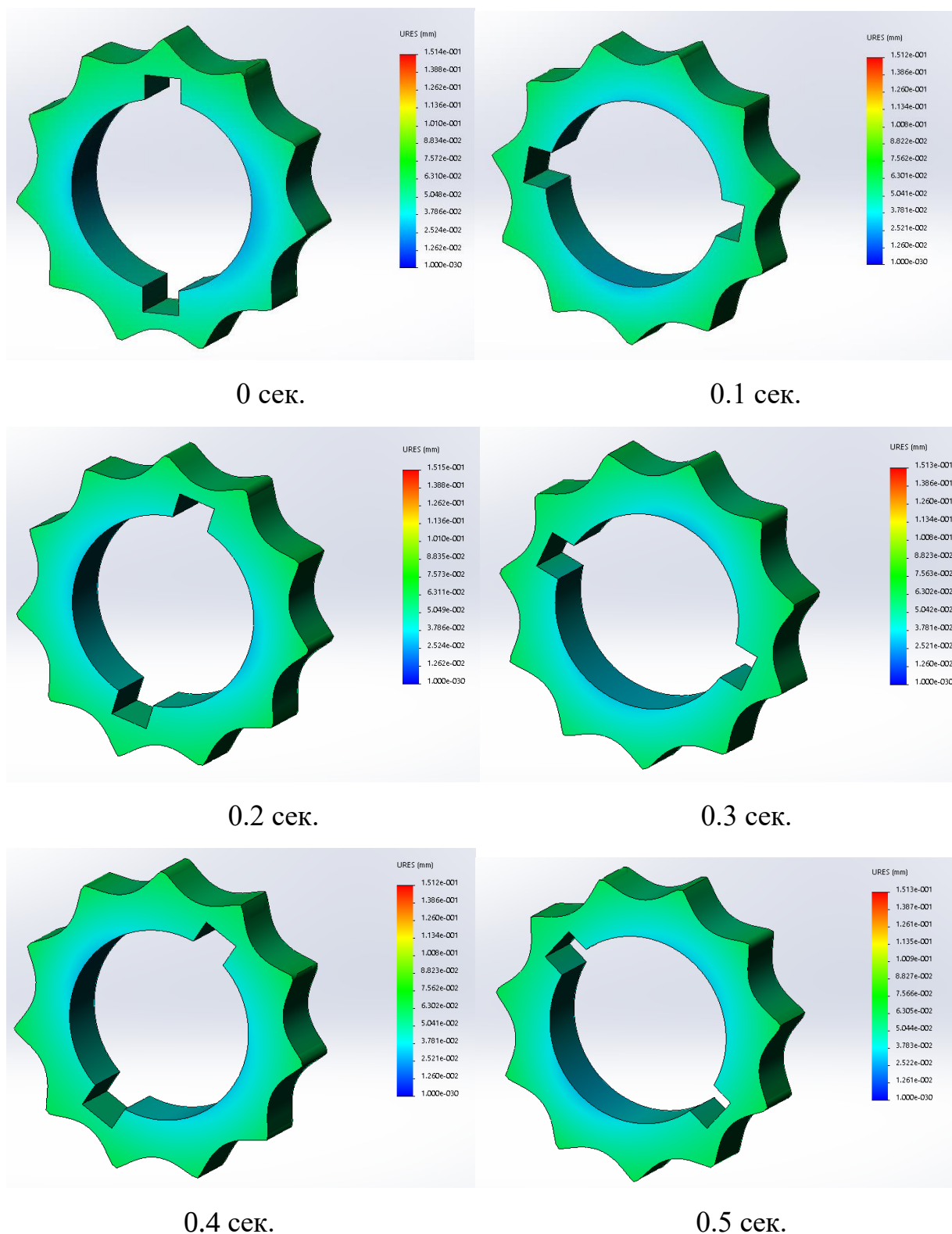


Рисунок 19 - Эпюры результирующего перемещения профильного колеса в период 0 – 0.5 сек.

Проанализируем полученные результаты поочередно начиная с генератора. Как видно на рисунке 11 основные напряжения деталь испытывает в местах концентраторов напряжений и соприкосновения промежуточных тел качения. Характерный контакт промежуточных тел качения и периодичность работы промежуточных тел качения прослеживается на данных эпюрах.

При изучении детали сепаратора на рисунке 12 подтверждается характерная нагрузка промежуточных тел качения. Основные напряжения в данном случае возникают в местах крепления детали сепаратора и его фиксации при моделировании передачи. Видно, что пазы испытывают средние относительно масштаба эпюры напряжения за счет избавления от концентраторов напряжений. Очевидно, что деталь испытывает наименьшие напряжения при работе промежуточных тел качения, которые наиболее приближены к месту фиксации детали сепаратор. Это в свою очередь говорит о конструкторской ошибке выбора фиксации детали – другими словами деталь является несбалансированной.

Наиболее отчетливо характер работы промежуточных тел качения представлен при исследовании эпюр напряжений профильного колеса, представленных на рисунке 13. Если мысленно разделить передачу на две симметричных части, то видно, что одна из них нагружена, а другая в отношении первой нет. Данное состояние нагрузки вместе с предыдущими результатами еще раз подтверждает волнообразность распределения напряжений. Наибольшие напряжения возникают в местах контакта промежуточных тел качения и в концентраторах напряжений, коими в данном случае являются сквозные шпоночные пазы.

Изучив эпюры коэффициента запаса прочности деталей можно сделать вывод о том, что сам привод способен работать и на более высоких моментах. Однако в условиях заданных начальных условий коэффициент запаса прочности в некоторых местах деталей велик, что говорит об ошибке при проектировании передачи.

Эпюры результирующих перемещений для деталей вращения типа профильное колесо и генератор говорят о плавности работы данных деталей. Эпюра результирующего перемещения для сепаратора показывает характерные перемещения в зонах, наиболее удаленных от мест крепления сепаратора.

Наряду с общей картиной распределения напряжений в детали сепаратор необходимо обратить внимание на распределение напряжений в зонах, расположенных в районах пазов для промежуточных тел качения. Очевидно, что при изменении формы характер распределения напряжений также изменится. Рассмотрим разные формы пазов и сравним характер напряженности на одном интервале моделирования для определения более оптимального варианта исполнения паза. Для сравнения обратимся к эпюре напряжений сепаратора в момент времени 0.2 секунды.

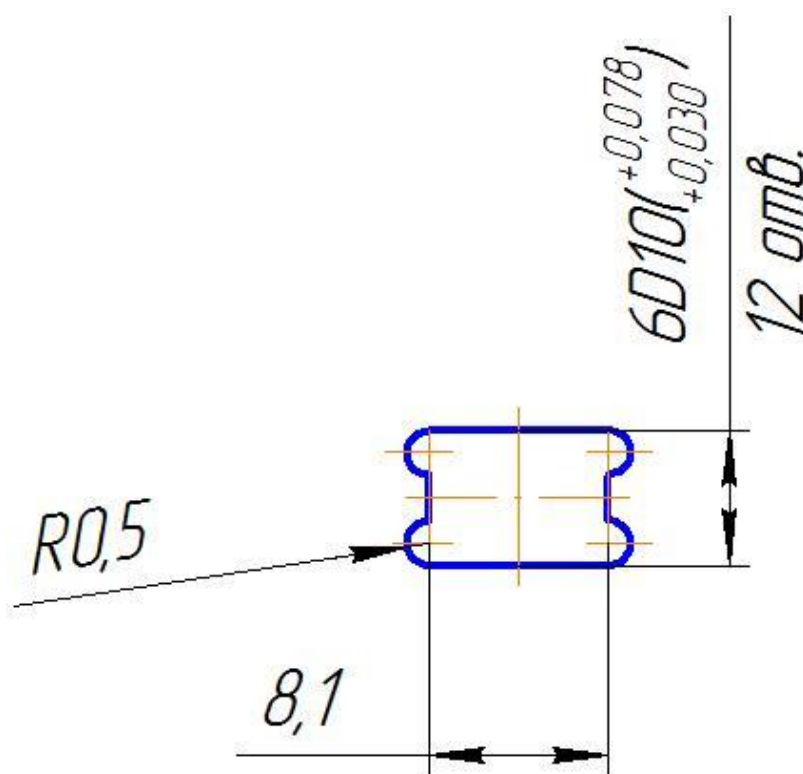


Рисунок 20 - Форма паза сепаратора для тел качений (тип А)

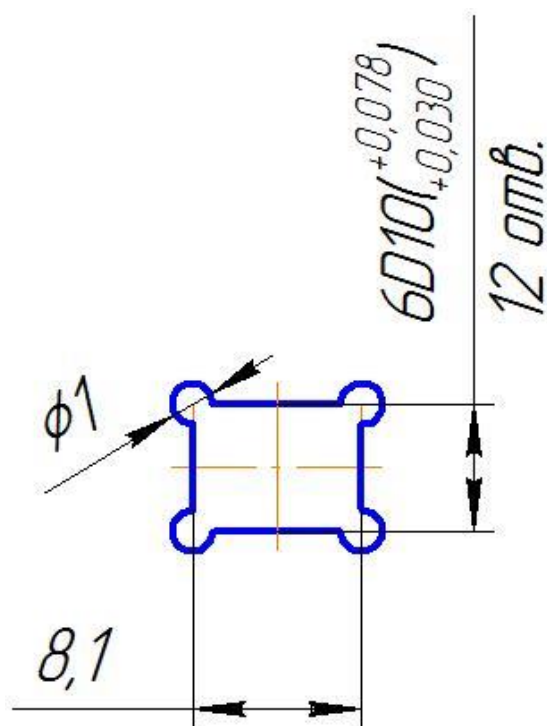


Рисунок 21 - Форма паза сепаратора для тел качений (тип Б)

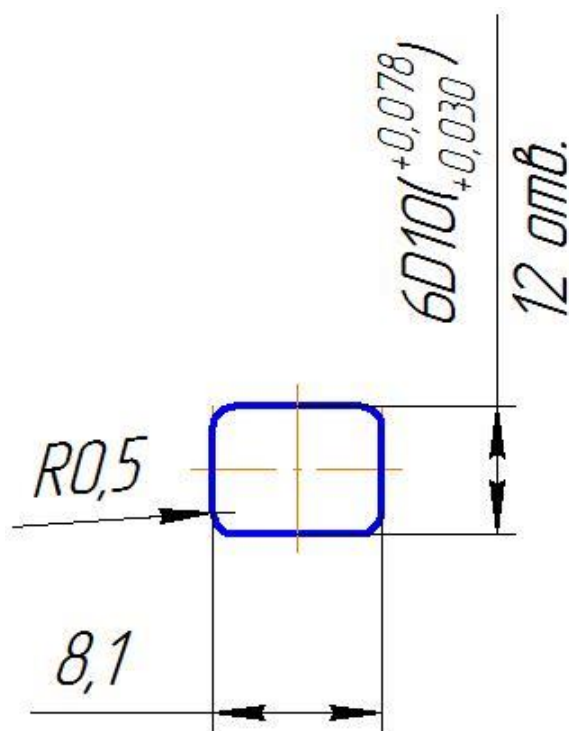


Рисунок 22 - Форма паза сепаратора для тел качений (тип Б)

После повторного анализа сепаратора с аналогичными нагрузками, фиксациями и разными формами пазов для промежуточных тел качения, сравним получившиеся эпюры напряжений для сепаратора на рисунках 23, 24 и 25.

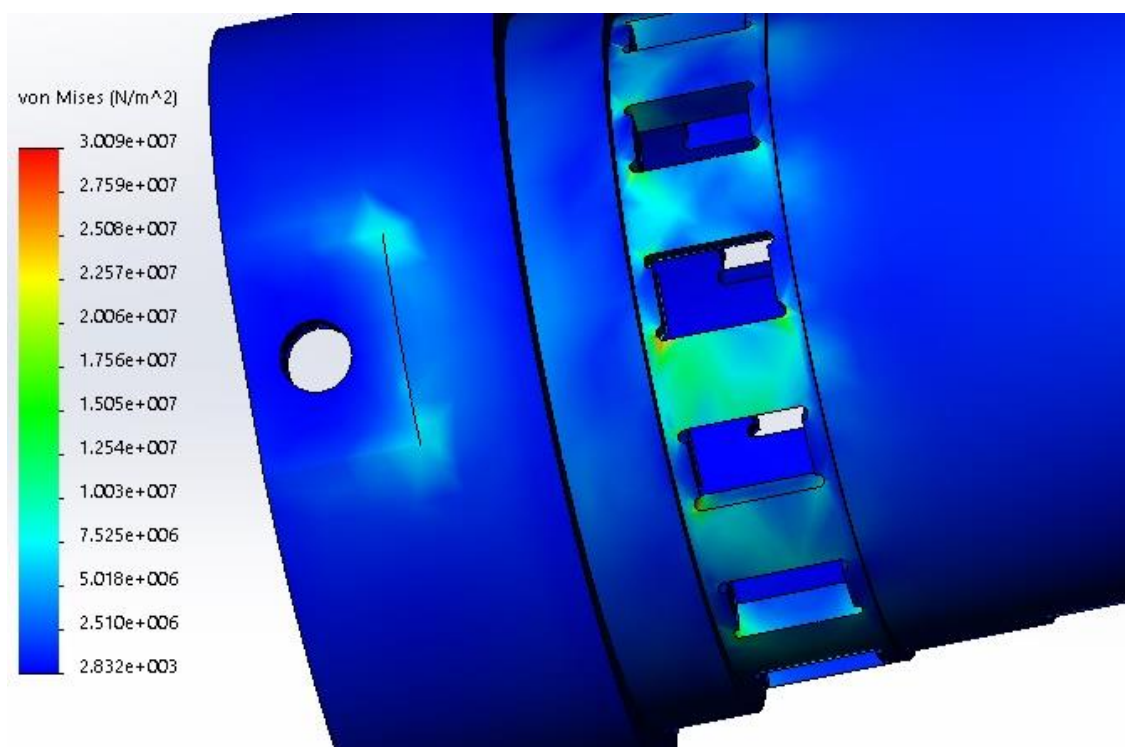


Рисунок 23 - Эпюра напряжений сепаратора в момент времени 0.2 сек с пазом типа А

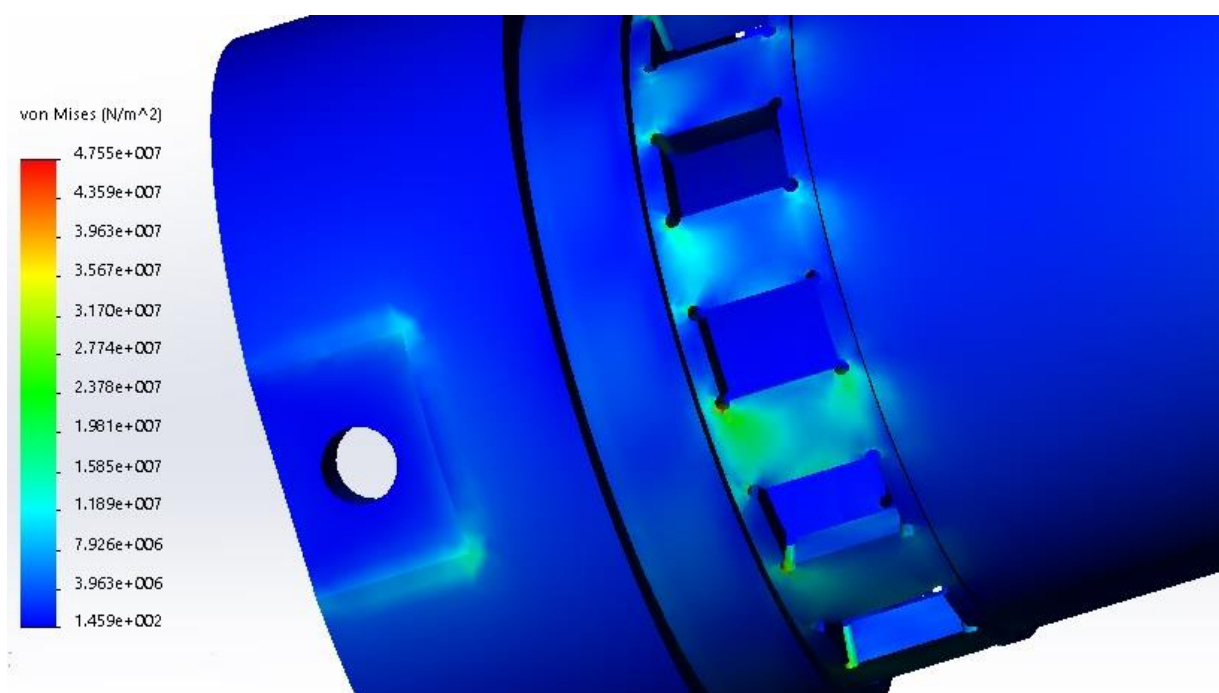


Рисунок 24 - Эпюра напряжений сепаратора в момент времени 0.2 сек с пазом типа Б

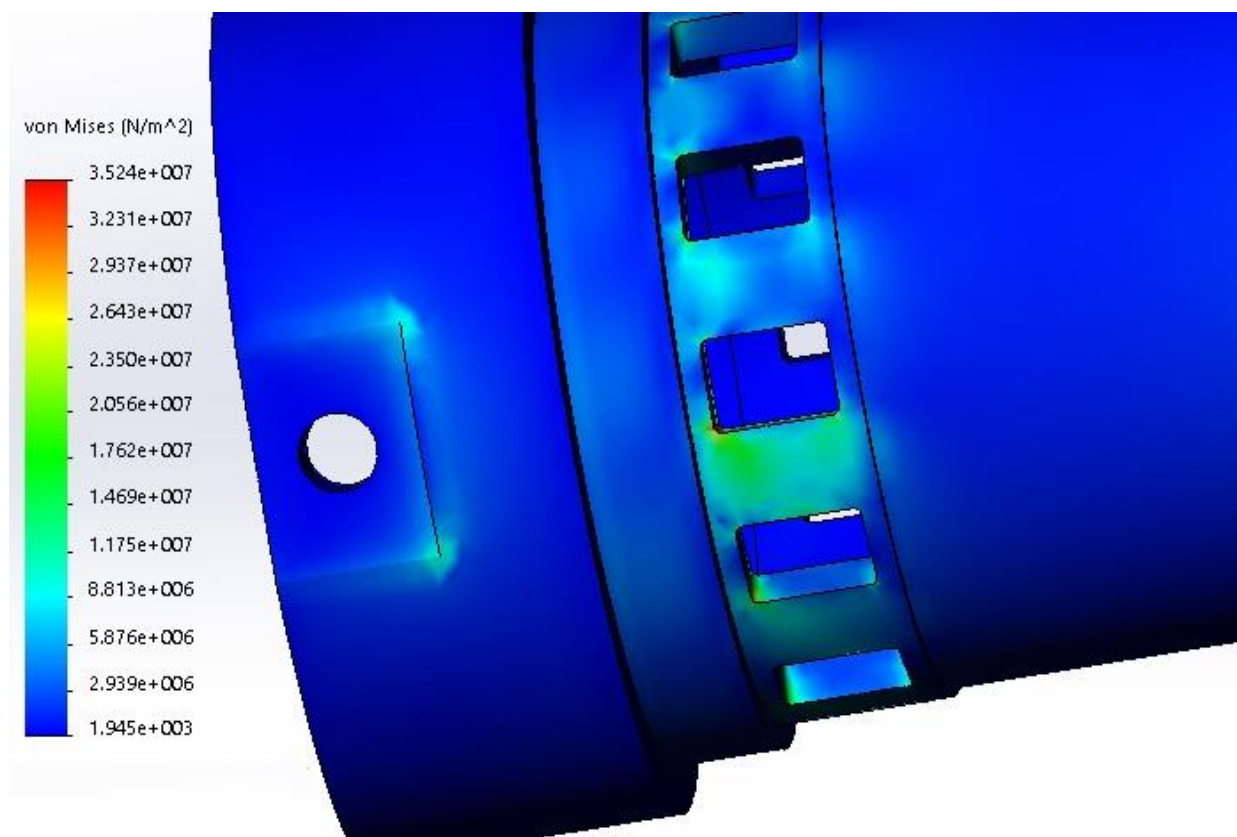


Рисунок 25 - Эпюра напряжений сепаратора в момент времени 0.2 сек с пазом типа В

Видно, что в случае сепаратора с типом паза А, который изначально использовался на стадии проектирования привода, напряжения минимальны в сравнении с остальными типами пазов при аналогичной нагрузке.

8. Сравнение результатов моделирования и проведенного анализа

Таким образом при исследовании результатов напряжений деталей видно, что напряжения, определенные при моделировании и контактные напряжения, определенные в разделе 6 относительно соразмерны. Как было сказано ранее, критерий по Мизесу в данном случае можно сравнивать с контактными напряжениями, полученными в разделе 6.

Характер неравномерности распределения нагрузки сохраняется как в случае моделирования передачи, так и в случае проведения анализа с исследуемым методом.

В таблице 1 указаны максимальные значения напряжений, которые получились в результате анализа исследуемым методом и с использованием Solidworks соответственно.

Таблица 1 – Сравнение максимальных напряжений

Максимальное напряжение	Сепаратор	Генератор	Профильное колесо
Исследуемый метод	107 (Мпа)	148(Мпа)	145(Мпа)
Использование Solidworks	84 (Мпа)	83 (Мпа)	102(Мпа)

Видим, что напряжения при проведении моделирования с использованием SolidWorks близки к результатам анализа в разделе 6. Если взять за эталон результаты моделирования в системе SolidWorks, то на основании данных результатах моделирования можно подобрать поправочные коэффициенты для определения напряжений при применении методики, исследуемой в разделе 6.

Тогда с применением данных поправочных коэффициентов можно использовать исследуемую методику при проектировании передач данного типа.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
8ЛМ51	Шаталов Евгений Вадимович

Институт	Кибернетики	Кафедра	Технологии машиностроения и промышленной роботехники
Уровень образования	Магистр	Направление	Машиностроение

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:
<i>Целью исследования является проектирование привода на базе исследуемого механизма, анализ существующих методов силового анализа и научное обоснование приводимых методов.</i> <i>Описание рабочего места на предмет возникновения:</i> <i>а) вредных проявлений факторов производственной среды;</i> <i>(категория труда для рабочего персонала соответствует второй, при этом необходимо обеспечить оптимальные, в крайнем случае, допустимые значения метеоусловий на рабочем месте, исключить контакт с вредными веществами, такие как продукты нефтяной переработки, которые периодически используются на производстве, обеспечить оптимальную освещенность рабочих зон, уменьшить до допустимых пределов шум и вибрацию от рабочего оборудования (станки, станочные агрегаты и т.д.), обеспечить безопасные значения электромагнитных полей от электрооборудования (трансформаторы и др.);)</i> <i>б) опасных проявлений факторов производственной среды;</i> <i>(в связи с присутствием электричества для питания рабочего оборудования и освещенности рабочих зон производства механизма, наличии горючих (пары углеводородов) и взрывоопасных газов (кислород) необходимо предусмотреть, если есть, то перечислить средства коллективной и индивидуальной защиты от электро-, пожаро- и взрывоопасности);</i> <i>Необходимо предусмотреть мероприятия по предотвращению негативного воздействия на окружающую природную среду используемых энергетических проявлений и образующихся отходов: электромагнитные поля от электрооборудования, стружка черных и цветных металлов, отработанные масла и т.п.;</i> <i>Необходимо обеспечить устойчивую работу вашего производственного участка при возникновении чрезвычайных ситуаций, характерных для Сибири – сильные морозы, пурга, человеческий фактор, диверсия (рассмотреть минимум 2 ЧС – 1 природную, 1 техногенную).</i>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:
<i>Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</i> • <i>приводится перечень всех используемых в работе реагентов, их агрегатное состояние, класс опасности (токсичности), механизм воздействия их на организм человека, единицы измерения количества (концентрации); приводится перечень средств коллективной и индивидуальной защиты персонала, а также защиты окружающей среды;</i> • <i>приводятся данные по оптимальным и допустимым значениям микроклимата на рабочем месте, перечисляются методы обеспечения этих значений; приводится 1 из расчетов (расчет освещенности на рабочем месте, расчет потребного воздухообмена на рабочем месте, расчет необходимого времени эвакуации рабочего персонала);</i> • <i>приводятся данные по реальным значениям шума на рабочем месте, разрабатываются или, если уже есть, перечисляются мероприятия по защите персонала от шума, при этом приводятся значения ПДУ, средства коллективной защиты, СИЗ;</i> • <i>приводятся данные по реальным значениям электромагнитных полей на рабочем месте, в том числе от компьютера или процессора, если они используются, перечисляются СКЗ и СИЗ;</i> <i>приведение допустимых норм с необходимой размерностью (с ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);</i> • <i>предлагаются средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства).</i>

<i>Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</i> • <i>приводятся данные по значениям напряжения используемого оборудования, классификация помещения по электробезопасности, допустимые безопасные для человека значения напряжения, тока и заземления (в т.ч. статическое электричество, молниезащита - источники, средства защиты); перечисляются СКЗ и СИЗ;</i> • <i>приводится классификация пожароопасности помещений, указывается класс пожароопасности вашего помещения, перечисляются средства пожарообнаружения и принцип их работы, средства пожаротушения, принцип работы, назначение (какие пожары можно тушить, какие – нет), маркировка;</i> • <i>приводится информация о пожаровзрывобезопасности (причины, профилактические мероприятия);</i> • <i>приводится информация по предотвращению повреждений механизированным инструментом.</i>	
<i>Охрана окружающей среды:</i> <i>организация безотходного производства (приводится перечень отходов при эксплуатации установки, перечисляются методы улавливания, переработки, хранения и утилизации, образовавшихся на вашем производстве промышленных отходов).</i>	
<i>Защита в чрезвычайных ситуациях:</i> • <i>приводятся возможные для Сибири ЧС; Возможные ЧС: наводнение, диверсия</i> • <i>разрабатываются превентивные меры по предупреждению ЧС;</i> • <i>разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС;</i> • <i>разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий</i>	
<i>Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</i> <i>специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства (приводится перечень ГОСТов, СНиПов и др. законодательных документов, использованных в своей работе);</i>	
Перечень графического материала:	
1) Пути эвакуации 2) План размещения светильников на потолке рабочего помещения	

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ЭБЖ	Федорчук Ю.М.	д.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ51	Шаталов Е.В.		

9. Раздел «Социальная ответственность»

9.1 Описание рабочего места

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

В данной работе рассмотрен механизм на основе плоской радиальной передачи с промежуточными телами качения, который преобразовывает входящий в него крутящий момент. Механизм является продуктом производства.

Под проектированием рабочего места понимается целесообразное пространственное размещение в горизонтальной и вертикальной плоскостях функционально взаимоувязанных средств производства (оборудования, оснастки, предметов труда и др.), необходимых для осуществления трудового процесса.

При проектировании рабочих мест должны быть учтены освещенность, температура, влажность, давление, шум, вибрация, наличие вредных веществ, электромагнитных полей и другие санитарно-гигиенические требования к организации рабочих мест.

При проектировании производства необходимо уделить внимание и охране окружающей среды, а в частности, организации безотходного производства.

Также необходимо учитывать возможность чрезвычайных ситуаций. Так как производственная площадь находится в городе Томске, возможной из ЧС является наводнение. Так же, в связи с неспокойной ситуацией в мире, одной из возможных ЧС может быть диверсия.

9.2 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды

На производстве, где находятся различное оборудование (такие как станки и т.п.), а также используются вспомогательные вещества для производства на основе нефти и др., вероятно появление таких факторов:

- дискомфортные метеоусловия;
- вредоносные вещества;
- шум;
- недостаток света;
- негативное воздействие электромагнитных полей;

9.2.1 Метеоусловия

Производственный микроклимат в основном зависит от следующих параметров:

- 1) температура воздуха;
- 2) относительная влажность воздуха;
- 3) скорость движения воздуха.

При высокой температуре воздуха кровеносные сосуды кожи расширяются, вследствие чего повышается выделение тепла в окружающую среду. При низкой температуре наоборот: сосуды кожи сужаются, приток крови к поверхности тела замедляется, и теплоотдача уменьшается. Таким образом, для теплового самочувствия человека важно определенное сочетание температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне.

Оптимальные и допустимые показатели температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 1 [ГОСТ 12.1.005-88].

Для обеспечения оптимальных и допустимых показателей микроклимата в холодный период года следует применять средства защиты рабочих мест от остекленных поверхностей оконных проемов, чтобы не было охлаждения.

Работы делятся на три категории тяжести на основе общих энергозатрат организма. Работа, относящаяся к инженерам – разработчикам, относится к категории легких работ класса а. Допустимые значения микроклимата для этого случая даны в таблице 2.

Таблица 2 - Требования к микроклимату

Период года	Категория работы	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	легкая	19 – 24	15 - 75	≤ 0.1
Теплый	легкая	20 - 28	15 - 75	≤ 0.2

Работа, которую производят рабочие на производственном оборудовании относится к категории средних работ класса б.

Допустимые значения микроклимата этого случая даны в таблице 3.

Таблица 3 - Требования к микроклимату на рабочих местах

Период года	Категория работы	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	средняя	17 – 19	60 – 40	≤ 0.2
Теплый	средняя	19 - 21	60 - 40	≤ 0.2

Одними из основных мероприятий по оптимизации микроклимата и состава воздуха в производственных помещениях являются обеспечение надлежащего воздухообмена и отопления, тепловая изоляция нагретых поверхностей оборудования, воздухопроводов и гидротрубопроводов.

9.2.2 Вредные вещества

Закаливание деталей механизма, а также работа станочного оборудования затруднена без применения масел на основе нефти

Нефть - природная маслянистая горючая жидкость, обычно темного цвета (в нормальных условиях) со специфическим запахом. Нефть состоит из сложной смеси углеводородов различной молекулярной массы и других химических соединений. Нерастворима в воде, легче воды (характерные нефтяные пятна при различных авариях). В быту нефть обычно не используется, а используются именно продукты ее переработки, такие как смазочные масла, дизельное топливо, лаки, битум и др. В промышленности одним из основных продуктов переработки являются индустриальные масла. Токсическое действие масел проявляется главным образом при чистом попадании масла на открытые участки тела, а также при вдыхании паров масла. Токсичность масел усиливается с повышением температуры кипения масляных фракций, с повышением кислотности и увеличением в их составе количества ароматических углеводородов, смол, сернистых соединений. Симптомы острого отравления маслами характерны как при отравлении бензином. Само масло пожароопасное. Температура вспышки масел измеряется в пределах от 140 до 220 градусов по Цельсию.

Из исследований можно сказать, что взрывоопасная концентрация для машинного масла 40-105,4 г/м³ в воздухе.

Пары масла при их непосредственном попадании в организм человека через дыхательную систему сразу начинают свое влияние, вызывая кашель, тошноту, головные боли. При периодическом вдыхании паров масел человек рискует получить хронические заболевания, такие как атрофические риниты, фарингиты, тонзиллиты, бронхиты, пневмосклероз. Характерны вегетативно-сосудистые расстройства с преимущественным нарушением периферического кровообращения по типу антиспастического синдрома, напоминающего синдром Рейна, и вегетативного полиневрита. Имеются сведения о

возможности развития липоидной пневмонии и опухолей дыхательных путей у лиц, длительно вдыхающих аэрозоли, и пары различных нефтяных масел. В большинстве случаев липоидная пневмония протекает бессимптомно.

Согласно гигиеническим нормативам "Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны ГН 2.2.5.1313-03», утвержденным Главным государственным санитарным врачом Российской Федерации 27 апреля 2003 г, масла нефтяные относятся к 3му классу опасности (3 – опасные), величина ПДК = 5 мг/м³, а преимущественное агрегатное состояние в воздухе в условиях производства — это аэрозоль или смесь паров и аэрозоля.

9.2.3 Производственный шум

Предельно допустимый уровень (ПДУ) шума - это уровень фактора, который при ежедневной (кроме выходных дней) работе, но не более 40 часов в неделю в течение всего рабочего стажа, не должен вызывать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья, обнаруживаемых современными методами исследований в процессе работы или в отдаленные сроки жизни настоящего и последующих поколений.

Допустимый уровень шума ограничен ГОСТ 12.1.003-83 и СанПиН 2.2.4/2.1.8.10-32-2002. Максимальный уровень звука постоянного шума на рабочих местах не должно превышать 80 дБА. В случае производства этот параметр может изменяться от 80 дБА до 100дБА.

На производстве основным методом по снижению шума являются наушники с шумоизоляцией, которые способны понизить шум, поступающий в органы слуха человека на 30-50 дБА.

9.2.4 Освещенность

Согласно СНиП 23-05-95 на рабочих местах, где происходит основная работа производственного процесса при постоянном нахождении людей в помещении освещенность при системе общего освещения не должна быть ниже 400 Лк при условии выполнения работ высокой точности.

Для защиты от слепящей яркости видимого излучения (факел плазмы в камере с катализатором) применяют защитные очки, щитки, шлемы. Очки на должны ограничивать поле зрения, должны быть легкими, не раздражать кожу, хорошо прилегать к лицу и не покрываться влагой.

Расчёт общего равномерного искусственного освещения горизонтальной рабочей поверхности выполняется методом коэффициента светового потока, учитывающим световой поток, отражённый от потолка и стен. Длина помещения $A = 10$ м, ширина $B = 6$ м, высота = 4 м. Высота рабочей поверхности над полом $h_p = 1,0$ м. Согласно СНиП 23-05-95 необходимо создать освещенность не ниже 500 лк, в соответствии с разрядом зрительной работы.

Площадь помещения:

$$S = A * B \quad (47)$$

где A – длина помещения, м;

B – ширина помещения, м.

$$S = 10 \times 6 = 60 \text{ м}^2 \quad (48)$$

Коэффициент отражения свежепобеленных стен с окнами, без штор $\rho_c=50\%$, свежепобеленного потолка $\rho_{II}=70\%$. Коэффициент запаса, учитывающий загрязнение светильника, для помещений с малым выделением пыли равен $K_z = 1,5$. Коэффициент неравномерности для люминесцентных ламп $Z = 1,1$.

Выбираем лампу ЛХБ125, световой поток которой равен $\Phi_{ЛД} = 8000$ Лм.

Выбираем светильники с люминесцентными лампами типа ОДОР-2-125. Этот светильник имеет две лампы мощностью 125 Вт каждая, длина светильника равна 1528 мм, ширина – 266 мм.

Интегральным критерием оптимальности расположения светильников является величина λ , которая для люминесцентных светильников с защитной решёткой лежит в диапазоне 1,1–1,3. Принимаем $\lambda=1,2$, расстояние светильников от перекрытия (свес) $h_c = 0,5$ м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = h_n - h_p \quad (49)$$

где h_n – высота светильника над полом, высота подвеса;

h_p – высота рабочей поверхности над полом.

Наименьшая допустимая высота подвеса над полом для двухламповых светильников ОДОР: $h_p = 4$ м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = H - h_p - h_c = 4 - 1 - 0,5 = 2,5 \text{ м.} \quad (50)$$

Расстояние между соседними светильниками или рядами определяется по формуле:

$$L = \lambda \cdot h = 1,2 \cdot 2,5 = 3 \text{ м.} \quad (51)$$

Число рядов светильников в помещении:

$$Nb = \frac{B}{L} = \frac{6}{3} = 2 \quad (52)$$

Число светильников в ряду:

$$Na = \frac{A}{L} = \frac{10}{3} = 3,3 \approx 3 \quad (53)$$

Общее число светильников:

$$N = Na \cdot Nb = 3 \cdot 2 = 6 \quad (54)$$

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

$$l = \frac{L}{3} = \frac{3}{3} = 1 \text{ м. (55)}$$

Для симметричного размещения принимаем $l = 1,25$ м.

Размещаем светильники в два ряда. На рисунке 26 изображен план помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

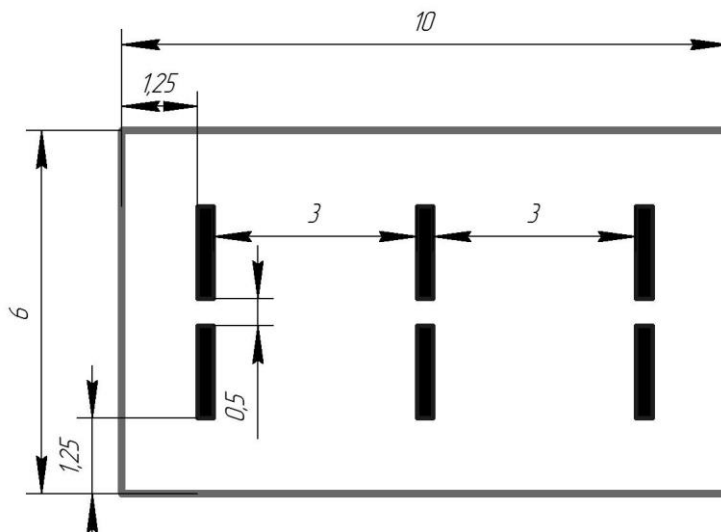


Рисунок 26 – План помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами

Индекс помещения определяется по формуле:

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{10 \cdot 6}{2,5 \cdot (10 + 6)} = 1,5 \text{ (56)}$$

Коэффициент использования светового потока, показывающий какая часть светового потока ламп попадает на рабочую поверхность, для светильников типа ОДОР с люминесцентными лампами при $\rho_{\text{п}} = 70 \%$, $\rho_{\text{с}} = 50\%$ и индексе помещения $i = 1,5$ равен $\eta = 0,47$.

Потребный световой поток группы люминесцентных ламп светильника определяется по формуле:

$$\Phi_{\text{п}} = \frac{E \cdot A \cdot B \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{400 \cdot 10 \cdot 6 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{12 \cdot 0,47} = 7021,2 \text{ лм. (57)}$$

Делаем проверку выполнения условия:

$$-10\% \leq \frac{\Phi_{\text{лд}} - \Phi_{\text{п}}}{\Phi_{\text{лд}}} \cdot 100\% \leq 20\% \text{ (58)}$$

$$\frac{\Phi_{\text{ЛД}} - \Phi_{\text{П}}}{\Phi_{\text{ЛД}}} \cdot 100\% = \frac{8000 - 7021,2}{8000} \cdot 100\% = 12,23\% \quad (59)$$

Таким образом: $-10\% \leq 12,23\% \leq 20\%$, необходимый световой поток светильника не выходит за пределы требуемого диапазона.

9.2.5 Электромагнитные поля

На производстве используются электроустановки, которые в свою очередь генерируют электромагнитное поле. Эффект воздействия электромагнитного поля на биологические объекты в известной степени определяется количеством проникающей в них и поглощаемой ими электромагнитной энергии. Наибольшая доля излучения впоследствии поглощается кожей человека, что приводит к колебанию молекул воды и нагреву кожи соответственно.

Длительное и систематическое воздействие на организм СВЧ-излучения вызывает повышенную утомляемость, периодически появляющуюся головную боль, сонливость или нарушение сна, повышение артериального давления и боли в области сердца.

Предельно допустимые уровни облучения (по *ОСТ 54 30013-83*):

В диапазоне СВЧ = 300...300000 МГц допустимая плотность потока мощности (ППМ_{доп}) при времени облучения (τ облуч.) в течение всего рабочего дня составляет 10 мкВт/см², при τ облуч., равном 2 ч, - 100 мкВт/см² и при τ облуч, равном 15...20 мин, - 1000 мкВт/см². В остальное рабочее время интенсивность облучения не должна превышать 10 мкВт/см². Для лиц, профессионально не связанных с облучением, и для населения в целом ППМ не должен превышать 1 мкВт/см².

Защита человека от опасного воздействия электромагнитного излучения осуществляется следующими способами:

- защита временем;

- защита расстоянием;
- снижение интенсивности излучения непосредственно в самом источнике излучения;

- экранирование источника;
- защита рабочего места от излучения.

Применение средств индивидуальной защиты (СИЗ), которые включают в себя очки и специальная одежда, выполненная из металлизированной ткани (кольчуга). При этом следует отметить, что использование СИЗ возможно при кратковременных работах и является мерой аварийного характера. Ежедневная защита обслуживающего персонала должна обеспечиваться другими средствами. Вместо обычных стекол используют стекла, покрытые тонким слоем золота или диоксида олова (SnO_2). Экранирование источника излучения и рабочего места осуществляется специальными экранами по ГОСТ 12.4.154.

9.3 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды

9.3.1 Факторы электрической природы

Электробезопасность представляет собой систему организационных и технических мероприятий и средств, обеспечивающих защиту людей от вредного и опасного воздействия электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статистического электричества.

Электроустановки классифицируют по напряжению: с номинальным напряжением до 1000 В (помещения без повышенной опасности), до 1000 В с присутствием агрессивной среды (помещения с повышенной опасностью) и свыше 1000 В (помещения особо опасные).

В отношении опасности поражения людей электрическим током различают:

1. Помещения без повышенной опасности, в которых отсутствуют условия, создающие повышенную или особую опасность.

2. Помещения с повышенной опасностью, которые характеризуются наличием в них одного из следующих условий, создающих повышенную опасность: сырость, токопроводящая пыль, токопроводящие полы (металлические, земляные, железобетонные, кирпичные и т.п.), высокая температура, возможность одновременного прикосновения человека к имеющим соединение с землей металлоконструкциям, технологическим аппаратам, с одной стороны, и к металлическим корпусам электрооборудования - с другой.

3. Особо опасные помещения, которые характеризуются наличием оборудования свыше 1000 В и одного из следующих условий, создающих особую опасность: особой сырости, химически активной или органической среды, одновременно двух или более условий повышенной опасности. Территории размещения наружных электроустановок в отношении опасности поражения людей электрическим током приравниваются к особо опасным помещениям.

Производственное помещение относится к помещению без повышенной опасности поражения электрическим током. В помещении применяются следующие меры защиты от поражения электрическим током: недоступность токоведущих частей для случайного прикосновения, все токоведущие части изолированы и ограждены. Недоступность токоведущих частей достигается путем их надежной изоляции, применения защитных ограждений (кожухов, крышек, сеток и т.д.), расположения токоведущих частей на недоступной высоте.

Основными электрозащитными средствами в электроустановках напряжением выше 1000 В являются изолирующие штанги, изолирующие и электроизмерительные клещи, указатели напряжения, а также изолирующие устройства и приспособления для ремонтных работ

К дополнительным изолирующим электрозащитным средствам относятся диэлектрические перчатки, боты, резиновые коврики и дорожки, изолирующие подставки на фарфоровых изоляторах и переносные заземления.

Освобождение пострадавшего от действия тока напряжением до 1000 В может быть произведено только одним способом. Это отключение соответствующей части электрической установки специально обученными людьми.

9.3.2 Факторы пожарной и взрывной природы

По взрывопожарной и пожарной опасности помещения подразделяются на категории А, Б, В1 - В4, Г и Д, а здания - на категории А, Б, В, Г и Д. По пожарной опасности наружные установки подразделяются на категории A_n , B_n , V_n , G_n и D_n .

Согласно НПБ 105-03 производственное помещение относится к категории В4 - Горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы (в том числе пыли и волокна), вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии, что помещения, в которых они имеются в наличии или обращаются, не относятся к категориям А или Б.

По степени огнестойкости данное помещение относится к 1-й степени огнестойкости по СНиП 2.01.02-85 (выполнено из кирпича, которое относится к трудно сгораемым материалам). Возникновение пожара при работе с электронной аппаратурой может быть по причинам как электрического, так и неэлектрического характера.

Причины возникновения пожара неэлектрического характера:

- а) халатное неосторожное обращение с огнем (оставленные без присмотра нагревательные приборы, использование открытого огня);
- б) утечка масел.

Причины возникновения пожара электрического характера: короткое замыкание, перегрузки по току, искрение и электрические дуги, статическое электричество и т. п.

Для устранения причин возникновения и локализации пожаров в производственном помещении должны проводиться следующие мероприятия:

- а) использование только исправного оборудования;
- б) проведение периодических инструктажей по пожарной безопасности;
- д) отключение электрооборудования, освещения и электропитания при предполагаемом отсутствии обслуживающего персонала или по окончании работ;
- е) курение в строго отведенном месте;
- ж) содержание путей и проходов для эвакуации людей в свободном состоянии.

Для локализации или ликвидации загорания на начальной стадии используются первичные средства пожаротушения. Первичные средства пожаротушения обычно применяют до прибытия пожарной команды.

Огнетушители водо-пенные (ОХВП-10) используют для тушения очагов пожара без наличия электроэнергии. Углекислотные (ОУ-2) и порошковые огнетушители предназначены для тушения электроустановок, находящихся под напряжением до 1000 В. Кроме того, порошковые применяют для тушения документов.

Для тушения токоведущих частей и электроустановок применяется переносной порошковый огнетушитель, например, ОП-5.

В общественных зданиях и сооружениях на каждом этаже должно размещаться не менее двух переносных огнетушителей. Огнетушители следует располагать на видных местах вблизи от выходов из помещений на высоте не более 1,35 м. Размещение первичных средств пожаротушения в коридорах, переходах не должно препятствовать безопасной эвакуации людей.

Здание должно соответствовать требованиям пожарной безопасности, а именно, наличие охранно-пожарной сигнализации, плана эвакуации, порошковых или углекислотных огнетушителей с поверенным клеймом, табличек с указанием направления к запасному (эвакуационному) выходу (рисунок 27).

План эвакуации из производственного помещения

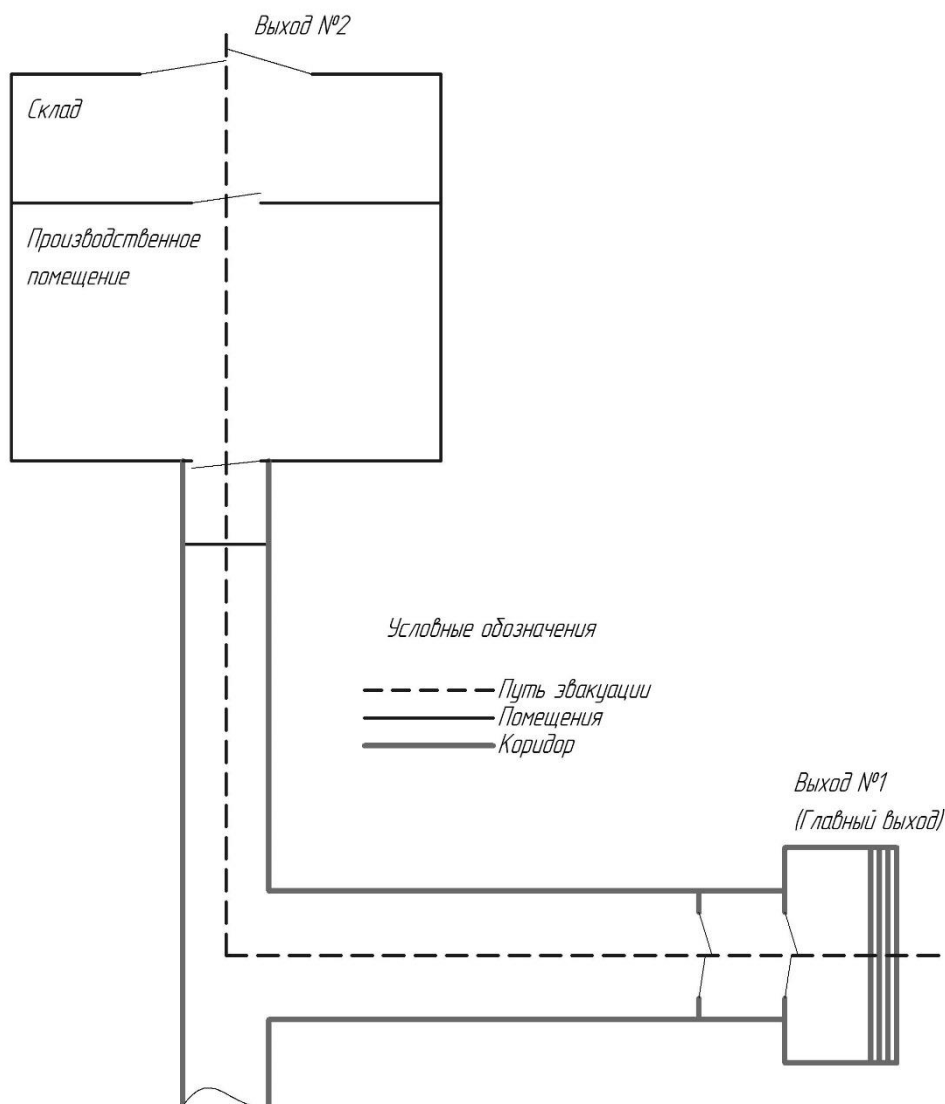


Рисунок 27 - Пути эвакуации из производственного помещения

9.3.3 Поражение механизированным оборудованием

Основная опасность для рабочего персонала на протяжении всего рабочего времени является опасность поражения механизированным инструментом. Основные нормы безопасности для конструкций технологического оборудования представлены в ГОСТ 12.2.003-91 “ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности”.

Производственная площадь оборудована ЧПУ станками, которые для безопасности оператора используют специальные двери, которые ограничивают оператора от рабочей зоны станка во время рабочего и холостого ходов. Если оборудование имеет зоны повышенной опасности механического повреждения, которые не могут быть защищены в силу конструктивной особенности оборудования, то данные места помечаются предупреждающими знаками и ограждаются от оператора.

Кроме современного оборудования на производстве имеются универсальные станки, которые не предусмотрены средствами защиты оператора. При работе на данном оборудовании необходимо следовать основным правилам:

- запрещается наблюдение и работа за оборудованием без униформы и средств защиты открытых участков тела (халаты, маски, очки, специальные перчатки и др.)
- запрещается держаться за движущиеся части станка и деталей при работе на оборудовании
- запрещается оставлять оборудование без присмотра
- запрещается работать на неисправном оборудовании

Более подробная техника безопасности в обязательном порядке идет с технической документацией оборудования. На основе соответствующих документов составляется техника безопасности для всего предприятия. К работе допускаются только тот персонал, который прошел инструктаж для работы на оборудовании. Инструктаж проводится с определенной предприятием периодичностью.

9.4 Охрана окружающей среды

Охрана окружающей среды - это комплексная проблема и наиболее активная форма её решения - это сокращение вредных выбросов промышленных предприятий через полный переход к безотходным или малоотходным технологиям производства.

Для перехода к безотходным производствам в производственном помещении оборудованы емкости для сбора стружки металлической для ее последующей переработки.

Так же необходимо позаботиться о отдельных контейнерах для отходов бытового характера: отдельные мусорные баки для бумаги, стекла, металлических частей, пластика. Необходимо заключить договор с компанией, вывозящей мусор, чтобы она обеспечивала доставку разделенных отходов фирмам, занимающимся переработкой отходов.

9.5 Защита в ЧС

Производство находится в городе Томске с континентально-циклоническим климатом. Природные явления (землетрясения, наводнения, засухи, ураганы и т. д.), в данном городе редки.

Возможными ЧС на объекте в данном случае, могут быть диверсия и наводнение.

В период весны река Томь и талые воды могут привести к наводнению всего города. Таким образом в условиях наводнения необходимо предотвратить попадание воды в производственное помещение. Для этого по внешнему и внутреннему периметру здания и помещения должны быть предусмотрены мешки с песком для создания локальных плотин (в частности в местах слабой герметизации – оконные проемы, двери и т.п.). В случае если же вода все-таки попала в помещение, необходимо поднять оборудование на

достаточное расстояние от пола. Для этого предусмотрены домкраты и деревянный брус.

Так как производственное помещение оперирует с большим потоком информации, зачастую уникальной (конструкторские чертежи и т.п.) необходимо обеспечить жесткий контроль над информацией для предотвращения ее утечки, или ее подмены. Для этого в производственном помещении работают доверенные лица со стажем работы, прошедшие перед этим различные проверки (вплоть до психологических тестов и проверке на детекторе лжи), осуществляется круглосуточное видеонаблюдение, все операции с электронными носителями контролируются на бумажных носителях и дополнительно службой безопасности предприятия. Доступ посторонних лиц на предприятие без уважительной причины запрещен.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСООБЪЕДИНЕНИЕ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
8ЛМ51	Шаталов Евгений Вадимович

Институт	Кибернетики	Кафедра	Технологии машиностроения и промышленной роботехники
Уровень образования	Магистр	Направление	Машиностроение

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

Целью исследования является проектирование привода на базе исследуемого механизма, анализ существующих методов силового анализа и научное обоснование приводимых методов.

Необходимо провести требуемые анализы для сравнения продукта с конкурентами, а также понять в каком состоянии на данном этапе находится продукт и может ли он подвергнуться коммерциализации.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

Анализ конкурентоспособности продукта;
В данном анализе исследуемый продукт сравнивается с ближайшими конкурентами по ряду факторов для определения сильных и слабых мест продукта для дальнейшего эффективного модернизированы последнего.

План проекта;
В данном разделе приводится линейный график плана работ и затраченного времени для данных работ. С помощью плана можно контролировать выполнение поставленных задач более эффективно. Наряду с линейным графиком предоставляется диаграмма Ганта.

Реестр рисков исследования;
В ходе проекта могут возникнуть непредвиденные обстоятельства, которые негативным образом могут повлиять на всю проведенную работу. Данный раздел служит для предупреждения возникающих рисков, а так же их анализа.

План управления контрактами и поставками;
Так как конечным продуктом является метод, то необходимо спрогнозировать вероятный будущий план по управлению контактов.

Предположительный бюджет научного исследования;
По аналогии с предыдущим разделом, данный раздел прогнозирует возможные и наиболее вероятные расходы при проведении исследования.

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

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ51	Шаталов Е.В.		

10. Раздел финансового менеджмента.

В исследуемой работе мною был рассмотрен аналог планетарного механизма по типу волнового редуктора, в котором гибкий элемент был заменен на промежуточные тела качения. Мною исследованы литературные источники, которые раскрывают такие вопросы как: проектирование механизма, его классификация, силовой и кинематический анализы механизма, а также его моделирование в системах САЕ. Данная разработка относится к машиностроительной отрасли, в частности применяется как типичный редуктор в сельскохозяйственной, нефтегазовой, космической промышленности. Непосредственно в Томске имеются предприятия, которые занимаются производством данных механизмов для систем задвижек нефтегазовых трубопроводов.

К числу моих конкурентов, можно отнести методы силового анализа цевочного редуктора и метод волнового редуктора на базе промежуточных тел качения с использованием освобожденного сепаратора. К достоинству первого метода можно отнести относительную простоту работоспособности данного метода ввиду множественных упрощений. К достоинствам второго метода силового расчета можно отнести использование нетривиально механизма. Однако недостаток первого метода является то, что он разрабатывался вовремя, когда не были распространены ЭВМ. Второй метод рассчитан на более сложную конструкцию редуктора, что делает ее в какой-то степени уникальной.

Одним из главных достоинств проектируемого мною метода является его универсальность. Планируется на его основе сделать попытки охватить в качестве возможных анализируемых механизмов не только исследуемый механизм, но и аналогичные ему, что должно отразиться в поправочных коэффициентах. Причем определение данных коэффициентов не обязательно должно быть связано с проведением экспериментов на уже существующих

прототипах соответствующих передач. Достаточно использовать САЕ системы и на готовых моделях механизмов проводить все требуемые расчеты и сравнить практически и теоретически полученные данные по силовым нагрузкам и характеристикам напряженности узлов механизмов. Но метод еще не доработан. На данный момент имеются весомые отличия между моделированием и теоретическими данными.

На мой взгляд для повышения конкурентоспособности проектируемого метода необходимо первостепенно свести погрешности теоретической базы к минимуму, и исследовать не менее 3-х различных по габаритам существующих механизмов. После этого можно думать о выдвижении проектируемого метода на рынок как универсального в полной мере конкурентоспособного существующим методам.

10.1 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Для оценки продукта с конкурирующими разработками необходимо провести систематический анализ, так как рынки постоянно изменяются. Данный анализ помогает корректировать исследование для более успешного противостояния со своими конкурентами, а также определить направление для будущего повышения эффективности научного исследования.

Для данного анализа в качестве сравнения могут быть использованы все информационные данные о конкурентах.

Проведем данный анализ с помощью оценочной карты (табл. 4).

Таблица 4 – Оценочная карта

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентноспособность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _{к2}	К _ф	К _{к1}	К _{к2}
1	2	3	4	5	6	7	8
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Универсальность в эксплуатации	0,1	5	3	3	0,5	0,3	0,3
2. Точность применения	0,1	3	4	4	0,3	0,4	0,4
3. Простота применения	0,05	5	3	2	0,25	0,15	0,1
4. Возможность подключения в сеть ЭВМ	0,05	5	4	1	0,25	0,2	0,05
5. Качество интеллектуального интерфейса	0,05	2	4	5	0,1	0,2	0,25
6. Научная новизна	0,05	4	5	1	0,2	0,25	0,05
7. Потребность в ресурсах памяти	0,05	2	2	4	0,1	0,1	0,2
1. Конкурентоспособность продукта	0,1	2	4	4	0,2	0,4	0,4
2. Уровень проникновения на рынок	0,1	1	4	3	0,1	0,4	0,3
3. Цена	0,1	3	3	3	0,3	0,3	0,3
4. Предполагаемый срок эксплуатации	0,05	4	4	4	0,2	0,2	0,2

5. Послепродажное обслуживание	0,05	3	3	4	0,15	0,15	0,2
6. Финансирование научной разработки	0,05	5	5	5	0,25	0,25	0,25
7. Срок выхода на рынок	0,05	5	5	5	0,25	0,25	0,25
8. Наличие сертификации разработки	0,05	2	4	4	0,1	0,2	0,2
Итого	1	38	47	43	3,25	3,75	3,45

Основываясь на проведенном анализе следует отметить то, что наиболее эффективным направлением для повышения конкурентоспособности исследования является повышение качества использования памяти в исследовании, а также повышение качества интеллектуального интерфейса. Конкурентные методы исследования разрабатывались без применения современных ЭВМ. Следует сказать, что это не мешает им модернизироваться, однако рынок вероятнее всего рассмотрит уже существующие современные методы, нежели будет тратить ресурсы на реорганизацию старых методов исследования.

Одним из главных преимуществ исследуемого метода является его универсальность, что позволяет расширить выбор рынка реализации продукта. Однако, как показывает практика, потребитель отдает предпочтение тому продукту, за которым закреплены различные научные сертификаты и т.п. Но в данном примере наличие подобных сертификатов уделен меньший вес, так как по сути методика уникальна.

10.2 План проекта

На стадии планирования проекта удобно построить календарный и сетевой графики научного исследования. Данные графики помогают контролировать готовность планируемых работ, а также по мере необходимости вводить коррективы.

Линейный график работ представим в таблице 5.

Таблица 5 – Линейный график работ

Название	Длительность, дни.	Дата начала работ	Дата окончания работ	Состав участников
Составление технического задания	30	01.09.15	01.10.15	Шаталов, Шибинский
Литературный обзор	60	01.10.15	01.12.15	Шаталов
Патентный поиск	30	01.12.15	01.01.16	Шаталов
Исследование геометрических параметров механизма	30	01.02.16	01.03.16	Шаталов, Шибинский
Исследование кинематических параметров механизма	30	01.03.16	01.04.16	Шаталов, Шибинский
Исследование существующих методов силового	60	01.04.16	01.06.16	Шаталов, Шибинский

анализа механизма				
Научная практика	15	15.08.16	30.08.16	Шаталов
Проектирование метода силового анализа механизма	90	01.09.16	01.12.16	Шаталов, Шибинский
Первичная апробация проектируемого метода	15	01.12.16	15.12.16	Шаталов
Научная практика	15	01.02.17	15.02.17	Шаталов
Прочностной анализ механизма с помощью проектируемого метода	45	15.02.17	01.04.17	Шаталов
Вторичная апробация проектируемого метода исследования	15	01.04.17	15.04.17	Шаталов, Шибинский
Моделирование исследуемой передачи	15	15.04.17	01.05.17	Шаталов
Анализ передачи с применением САЕ системы	15	01.05.17	15.05.17	Шаталов

Сравнение проектируемого метода исследования с САЕ	15	15.05.17	01.06.17	Шаталов
Подведение итогов по работе	7	01.06.17	08.06.17	Шаталов, Шибинский

В линейном графике не учитываются периоды зимних и весенних каникул. Следует также учесть, что данный график составляется индивидуально, некоторые периоды времени работ могут не совпадать с календарным планом учебного заведения. Диаграмма Ганта по линейному графику, представленном в табл. 5, для иллюстрации календарного плана проекта в таблице 2 приложения Б.

10.3. Реестр рисков исследования

Возможные риски проекта включают в себя непредвиденные обстоятельства, которые могут возникнуть в данном проекте и вызвать череду последствий, которые приведут к негативным эффектам. Для анализа рисков необходимо привести объективную оценку имеющейся информации по данным рискам.

Данные по рискам приведем в таблице 6.

Таблица 6 – Анализ рисков проекта

Риск	Вероятность наступления (1-5)	Влияние риска (1-5)	Уровень риска*	Способы смягчения	Условия наступления
Нелинейность поправочных коэффициентов	5	5	Высокий	Корректировка коэффициентов	Ошибка при проектировании метода

Ошибка характеристик материала	1	5	Высокий	Экспериментальное определение требуемых характеристик	Ошибка или неточность данных по материалам
Ошибочное предположение при определении деформаций	3	4	Средний	Уточнение уравнений деформаций	Неверное исследование возникающих деформаций
Неверный выбор основополагающей методики	2	2	Высокий	Выбор аналогичной методики	Ошибка при проектировании
Ошибка в расчетной программе	4	5	Средний	Повторное программирование	Ошибка программиста

Примечание: Уровень риска может быть: высокий, средний или низкий в зависимости от вероятности наступления и степени влияния риска. Риски с наибольшей вероятностью наступления и высокой степенью влияния будут иметь высокий уровень, риски же с наименьшей вероятностью наступления и низкой степенью влияния соответственно низкий уровень.

Исходя из таблицы 6, наиболее характерными рисками являются ошибки при обработке с данными. Все перечисленные риски воздействуют на ошибки в вычислениях, другими словами при получении конечных данных. Основным условием возникновения данных рисков является человеческий фактор, так как проектирование методики производится исключительно вручную. Единственным надежным и эффективным направлением смягчения данных рисков является периодическая перепроверка расчетов, сохранение старых вычислений и их сравнение с актуальными. Иначе исключить человеческий фактор невозможно.

10.4 План управления контрактами и поставками

При проектировании метода силового анализа механизма не предполагалось изначально использовать оборудование. Однако после проведения основной теоретической части проекта, в условиях реального производства для повышения производительности труда силовой анализ необходимо проводить в автоматическом режиме. Для данного решения необходимо обеспечить производство испытательными стендами, а также обучить рабочий персонал по работе на данном оборудовании. К тому же проектируемая методика, как было сказано выше, по сути является уникальной. Поэтому необходимо сформировать план заключения контрактов для осуществления всех необходимых работ по проекту и дополнительных поставок оборудования, если оно потребуется.

Определим требования к объектам контрактов в таблице 7.

Таблица 7 – Требования к контрактам реализации проекта

№	Объект контракта (продукт/услуга)	Требование к продукту/услуге	Требования к срокам поставки	Требования к поставщику/подрядчику
1	Испытательный стенд	Возможность работы с исследуемым механизмом	Поставка в установленный срок с возможной задержкой	Поставка оборудования с технической документацией
2	Обучение персонала по работе на испытательных стендах	Обучение персонала любой категории	Обеспечение услугой за месяц от срока поставки оборудования	Требования к поставщику аналогичны предыдущим
3	Обучение конструкторского и технологического персонала по работе с	Обучение персонала любой категории	Обеспечение услугой в установленный срок	Постоянная обратная связь с поставщиком.

	системами программирования, используемыми в проектируемом методе			
--	--	--	--	--

Определим предположительный план закупок для проекта в таблице 8.

Таблица 8 - План закупок

№	Закупаемые материалы/услуги	Количество	Поставщик
1	Испытательные стенды	3-5	«SIMAKO»
2	Обучение персонала по работе с оборудованием	1	«SIMAKO»
3	Обучение программированию	1	«SIMAKO»

В данном случае поставщик «SIMAKO» является не прямым поставщиком, а посредником, так как сама компания занимается производством и также нуждается в данных услугах.

10.5 Предположительный бюджет научного исследования

Следующий раздел предлагает на рассмотрение одну из возможных ситуаций постановки бюджета для научного исследования. Следует отметить то, что в реальном проекте не было потрачено средств (не считая зарплату руководителя и т.п.) на само исследование. Единственным ресурсом являлось время. Поэтому для оценки бюджета предположим картину, когда теоретическое проектирование был уже проведено, и исследование подошло к этапу практической апробации с использованием оборудования, которое рассматривалось в предыдущих разделах.

При непосредственном планировании бюджета должно быть в полной мере отражены те или иные планируемые расходы, которых требует проект. Обозначим основные группы планируемых расходов как:

- Расход на оборудование (испытательные стенды, производственные станки);
- Расход на рабочий персонал (заработная плата, обучение и т.п.);
- Расход на выполнение сторонних научных исследований (исследование метода зарубежными учеными и т.п.);
- Прочие расходы.

Расчет стоимости материальных затрат производится по действующим прейскурантам или договорным ценам. В стоимость материальных затрат включают транспортно-заготовительные расходы (3 – 5 % от цены). В эту же статью включаются затраты на оформление документации (канцелярские принадлежности, тиражирование материалов). Планируемые затраты в таблице 2 приложения Б.

Заключение

В ходе проведения данной исследовательской работы были главным образом изучены методы, которые применяются отечественными и зарубежными исследователями для силового анализа подобных механизмов. На основании данных работ была спроектирована подобная методика по определению усилий в зацеплении, которая мотивированна главным образом подобностью используемых для исследования механизмов.

Конструкторская работа свелась на проектировании привода, в котором бы использовался исследуемый волновой механизм с промежуточными телами качения. Сам привод не предназначался для решения определенной задачи. Именно поэтому в разделе моделирования передачи наблюдается повышенное значение коэффициента запаса прочности основных деталей механизма.

При сравнительной оценке результатов исследования с использованием спроектированного метода определения силовых характеристик механизма и с использованием системы САЕ видно, что при равных начальных условиях (нагрузка, схема закрепления) значения приблизительно находятся в одном порядке.

Таким образом можно сказать, что спроектированная методика определения усилий в исследуемом зацеплении схожа с алгоритмом определения тех же усилий в системах САЕ. Это в свою очередь позволяет нам если не использовать данную методику как основную, то хотя бы на стадии проектирования.

Список использованной литературы

1. The effect on dynamics of using various transmission designs for two-stage cycloidal speed reducers, Chiu-Fan Hsieh, Wun-Si Jian, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol 230, Issue 4, pp. 665 – 681.
2. Shuting Li, Design and strength analysis methods of the trochoidal gear reducers, Mechanism and Machine Theory, Volume 81, November 2014, Pages 140-154, ISSN 0094-114X.
3. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н. (ред.). Планетарные передачи: справочник. – 1977.
4. Ан И., Беляев Д. В. Определение силовых характеристик в волновой передаче с промежуточными телами //Высокие технологии в современной науке и технике: сборник научных трудов IV Международной научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов, г. Томск, 21-24 апреля 2015 г.—Томск, 2015. – 2015. – С. 283-285.
5. Кобза Е. Е., Ефременков Е. А., Демидов В. Н. Анализ распределения усилий в зацеплении циклоидальной передачи с учетом погрешностей изготовления звеньев //Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 321. – №. 2.
6. Erkaya S., Su Ş., Uzmay I. Dynamic analysis of a slider–crank mechanism with eccentric connector and planetary gears //Mechanism and machine theory. – 2007. – Т. 42. – №. 4. – С. 393-408.
7. Клеников С. С., Кленикова В. А. Сравнительный анализ силовых схем волнового шагового пневмодвигателя и кривошипно-ползунного механизма, используемых в качестве исполнительных механизмов поршневых двигателей //Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2015. – №. 2 (659).

8. № 530250, 2065134 от 04.10.1974, Устройство для исследования кинематики шарика в гнезде колеса-обоймы шариковой передачи, Беляев, Рисман, Морозов, Ан, Гурин, МПК: G01P 3/00, Опубликовано: 30.09.1976
9. Tsetserukou D. O. et al. Contact Force Distribution Among Pins of Trochoid Transmissions //21st International Congress of Theoretical and Applied Mechanics. – 2004.
10. Thube S. V., Bobak T. R. Dynamic analysis of a cycloidal gearbox using finite element method //AGMA Technical Paper. – 2012. – С. 1-13.
11. Становской В. Эксцентриково-циклоидальное зацепление зубчатых колес и механизмы на его основе/ВВ Становской, СМ Казакиявичюс, ТА Ремнева, ВМ Кузнецов //URL: http://stankoinstrument.ru/d/56735/d/ekscentriko-cikloidalnoe_zaceplenie.pdf. – 2008.
12. Ершов Ю. В. Анализ и синтез планетарных передач К–Н–V с промежуточными телами качения: дис. – ЮВ Ершов. –М.: МГТУ им. Баумана, 2007. –242 с. ил.
13. Бубенчиков А. М. и др. Математическое моделирование работы редуктора с циклоидально-эксцентриковым зацеплением //Вычислительные технологии. – 2009. – Т. 14. – №. 2.
14. Hwang Y. W., Hsieh C. F. Determination of surface singularities of a cycloidal gear drive with inner meshing //Mathematical and computer modelling. – 2007. – Т. 45. – №. 3. – С. 340-354.
15. Ren Z. Y. et al. Tooth modification and dynamic performance of the cycloidal drive //Mechanical Systems and Signal Processing. – 2017. – Т. 85. – С. 857-866.
16. Xu L. X., Yang Y. H. Dynamic modeling and contact analysis of a cycloid-pin gear mechanism with a turning arm cylindrical roller bearing //Mechanism and Machine Theory. – 2016. – Т. 104. – С. 327-349.
17. Haug E. J. Computer aided kinematics and dynamics of mechanical systems. – Boston: Allyn and Bacon, 1989. – Т. 1. – С. 48-104.

18. De Jalon J. G., Bayo E. Kinematic and dynamic simulation of multibody systems: the real-time challenge. – Springer Science & Business Media, 2012.
19. Wang J., Luo S., Su D. Multi-objective optimal design of cycloid speed reducer based on genetic algorithm //Mechanism and Machine Theory. – 2016. – Т. 102. – С. 135-148.
20. Гладков Л. и др. Биоинспирированные методы в оптимизации. – Litres, 2016.
21. Lai T. S. Design and machining of the epicycloid planet gear of cycloid drives //The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2006. – Т. 28. – №. 7-8. – С. 665-670.
22. Terada H. The Development of gearless reducers with rolling balls //Journal of mechanical science and technology. – 2010. – Т. 24. – №. 1. – С. 189-195.
23. Шибинский К. Г., Ефременков Е. А. Классификация передач с промежуточными телами качения //Современные проблемы машиностроения: Труды IV международной научно-технической конференции. – 2008. – С. 23-26.
24. Шибинский К.Г., Ефременков Е.А., Ан И-Кан Расчет геометрии и кинематический анализ плоской радиальной передачи с промежуточными телами качения //Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения: Сборник докладов научно-технической конференции с международным участием - Ижевск, ИжГТУ. - 3-5 дек. 2008. - Ижевск: Изд-во ИжГТУ. - 2008. - С. 193-196 (58410462)
25. Ефременков Е. А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида //Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. – №. 1.
26. Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), электронный журнал, «Прикладная Геометрия», Выпуск 13, N 27 (2011), стр. 22-27, Геометрическое моделирование и расчет на прочность элементов конструкции волновода, Медведский А.Л., Кахраманов Р.М., Степанов В.С.

27. Янгулов В. С. Волновые передачи с промежуточными телами (состояние, результаты и задачи) // Известия Томского политехнического университета. – 2007. – Т. 311. – №. 2.
28. Лустенков М. Е., Сазонов И. С. Передача с промежуточными телами качения с квазивинтовой формой беговых дорожек // МЕХАНИКА. – №. 1.
29. Янгулов В. С., Беляев А. Е. Элементы расчёта жесткости волновой передачи с промежуточными телами качения // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 313. – №. 3.
30. An I. K., Il'in A. S., Lazurkevich A. V. Aspects of geometric calculation of the planetary gear train with intermediate rollers. Part 1 // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2016. – Т. 124. – №. 1. – С. 012003.
31. An I. K., Il'in A. S., Lazurkevich A. V. Load analysis of the planetary gear train with intermediate rollers. Part 2 // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2016. – Т. 124. – №. 1. – С. 012004.
32. Лустенков М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности. – 2010.
33. Учаев П. Н., Лагутин Ф. Ю. К вопросу улучшения цевочного зацепления передач типа KHV // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2010. – Т. 6. – №. 4.
34. Chen F. Y. Mechanics and design of cam mechanisms. – Pergamon Pr, 1982.
35. Погорелов А. В. Дифференциальная геометрия. – 1974.
36. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – Физматгиз, 1960.
37. Ефременков Е. А. Ан. И-Кан Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера-Савари // Вестник машиностроения. – 2010. – №. 10. – С. 47-50.

- 38.Статически неопределимая система // Википедия. [2014—2014]. Дата обновления: 08.05.2014. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=62951254> (дата обращения: 08.05.2014).
- 39.В.Н. Кудрявцев. Планетарные передачи/ 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1966.
- 40.Андриенко Л. А., Байков Б. А., Ганулин И. К. Детали машин. – М.: Изд-во МГТУ им. НЭ Баумана, 2002. – Т. 8.
- 41.Минюк С. А. Математика для инженеров: учебник в 2 т //Минск: Элайда. – 2006. – Т. 2.
- 42.Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. – Наукова думка, 1988.
- 43.Ефременков Е. А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: дис. – Томск: дис. канд. техн. наук, 2002.
- 44.Беляев А.Е. Механические передачи с промежуточными телами повышенной точности и долговечности. – Томск: ТПИ, 1986. – 60 с.
- 45.CYCLO-Getriebebau Lorenz Braren GmbH (Markt Indersdorf). Das ist Cyclo. – 1986.
- 46.Ефременков Е. А. Анализ кинематических схем редуктора для привода подач буровой коронки горношахтного комбайна //Известия Томского политехнического университета. – 2009. – Т. 315. – №. 2.
- 47.Кобза Е. Е., Ефременков Е. А., Демидов В. Н. Анализ распределения усилий в зацеплении циклоидальной передачи с учетом погрешностей изготовления звеньев //Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 321. – №. 2.
- 48.Степанов В. С. Методика проектирования привода на основе волновой передачи с телами качения //Москва. – 2009.
- 49.Янгулов В. С. Геометрические и конструктивные соотношения в волновых передачах с промежуточными телами качения //Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 312. – №. 2.

50. Янгулов В. С. Силовой расчёт волновых передач с промежуточными телами качения с адаптивным генератором // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 312. – №. 2.
51. Янгулов В. С., Эдличко А. А. Прецизионные винтовые механизмы и передачи для использования в редукторах приводов систем космического назначения // Известия Томского политехнического университета. – 2010. – Т. 317. – №. 2.
52. Ефременков Е. А., Сорокова С. Н., Кобза Е. Е. Особенности проектирования двухполусной передачи с промежуточными телами качения // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – №. 2.
53. Янгулов В. С., Беяев А. Е. Расчёт мёртвого хода волновых передач с промежуточными телами качения // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 313. – №. 3.
54. Покатилов Д. А., Ефременков Е. А. Анализ возможности изменения точности изготовления профильных циклоидальных колес передачи с ПТК // Высокие технологии в современной науке и технике: сборник научных трудов IV Международной научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов, г. Томск, 21-24 апреля 2015 г.—Томск, 2015. – 2015. – С. 318-322.
55. Плеханов М. С., Ильин А. С. Исследование прочностных характеристик сепаратора волновой передачи с промежуточными телами качения с использованием метода конечных элементов. XIX Международная научно-практическая конференция «СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ». Секция 3: Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств г. Томск. С. 269-270.
56. Ивкина О. П. Предварительная классификация механических передач с промежуточными телами качения и неподвижными осями. Всероссийская научно-практическая конференция молодых ученых,

- аспирантом, и студентов «Экология и безопасность в техносфере: современные проблемы и пути решения» г. Томск. С 425-427.
57. Проектирование редуктора на базе передачи с промежуточными телами качения для станка качалки [Электронный ресурс] / Е. Е. Кобза, К. Г. Шибинский, Е. А. Ефременков; науч. рук. Е. А. Ефременков // Современные техника и технологии: сборник трудов XV Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, Томск, 4-8 мая 2009 г в 3 т. / Национальный исследовательский Томский политехнический университет (ТПУ). — 2009. — Т. 1. — [С. 301-302]. — Заглавие с титульного листа. — Электронная версия печатной публикации.
58. Чумакин Р. В., Черемнов А. В., Пашков Е. Н. Немного о передачах с промежуточными телами качения // Труды XVII международной научно-практической конференции СТТ. – 2011.
59. Янгулов В. С., Грицута А. Н. Прецизионные передачи с промежуточными телами качения для использования в приводах наведения оптических систем // Вестник науки Сибири. – 2011. – №. 1 (1).
60. Амиров А. М. Анализ деформаций циклоидального профиля передачи с ПТК и свободной обоймой // Перспективы развития фундаментальных наук: сборник научных трудов XIII Международной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, г. Томск, 26-29 апреля 2016 г. Т. 6: Строительство и архитектура. — Томск, 2016. – Изд-во ТПУ, 2016. – Т. 6. – С. 133-135.
61. Черемнов А. В. и др. Синтез пространственной передачи с промежуточными телами качения с улучшенными качественными характеристиками // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 321. – №. 2.
62. Черемнов А. В. Пространственная передача с промежуточными телами качения // 16 международная научно-практическая конференция

- студентов, аспирантов, и молодых ученых «Современные техника и технологии» С. 365-366. – 2010. Томск.
- 63.Разумов С. В. Обоснование параметров ручной машины электробур с редуктором с промежуточными телами качения [Электронный ресурс] //Современные техника и технологии: сборник трудов XIX международной научнопрактической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, Томск. – 2013. – С. 15-19.
- 64.Блащук М. Ю. Обоснование параметров трансмиссии геохода с гидроприводом //Кемерово: ЮТИ ТПУ. –2012. –19 с. – 2012.
- 65.Определение усилий в передачах зацепления промежуточных тел [Электронный ресурс] / Д. В. Беляев; науч. рук. Ан И-Кан // Современные техника и технологии: сборник трудов XVI Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, Томск, 12-16 апреля 2010 гв 3 т. / Национальный исследовательский Томский политехнический университет (ТПУ). — 2010. — Т. 1. — [С. 301-302]. — Заглавие с титульного листа. — Электронная версия печатной публикации. — Свободный доступ из сети Интернет. — Adobe Reader. Режим доступа: <http://www.lib.tpu.ru/fulltext/v/Conferences/2010/K04/104151.pdf>
- 66.Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Навук. думка, 1975. - 704 с.
- 67.Кобза Е. Е., Ефременков Е. А. Определение крутящего момента на входном валу передачи с промежуточными телами качения с учетом инерции звеньев. 16 международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов, и молодых ученых «Современные техника и технологии» С. 333-364. – 2010. Томск.
- 68.Исследование уравнения профиля зуба кулачковой коаксиальной радиальной плоской передачи с промежуточными телами качения / А. С. Ильин, К. Г. Шибинский, Ан И-Кан // Современные проблемы машиностроения: труды VI Международной научно-технической

- конференции, Томск, 28 сентября - 2 октября 2011 г. / Национальный исследовательский Томский политехнический университет (ТПУ). — Томск: Изд-во ТПУ, 2011. — С. 160-165
- 69.Биргер И. А. Прочность. Устойчивость. Колебания. — Рипол Классик, 2013. — Т. 1.
- 70.Биргер И. А. Прочность. Устойчивость. Колебания. — Рипол Классик, 2013. — Т. 2.
- 71.Биргер И. А. Прочность. Устойчивость. Колебания. — Рипол Классик, 2013. — Т. 3.
- 72.Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: справочник //М.: Машиностроение. — 1975. — Т. 572. — С. 3.
- 73.Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. — Физматгиз, 1960.
- 74.Иванов М. Н. Детали машин. Учебник для вузов. — 1976.
- 75.Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. - 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. ИН Жестковой. -М.: Машиностроение, 2001. -864 с.: ил. — 2001.
- 76.Shatalov E. V., Efremenkov E. A., Shibinskiy K. G. Determination of Radius of Curvature for Teeth With Cycloid Profile //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — IOP Publishing, 2016. — Т. 124. — №. 1. — С. 012007.
- 77.Видяев И. Г., Серикова Г. Н., Гаврикова Н. А. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие //ИГ Видяев, ГН Серикова, НА Гаврикова, НВ Шаповалова, ЛР Тухватулина ЗВ Криницына. — 2014.
- 78.ОСТ 54 30013-83 Электромагнитные излучения СВЧ. Предельно допустимые уровни облучения. Требования безопасности
79. ГОСТ 12.4.154-85 “ССБТ. Устройства, экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты”
- 80.ГН 2.2.5.1313-03 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны

- 81.СанПиН 2.2.4/2.1.8.055-96 "Электромагнитные излучения радиочастотного диапазона (ЭМИ РЧ)".
- 82.СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
- 83.СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий.
- 84.СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
- 85.ГОСТ 12.4.123-83. Средства коллективной защиты от инфракрасных излучений. Общие технические требования.
- 86.ГОСТ Р 12.1.019-2009. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.
- 87.ГОСТ 12.1.030-81. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.
- 88.ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования.
- 89.ГОСТ 12.2.037-78. Техника пожарная. Требования безопасности
- 90.СанПиН 2.1.6.1032-01. Гигиенические требования к качеству атмосферного воздуха
- 91.ГОСТ 30775-2001 Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Классификация, идентификация и кодирование отходов.
- 92.СНиП 21-01-97. Противопожарные нормы.
- 93.ГОСТ 12.4.154. Система стандартов безопасности труда. Устройства, экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты. Общие технические требования, основные параметры и размеры
- 94.СНиП 23-05-95 "Естественное и искусственное освещение"
- 95.Sauer B., Steinhilper W. (ed.). Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen Von Maschinenelementen Fur Antriebsaufgaben. – Springer, 2006.

- 96.Naunheimer H., Lechner G. Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. – Springer-Verlag, 2013.
- 97.Köhler G. Maschinenteile. – Springer-Verlag, 2013.
- 98.Haberhauer H., Bodenstein F. Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung. – Springer-Verlag, 2013.
- 99.Müller T. Verfahren zur Tragfähigkeitsberechnung von hochübersetzenden Epizykloidengetrieben für die Elektromobilität Procedure for the load capacity calculation of high transmission epicycloid gears for electric mobility. FH Düsseldorf, Hochschule für Design und Technik Düsseldorf, Juli 2013

Приложение А

Раздел 1

О передаче с промежуточными телами качения
(Über die Verzahnung mit dazwischenliegenden Rollkörpern)

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ51	Шаталов Е.В.		

Консультант кафедры ТМСПР:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Шибинский К.Г.			

Консультант – лингвист кафедры ИЯСГТ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ИЯСГТ	Прохорец Е.К.	к.п.н.		

Einführung

Aufgabe jedes Getriebes ist die Übertragung und Wandlung von Drehzahlen, Drehmomenten, Kräften oder Drehrichtungen. Einen völlig anderen Weg gehen hier die sogenannten Cyclo-Getriebe, die auf eine Erfindung des Ingenieurs Lorenz Konrad Braren aus dem Jahre 1931 in München zurückgehen. Eine Sonderform der Zykloidenverzahnung bildet die auf einer einseitigen Punktverzahnung basierende Triebstockverzahnung. Das wirksame Zahnprofil existiert dabei nur auf einer Seite des Wälzkreises. Daher sind zwischen Ritzel und Rad sehr kleine Zähnezahldifferenzen möglich ohne Eingriffsstörungen hervorzurufen. Diese minimalen Zähnezahldifferenzen führen bei einfachen Umlaufrädergetrieben zu hohen Übersetzungsverhältnissen.

Planetengetriebe

Bernd Sauer beschreibt in Konstruktionselemente des Maschinenbaus [95], dass Planetengetriebe zu den im Oberbegriff Umlaufgetriebe zusammengefassten Getrieben gehören. Ein Umlaufgetriebe entsteht, wenn das Gehäuse eines Getriebes nicht mehr am Fundament befestigt ist, sondern drehbar gelagert wird und die Drehachse zu einer weiteren Welle ausgebildet wird. Infolge des Vorbefunds können wir sagen, dass der kinematische Freiheitsgrad des Getriebes um 1 erhöht sich. Der kinematische Freiheitsgrad (F) ist die Anzahl der Drehzahlen, die unabhängig voneinander vorgegeben werden können. Diese Anzahl F beträgt beim üblichen Getriebe mit feststehendem Gehäuse, dem Standgetriebe, $F = 1$ und sie wird beim Umlaufgetriebe $F = 2$. Das bedeutet, es sind unabhängig voneinander 2 Antriebe möglich, wodurch dann den Abtrieb (üblicherweise die Drehzahl) festliegt - oder es sind bei einer gegebenen Antriebsdrehzahl 2 Abtriebe verwirklichtbar.

Umlaufgetriebe können außerdem durch Räder, mit Mechanismen oder hydrostatischen Grundelementen verwirklicht werden. Die häufigsten Umlaufgetriebe sind Umlaufrädergetriebe. Die Räder können als Reibräder oder, wie überwiegend gestaltet, als Zahnräder ausgeführt sein. Durch die Drehung des Gehäuses entsteht bei mindestens einem Zahnrad, außer der Drehung um die eigene Achse, eine Drehung um eine zweite Achse, ähnlich der Bewegung von Himmelskörpern, der Planeten. Die mit Rädern (üblicherweise Zahnrädern) ausgeführten Umlaufgetriebe werden deshalb als Planetenrädergetriebe oder kurz als Planetengetriebe bezeichnet.

Planetengetriebe zeichnen vor allem folgende Eigenschaften aus:

- kleines Masse – Leistungsgewicht;
- kleiner Bauraum;
- größerer Wirkungsgrad, als beim gleichartigen Standgetriebe möglich;
- koaxiale Lage der An- und Antriebswellen;
- sehr große Übersetzungen durch wenige Getriebeelemente möglich;
- lastfreie Lager der Zentralwellen durch mehrfach am Umfang angeordnete;
- Planeten zwei Antriebe bzw. Abtriebe möglich;
- bei gekoppelten Planetengetriebe günstige Leistungsteilung und Drehzahlbeeinflussung im Nebenzweig möglich;
- durch Bremsen oder Kuppeln einzelner Getriebeelemente relativ einfache Änderung der Übersetzung möglich [95].

Harald Naunheimer bezeichnet in Fahrzeuggetriebe [96] Unterschiede zwischen Standgetrieben und Planetengetriebe. Ein Beispiel dafür findet man im ersten Absatz: Bezeichnungen des Getriebes. Diese Bezeichnungen beziehen sich auf die Achsen der an der Übersetzung beteiligten Zahnräder. Bei den Stand-Getrieben sind die Achsen aller Zahnräder im Getriebe relativ zum Getriebegehäuse ortsfest. In den Umlauf-Getrieben (Planetengetrieben) trägt ein umlaufender Steg

die Achsen der Planetenräder. Weiter werden Unterschiede zwischen Vorgelegegetriebe und Planetengetriebe betrachtet.

Vorgelegegetriebe: unter einem Vorgelegegetriebe (Abb. 28) versteht man ein Getriebe mit nur einer An- und nur einer Abtriebswelle und einer im Gehäuse ortsfest gelagerten Vorgelegewelle. Bei einstufigen Vorgelegegetrieben fallen Abtriebswelle und Vorgelegewelle zusammen, man könnte sie daher auch als „reduzierte“ Vorgelegegetriebe bezeichnen.

Planetengetriebe: bei Planetengetrieben befinden sich aus Gründen einer gleichmäßigen und niedrigeren Belastung stets drei oder mehr Planetenräder auf einem Steg (Abb. 1). Ihre Anzahl wie ihre Zähnezahl ist aber für die Übersetzung des Getriebes ohne Bedeutung, sie kehren nur den Drehsinn an dieser Stelle um. Die Achsen der Planetenräder vollziehen somit eine Rotationsbewegung um die Getriebehauptachse. Es sind auch Mischformen aus Stand- und Umlauf-Getrieben möglich. Bei ortsfestem Steg wird definitionsgemäß aus einem Umlauf-Getriebe ein Stand- Getriebe.

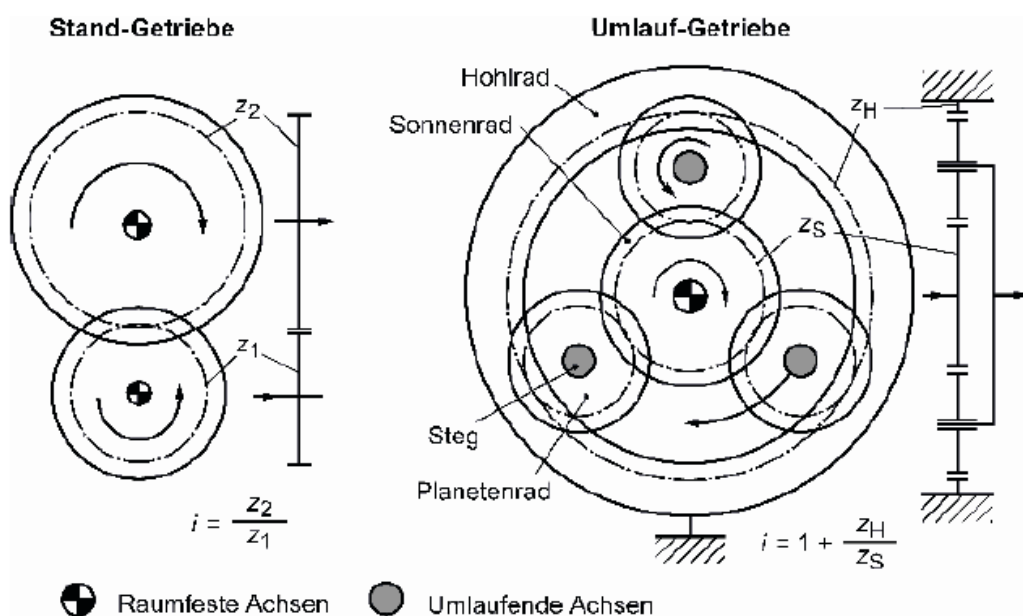


Abbildung 28 - Stand- und Umlauf-Getriebe

Planetengetriebe bieten in einer Planetenstufe bereits neun kombinatorisch mögliche Bewegungszustände. Diese ergeben sich aus der Tatsache, dass prinzipiell

sowohl Hohlrad, Steg oder Sonnenrad ortsfest gekoppelt werden können, um als „Gestell“ zu dienen. Die beiden verbleibenden Getriebekomponenten können jeweils als An- oder Abtrieb der Planetenstufe genutzt werden. Die Übersetzungen der einzelnen Bewegungszustände sind nicht unabhängig voneinander wählbar, sondern sind durch die Zähnezahlen von Sonnen- und Hohlrad definiert. In dieser Tabelle sind die drei trivialen Bewegungszustände, in denen das Getriebe als Block umläuft, nicht mit aufgeführt. Auch sind nicht alle Übersetzungen für einen Einsatz in Kraftfahrzeug (Kfz) geeignet. Ist bei einem Planetengetriebe kein Teil ortsfest gekoppelt, so spricht man von einem Überlagerungsgetriebe oder auch Sammel-, Verteiler- oder Differentialgetriebe. Werden mehrere Planetenstufen miteinander verbunden, erhält man ein so genanntes Koppelgetriebe. Derartige Getriebe bieten die Möglichkeit, unterschiedliche Übersetzungen zwischen An- und Abtrieb zu realisieren, je nachdem wie die einzelnen Getriebekomponenten aneinandergeschaltet werden und welche Komponenten ortsfest sind. Die Kopplung der Komponenten untereinander geschieht durch Kupplungen, die der Komponenten an das Gehäuse durch Bremsen. Die schon bei Getrieben aus nur einer Planetenstufe vorhandene Vielzahl an möglichen Übersetzungen steigt bei Koppelgetrieben nochmals beträchtlich, wobei wiederum nicht alle der im Getriebe kombinatorisch steckenden Übersetzungen in Kfz auch sinnvoll sind. Es gibt neben den hier besprochenen einfachen Planetengetrieben noch andere Bauarten, die von Bedeutung sind. Es sei hier auf die einschlägige Literatur [95,96,97,98,99] verwiesen. Herkömmliche Stufenautomatgetriebe sind aus mehreren einzelnen Planetenstufen aufgebaut. Die Übersetzungen der einzelnen Gangstufen sind nicht unabhängig voneinander frei wählbar, da dieselben Zahnräder für mehrere Gangstufen verwendet werden.

Hier werden konstruktive Aspekte bei Planetengetrieben betrachtet.

- Übersetzung

Die Übersetzung bestimmt die Durchmesserhältnisse der Zahnräder. Bei zu groß gewählter Übersetzung würden sich die Planetenräder durchdringen. Es ist

deshalb beim Grundtyp mit 3 Planeten nur etwa $i=12$ möglich. Eine weitere Grenze ist durch den Minstdurchmesser der Planetenräder (Lagerung) bedingt.

- Planetenanzahl

Die Anzahl der Planeten ist meist 3. Es liegt dann bei nicht gelagertem Sonnenritzel eine gleichmäßige Lastaufteilung auf die 3 in gleichmäßiger Teilung angeordneten Planeten vor. Bei kleinen Übersetzungen, d.h. bei relativ kleinem Durchmesser Verhältnis $\frac{d_3}{d_1}$ (d_3 – Zahnräder, d_1 - Planetenrad) werden oft mehr als 3 Planeten angeordnet, z.T. eher als 7. Es ist konstruktiv eine möglichst gute Lastaufteilung auf die einzelnen Planeten zu gewährleisten. Die Lastaufteilung auf die Planeten ist abhängig von der Elastizität der Radkörper, der Lager und Lagerbolzen, den Zahnweitenunterschieden der Planetenräder und den Achslageabweichungen der Lagerbohrungen des Planetenträgers und der Einstellbarkeit der Übertragungselemente, z.B. des Hohlrades.

- Lagerung der Planetenräder

Die Lagerung der Planetenräder muss nicht nur die Zahnkräfte, sondern auch die Fliehkräfte aufnehmen. Die Fliehkräfte bedingen eine obere Drehzahlgrenze der Anwendbarkeit des Planetengetriebes. Darüber ist dann nur noch das gleichartige Standgetriebe verwirklichtbar (z.T. andere Drehrichtung). Es ist dann u.U. die Fliehkraftspannung des Hohlrades zu beachten. Werden Gleitlager verwendet, ist es beanspruchungsgerecht, das weichere Lagermetall so anzuordnen, dass dieses nicht schwellend, sondern nur ruhend beansprucht wird (z.B. die Bronze).

- Beanspruchung

Die meist relativ dünnen Radkränze bedingen eine Kranzbeanspruchung, die sich der durch die Zahnkraft bedingten Fußspannung überlagert und die Tragfähigkeit entscheidend senken kann.

- Kühlung und Schmierung

Bei hochtourigen Getrieben liegt vor allem beim zentralen Sonnenritzel eine große Wärmebelastung infolge des mehrfachen Eingriffs vor. Es wird deshalb, wenn raummäßig möglich, Innenkühlung angewandt. Das austretende Öl wird infolge der Fliehkraft vernebelt und schmiert die übrigen Teile (Zahneingriff 2/3 und die Lager).

- Welle-Naben-Verbindungen

Infolge der relativ großen Beanspruchung der Wellen und damit der Wellen-Nabenverbindungen wie auch der z.T. erheblichen Fliehkraftbelastung, sind Passfedern i.A. ungeeignet. Es werden deshalb meist Zahnwellen-Nabenverbindungen gewählt, die auch eine begrenzte Einstellbarkeit gewährleisten. Es ist günstig, zur Vermeidung von Tribokorrosion, Öl durch die Verzahnungen zu leiten, wozu meist die Fliehkraftwirkung genutzt wird.

- Verzahnungsausführung

Geradverzahnung bietet für die Lagerung Vorteile (keine Axialkräfte). Sie kann aber nur angewendet werden, wenn das Getriebe für den Lärm der Anlage nicht bestimmend ist (z.B. Flugzeug mit Luftschraube, Planetengetriebe und Gasturbinenantrieb). Es wird sonst Doppelschräg- oder auch Einzelschrägverzahnung verwendet. Die Außenverzahnungen moderner Planetengetriebe sind einsatzgehärtet und geschliffen, protuberanzverzahnt und z.T. kugelgestrahlt und flankenmodifiziert. Weniger extrem belastete Planetengetriebe haben nitrierte Verzahnungen der außenverzahnten Räder. Die Verzahnung des Hohlrades ist z.T. nur vergütet, da infolge der konkav-konvexen Profilpaarung die Hertzsche Pressung dieses zulässt. Bei größerer Beanspruchung wird die Hohlradverzahnung nitriert, wobei dann meist vor dem Nitrieren geschliffen wird und nur in Ausnahmefällen auch erst nach dem Nitrieren eine Schleifbearbeitung erfolgt, um die gegenüber dem Einsatzhärten geringeren, aber doch vorhandenen Maßabweichungen infolge der Wärmebehandlung zu beseitigen. Bei sehr großer Beanspruchung wird auch die Hohlradverzahnung einsatzgehärtet und geschliffen.

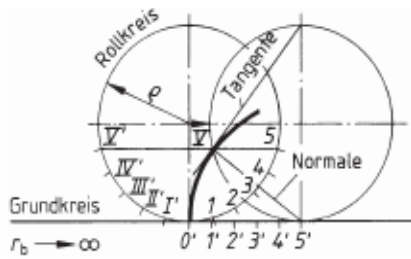


Abbildung 29 -
Orthozykloide

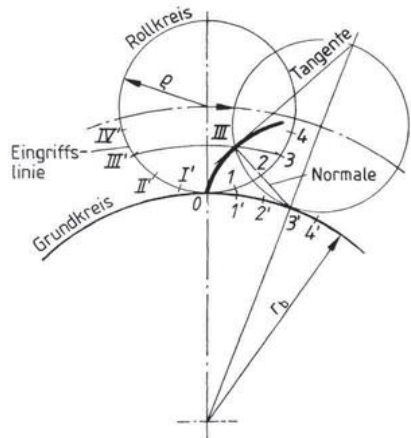


Abbildung 30 -
Epizykloide

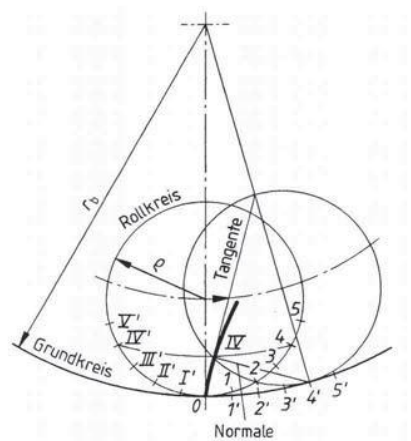


Abbildung 31 -
Hypozykloide

Der Schleifabsatz wird dabei entweder durch die Vorbearbeitung mit Protuberanzwerkzeugen vermieden, oder durch eine Schleifscheibenkopfrundung in seiner Wirkung begrenzt.

CycloGetriebe (Zykloidenverzahnung)

Bernd Künne in Köhler/Rögnitz Maschinenteile [97] schreibt über Grundbegriffe der Geometrie der Zykloidenverzahnung. Der Autor beginnt mit Orthozykloide. Jeder Punkt eines Kreises, der auf einer Geraden abrollt, beschreibt eine Orthozykloide (Abb. 29). Bei der Zahnstange sind Kopf- und Fußflanken Orthozykloiden. Jeder Punkt eines Kreises, der auf einem festen Kreis abrollt, beschreibt eine Epizykloide (Abb. 30). Und Jeder Punkt eines Kreises, der in einem festen Kreis abrollt, beschreibt eine Hypozykloide (Abb. 31). In Abbildung 32 sind die Wälzkreise W1, W2 und die Rollkreise R1, R2 die Erzeugenden der Zykloiden. Bei der Zykloidenverzahnung erhält man günstige Eingriffsverhältnisse, wenn die Rollkreishalbmesser $\rho = \left(\frac{1}{3} \dots \frac{2}{5}\right) * r$ gewählt werden. Rollt R1 in W1 ab, so entsteht die Hypozykloide 1; rollt R2 auf W1 ab, die Epizykloide 1. Beide Kurven ergeben die Zahnflanken des Rades 1 mit dem Wendepunkt im Wälzpunkt C.

Rollt R2 in W2 und R1 auf W2 ab, so entsteht die Zahnflanke des Rades 2. Die Eingriffslinie besteht aus Kreisbogen der Rollkreise. Die Eingriffsstrecke g ist durch die Punkte A und E gekennzeichnet. Eigenschaften und Anwendung. Bei der Zykloidenverzahnung ist stets ein konvexer Zahnkopf mit einem konkaven Zahnfuß

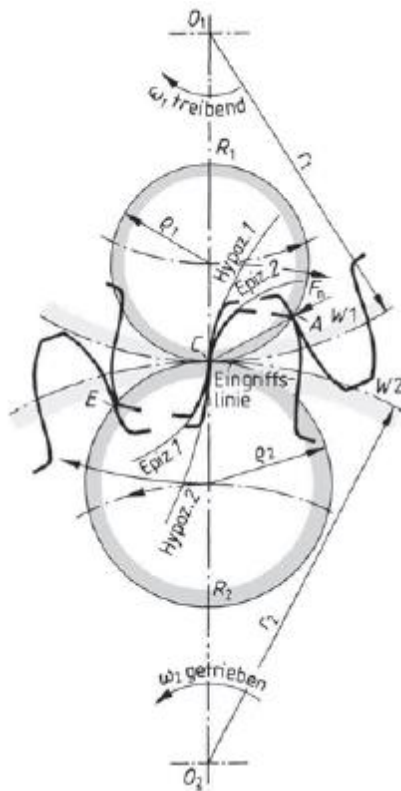


Abbildung 32 -
Zykloidenverzahnung:
Konstruktion und Eingriff

im Eingriff. Dadurch wird die Flankenpressung herabgesetzt und der Verschleiß verringert. Jedoch hat der Wendepunkt im Wälzpunkt C zur Folge, dass Zykloidenverzahnungen empfindlich gegen Abweichungen vom theoretischen Achsabstand sind. Die Herstellung ist schwieriger als die der Evolventenverzahnung. Darum wird in der Regel die Evolventenverzahnung angewendet, deren besonderer Vorteil die Unempfindlichkeit gegen Achsabstandsänderungen ist. Die Zykloidenzahnform wird vorwiegend bei Zahnrädern in Uhren und für Flügel von Kapselpumpen angewendet, wo es auf bestmöglichen Eingriff und geringsten Verschleiß besonders ankommt.

Das Cyclo Getriebe (Abb. 33) lässt sich ebenfalls auf das nicht rückkehrende Planetengetriebe

zurückführen. Es beruht nicht auf der Deformation eines elastisch gestalteten Gliedes, sondern auf durch einen Exzenter (1) angetriebene Kurvenscheiben (2,3). Sie besitzen außer flachen Zähnen ähnelnde Vorsprünge (Zykloiden). Sie wälzen sich auf Bolzen ab. Die Kurvenscheibe besitzt meist einen Zahn weniger, als der äußere Bolzenring. Die Übersetzung ergibt sich nach der gleichen Beziehung, wie beim nicht rückkehrenden Getriebe. Bei einstufiger Ausführung beträgt die Übersetzung etwa $i = 6 \dots 85$ und der Wirkungsgrad bei Vollast bis 92,5%. Als Anwendung können u.a. Getriebemotoren und Servomotoren genannt werden. Die Spielfreiheit des Harmonic-Drive-Getriebes wird nicht erreicht.

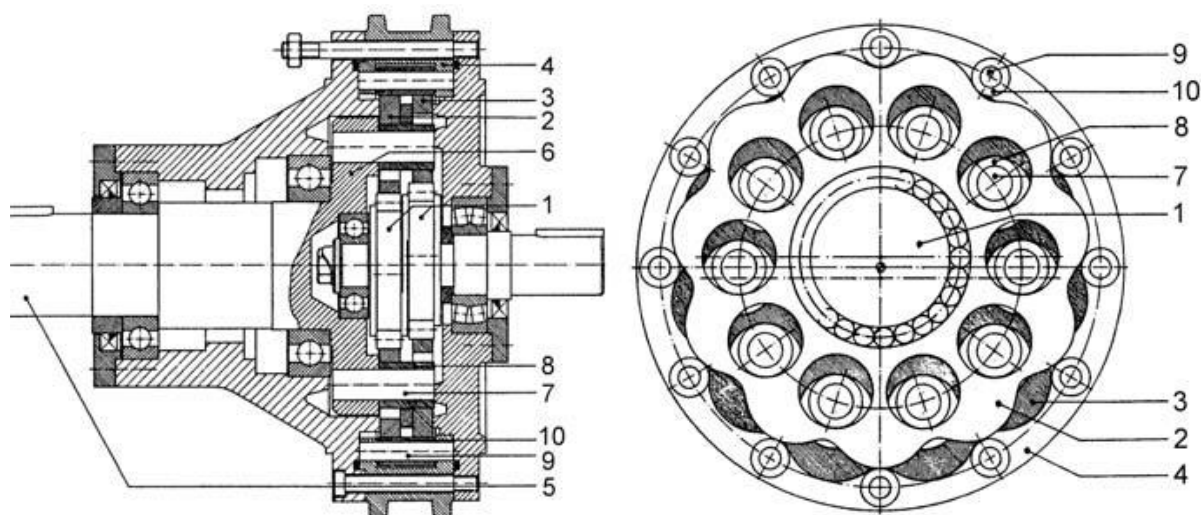


Abbildung 33 - Cyclo-Getriebe. 1 - Exzenter, 2,3 - Kurvenscheiben, 4 - Bolzenring, 5 - Abtriebswelle, 6 - Mitnehmerscheibe, 7 - Mitnehmerbolzen, 8 - Mitnehmerrollen, 9 - Außenbolzen, 10 - Rollen

Das negative Vorzeichen verrät eine entgegengesetzte Drehrichtung von An- und Abtrieb (Minusgetriebe).

Durch zwei identische, um 180° versetzte Antriebsexzenter (1) werden die beiden Kurvenscheiben (2) und (3) in dem gehäusefesten Kurvenrollen-Ring (4) abgewälzt. Je eine Scheibe überträgt 50 % des Antriebsmomentes. Der schematische Schnitt senkrecht zur Getriebehauptachse zeigt zur Verdeutlichung die Form der Epizykloiden-Umlaufräder und deren Anordnung im Kurvenrollen-Ring. Die Zähnezahl der Umlaufräder und des Kurvenrollen-Rings unterscheidet sich um einen Zahn (hier: 11 Kurvenabschnitte bzw. Zähne zu 12 Außenelementen bzw. Kurvenrollen). Dadurch bewegen sich die Umlaufräder bei n Umdrehungen der Abtriebswelle um $n/11$ Umdrehungen in die entgegengesetzte Richtung. Da es sich um ein offenes, nicht rückkehrendes Umlaufrädergetriebe handelt, muss die untersetzte Abtriebsbewegung durch ein weiteres Element in eine zentrische Drehbewegung der Abtriebswelle (5) überführt werden. Dies geschieht mittels einer koaxialen Mitnehmerscheibe (6), deren Bolzen (7) mit Kurvenrollen (8) in Bohrungen der Umlaufräder eingreifen. Auf diese Weise wird die überlagerte exzentrische Translationsbewegung der Planeten herausgefiltert. Um Verschleiß

und Reibung auf ein Minimum zu reduzieren, werden auch die Zapfen (9) des Außenrings durch gelagerte, drehbare Rollen (10) ersetzt. Dadurch wird statt einer gleitenden eine wälzende Kraftübertragung zwischen Kurvenscheibe und Kurvenrollen-Ring ermöglicht. Zudem werden dadurch Reibungsverluste und Laufgeräusche gesenkt.

Die Kurvenscheiben sind auf dem Exzenter mittels Rollenlager drehbar gelagert. Die doppelte Anordnung der Kurvenscheiben sorgt für einen Drehmassenausgleich, verdoppelt die Anzahl der Elemente zur Kraftübertragung und verringert das Eingriffsspiel. Typische Einsatzbereiche solcher Cyclogetriebe sind Roboterarme, Motor-Getriebe-Einheiten und Verstellantriebe. Ihre besondere Eigenschaft ist eine sehr hohe Überlastfähigkeit von bis zu 500 % des regulären Antriebsmomentes.

Bei den Cyclogetrieben liegt die Zahnkontur des Umlaufrades außerhalb des eigenen Wälzkreises und außerhalb des Mittelrad-Wälzkreises. Der im Vergleich zur Evolventenverzahnungen variable Eingriffswinkel schwankt zwischen 50° und 90° . Dabei bleiben die Zähne von Umlauf- und Mittelrad dauerhaft im Eingriff. Die Kraftübertragung an den einzelnen Zähnen erfolgt ausschließlich über konvexe Konturen.

Aus dem beschriebenen Aufbau und der Wirkungsweise ergeben sich folgende Prinzip bedingte

Nachteile des Cyclogetriebes:

- a) hohe Genauigkeit bzgl. des theoretischen Achsabstandes nötig
- b) große Lagerbelastung durch ungünstige Eingriffswinkel;
- c) hohe Flächenpressung an den konvexen Eingriffsflächen;
- d) komplexe Bereitstellung des erforderlichen Zahnflankenspiels;
- e) minimale Baugröße ist abhängig von Übersetzung und Steglänge [97].

Ein Großteil dieser Nachteile können durch Getriebe mit einer Triebstockverzahnung auf Basis verschlungener Zykloiden behoben werden. Dafür

können sowohl Epi- als auch Hypozykloiden zum Einsatz kommen. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit einer Getriebearordnung basierend auf der Epizykloide. Bei gleichem Übersetzungsverhältnis und Abtriebsmoment ergeben sich so deutliche Vorteile des Epizykloidengetriebes gegenüber dem Cyclogetriebe bezogen auf Normalkräfte, Baugröße und Gewicht.

Zahnform und Eingriffsverhältnisse

Abbildung 34 zeigt die geometrischen Verhältnisse eines offenen triebstockverzahnten Umlaufrädergetriebes mit dem Steg (1), dem Umlaufrad (3) und dem feststehenden Mittelrad (2;0).

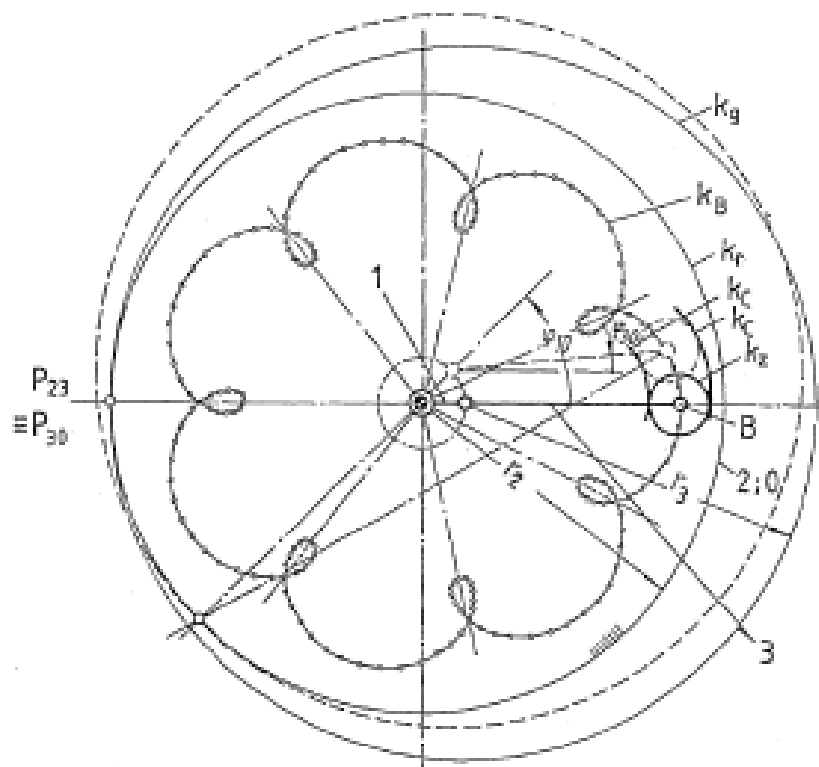


Abbildung 34 - Triebstockverzahnung mit verschlungener Epizykloide

Die Wälzkreise der Räder (2) k_r und (3) k_g berühren sich im momentanen Drehpol P_{23} . Für das Verhältnis der Radien gilt: $r_3/r_2 = 7/6$. Der Punkt B des Umlaufrades (3) durchläuft während der 6 Umläufe des Steges (1) eine geschlossene, verschlungene Epizykloide k_B mit sieben Schleifen. Für eine geschlossene Kurve mit der Zähnezahldifferenz n zwischen Umlaufrad und Mittelrad muss die Bedingung nach Gleichung 60 erfüllt sein.

$$\frac{r_3}{r_2} = \frac{k+n}{k} \text{ mit } n \geq 1; k, n \in N \quad (60) \text{ Schließbedingung Zykloide}$$

Um den Punkt B ist ein Kreis k_Z mit dem Radius r_Z gezeichnet, der dem Kurvenrollen-Radius entspricht. Wird dieser nun mit dem umlaufenden Rad (3) mitgeführt, so ergibt sich auf dem gestellfesten Rad (2;0) die einhüllende Kurve k_C . Diese Hüllkurve bildet die Äquidistante zur Epizykloiden k_B mit dem Abstand r_Z . Die Gleichungen 61 bis 63 beschreiben die Bahn der verschlungenen Epizykloide k_B (Mittelpunktsbahn von B) als Funktion des Stegwinkels φ_{10} bzw. des Hilfswinkels φ_{30} .

$$x_B = r_1 \cos(\varphi_{10}) + l_3 \cos(\varphi_{30}) \quad (61) \text{ Koordinaten Epizykloide } x_B$$

$$y_B = r_1 \sin(\varphi_{10}) + l_3 \sin(\varphi_{30}) \quad (62) \text{ Koordinaten Epizykloide } y_B$$

$$\varphi_{30} = \frac{1}{i_{10/30}} = \frac{r_3 - r_2}{r_3} \varphi_{10} \quad (63) \text{ Hilfswinkel } \varphi_{30}$$

Dabei ist r_1 die Steglänge, l_3 der Abstand zwischen den Punkten M und B, r_2 der Radius des Mittelrades und r_3 der Radius des Umlaufrades. Die Hüllkurve k_C ist die Gegenzahnkontur des festen Mittelrades (2;0) zu der kreiszylindrischen Triebstockverzahnung des Umlaufrades (3). Dargestellt in Abbildung 35 ist ein Umlaufrädergetriebe mit der entwickelten Verzahnungsform basierend auf einer verschlungenen Epizykloide.

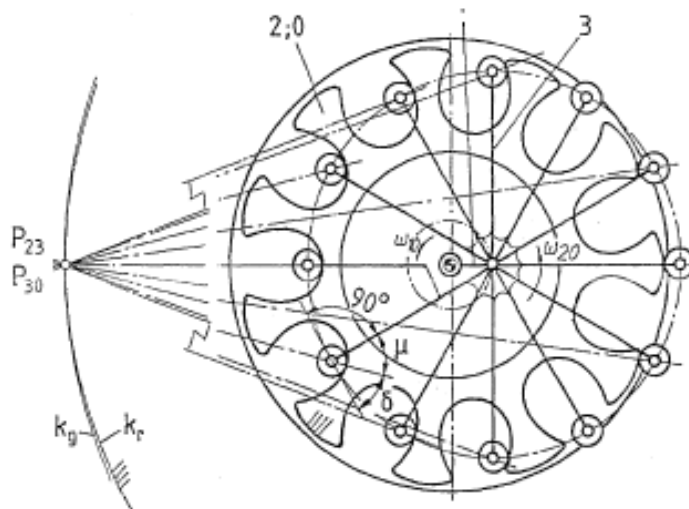


Abbildung 35 - Epizykloidengetriebe (schematisch)

Das Zähnezahlverhältnis ist mit $r_3/r_2 = 12/11$ festgelegt. Das Umlaufrad (2) trägt 12 kreiszylinderförmige Zähne, die auf dem feststehenden Mittelrad (3) mit der inneren und äußeren Äquidistanten einer 11-bogigen verschlungenen Epizykloide im Eingriff stehen. Die Wälzkreise von außenverzahntem, gestellfestem Mittelrad k_r und kurvenrollenverzahntem Umlaufrad k_g berühren sich im momentanen Drehpol P_{23} . Der Eingriffswinkel δ nimmt während des umlaufenden Eingriffs Werte zwischen 0° und 90° an. Der Großteil der Kraftübertragung findet im Bereich zwischen 0° und 10° statt. Es werden nur positive Normalkräfte übertragen. Durch die Verschlingung der Kurve k_B entsteht nach außen keine geschlossene Äquidistante, wodurch nicht alle Zähne des Radpaares gleichzeitig im Eingriff stehen. Dennoch ist ein kontinuierlicher Getriebelauf gewährleistet, da immer mehrere Zahnpaare zeitgleich ineinandergreifen. Generell gilt: Liegen alle Übertragungselemente innerhalb der Polbahnen von Umlaufrad und Gegenrad, baut das Getriebe klein und es treten geringe Flächenpressungen auf. Wie Abbildung 4-4 zeigt, befinden sich anders als beim Cyclogetriebe alle Übertragungselemente kompakt innerhalb der Wälzkreise k_r und k_g . Zudem führt der wesentlich günstigere Eingriffswinkel von minimal 0° bei gleichem Antriebsmoment zu deutlich geringeren Normalkräften an den Zähnen. Weiterhin ist die konvexe Form der kreiszylinderförmigen Rollen mit einer konkaven Zahnkontur der Äquidistanten in Berührung. Dies wirkt bei gleichen Normalkräften reduzierend auf die maximal auftretenden Flächenpressungen.

Anwendung für die Elektromobilität

Die bewegliche, kinematisch gleichwertige Kopplung beider Stufen erfolgt über einen Parallelkurbeltrieb (8), Abbildung 36. Um den nötigen Drehmassenausgleich zu schaffen sind die beiden Umlaufräder um 180° versetzt angeordnet. Der Steg ist daher als Doppelkonzenter (7) ausgeführt.

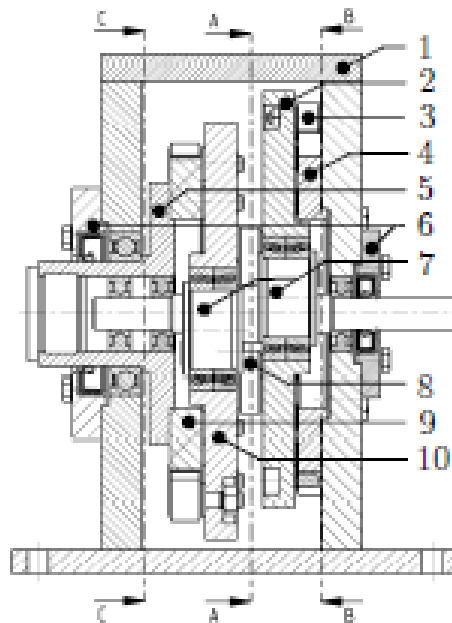


Abbildung 36 - 2-stufiges Epizykloidengetriebe [FMDauto]

An- und Abtriebswelle liegen coaxial, wobei Letztere als Hohlwelle (5) die Lagerung der Exzenterwelle aufnimmt. Das Gehäuse (1) stellt das nötige Schmierstoffvolumen bereit und dient als Gestell der Konstruktion. Die Ausführung auf Basis der Epizykloide bietet für diesen Anwendungsfall Vorteile gegenüber der Bauart als Hypozykloide. Dies führt zu einer Zunahme von Gewicht und Bauraumbedarf. Des Weiteren erschwert die innenliegende Kontur der Gegenverzahnung am Mittelrad eine wirtschaftliche Fertigung. Die Kurvenrollen der Triebstockverzahnung (3) werden durch gelagerte Rollen ersetzt. Diese verfügen über ballige Oberflächenkonturen, um das Tragbild während des Eingriffs zu verbessern. Abbildung 37 zeigt einen Teilschnitt durch das 3D-CAD Modell des konstruierten Epizykloidengetriebes.



Abbildung 37 - Teilschnitt der Epizykloidengetriebe [FMDauto]

Beide Umlaufräder (2) und (10) sind als Scheiben ausgeführt, die Kurvenrollen sind auf dem Umfang verteilt. Die Gegenverzahnungen in Form der Kurvenscheiben (4) und (9) sind am Gehäuse (Stufe 1) und an der Abtriebswelle (Stufe 2) befestigt. Die Zapfen der Exzenterwelle laufen in Kugellagern mit besonderer Eignung für hohe Drehzahlen. Auch die Lagerung der Abtriebswelle findet über Kugellager im Gehäuse statt. Für die Umlaufräder kommen spezielle Hochgeschwindigkeits-Spindellager in O-Anordnung zum Einsatz. Die Koppelglieder wie auch die Kurvenrollen arbeiten mit angepassten Nadellagern. Öldichtigkeit wird über die Lagerdeckel (6) und darin verbaute Radial-Wellendichtringe hergestellt. Tabelle 8 fasst die technischen Daten der ausgeführten Konstruktion zusammen.

Tabelle 8 - Technische Daten der Epizykloidengetriebe

Übersetzung [-]	-34
Gewicht [kg]	23
Länge [mm]	200
Breite [mm]	165
Höhe [mm]	200
Bauraum [dm ³]	6,6

Zusammenfassung

Analyse der Literatur zeigt, dass Epizykloiden Getriebe Analogen der Evolventen-Verzahnung für Umlaufgetriebe sind.

Diese Getriebe haben weitere Merkmale: hohe Überlastreserve, mögliche extreme Schockbelastungen, hoher Wirkungsgrad, lange Lebensdauer.

Grundsätzliche Richtungen der Anwendungen sind: Metallbearbeitungsmaschinen, Nahrungsmittel- und Zuckerindustrie, Baumaschinen, Sägewerke und Holzbearbeitungsmaschinen, Mischer und Rührwerke.

Derzeit werden diese Getriebe aktiv durch die Geometrie der Kraft Leistung und Verzahnungslehre untersucht.

Приложение Б

Таблица 1 – Диаграмма Ганта

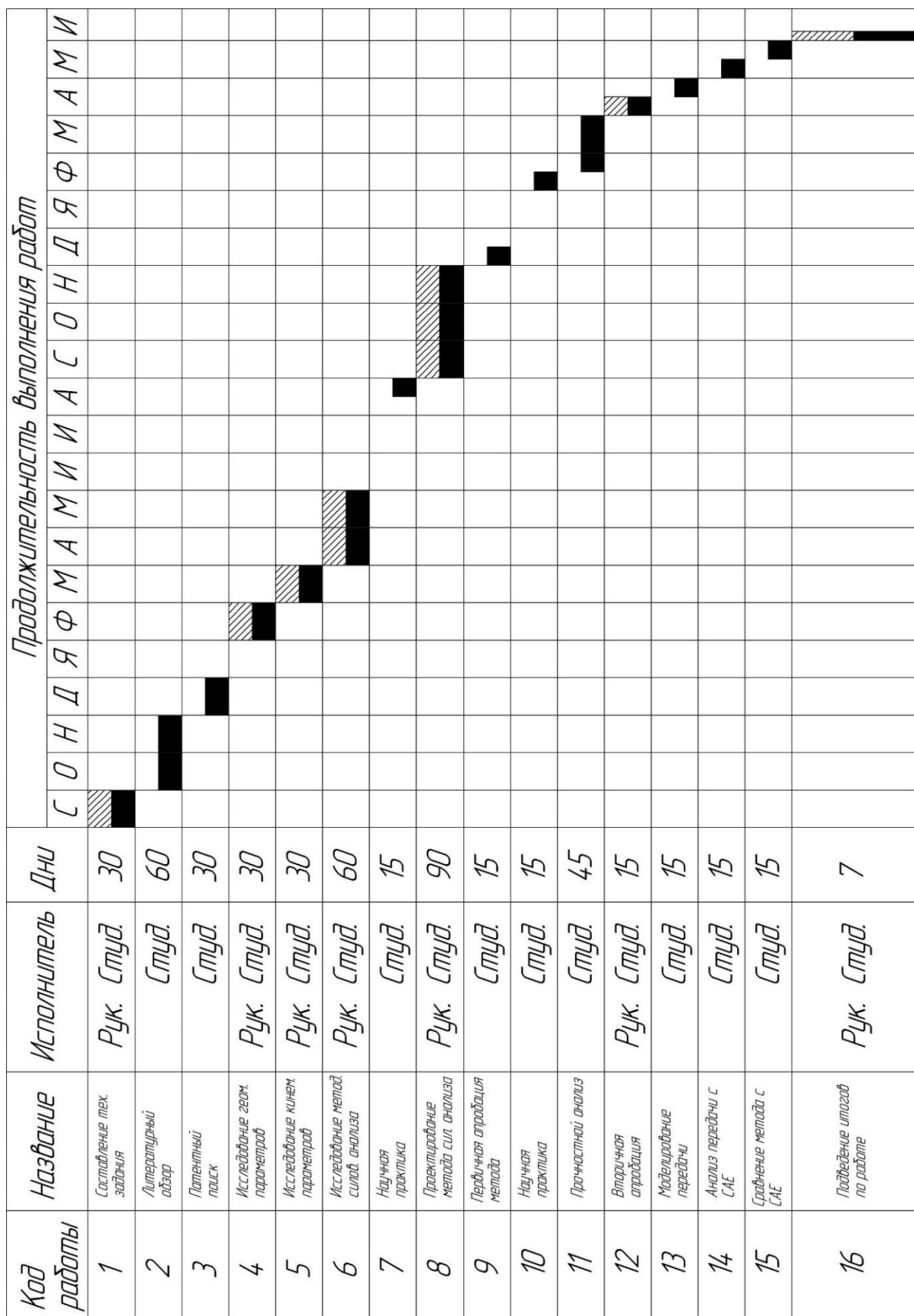


Таблица 2 – Планируемые затраты на проект

Вид работ	Сырье, материалы, покупные изделия и полуфабрикаты	Специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ	Основная заработная плата	Дополнительная заработная плата	Отчисления на социальные нужды	Научные и производственные командировки	Оплата работ, выполняемых сторонними организациями и предприятиями	Прочие прямые расходы	Накладные расходы	Итого плановая себестоимость
Конструирование механизма	50	0	20	10	8	20	0	10	10	128
Разработка технологии производства механизма	20	0	20	10	8	20	0	10	10	98
Анализ модели механизма с применением ЭВМ	0	0	20	10	8	20	0	10	10	78
Производство механизма	100	50	15	10	8	20	0	30	25	258