

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

---

Школа – Инженерная школа новых производственных технологий  
Направление подготовки – 15.04.01 Машиностроение  
Отделение школы (НОЦ) – Материаловедения

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>Конструктивное уравнивание генератора передачи с ПТК и СО</b> УДК <u>621.83:621.313.12-755</u>

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Жандарбеков Рахат Серекболович		

Руководитель

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

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Старикова Е.В.	К.ф.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Раденков Т.А.	-		

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
15.04.01	Коростелева Е.Н.	К.Т.Н., ДОЦЕНТ		

Томск – 2018 г.

## Планируемые результаты обучения

Код	Результат обучения
	<i>Профессиональные компетенции</i>
P2	Применять <i>глубокие знания</i> в области современных технологий машиностроительного производства для решения <i>междисциплинарных инженерных задач</i>
P3	Ставить и решать <i>инновационные задачи инженерного анализа</i> , связанные с созданием и обработкой материалов и изделий, с использованием системного анализа и моделирования объектов и процессов машиностроения
P4	Разрабатывать технологические процессы, <i>проектировать</i> и использовать <i>новое</i> оборудование и инструменты для обработки материалов и изделий, конкурентоспособных на <i>мировом рынке</i> машиностроительного производства
P6	Внедрять, <i>эксплуатировать</i> и обслуживать современные высокотехнологичные линии автоматизированного производства, обеспечивать их <i>высокую эффективность</i> , соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на машиностроительном производстве, выполнять требования по защите окружающей среды
	<i>Универсальные компетенции</i>
P7	Использовать <i>глубокие знания по проектному менеджменту</i> для ведения <i>инновационной инженерной деятельности</i> с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности.
P8	<i>Активно</i> владеть <i>иностраннным языком</i> на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты инновационной инженерной деятельности.
P9	Эффективно работать индивидуально, в качестве <i>члена и руководителя группы</i> , состоящей из специалистов различных направлений и квалификаций, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность <i>следовать корпоративной культуре</i> организации.
P11	<i>Самостоятельно учиться</i> и непрерывно <i>повышать квалификацию</i> в течение всего периода профессиональной деятельности.

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

---

Школа – Инженерная школа новых производственных технологий  
Направление подготовки – 15.04.01 Машиностроение  
Отделение школы (НОЦ) – Материаловедения

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель ООП

\_\_\_\_\_ Е.Н. Коростелева

(Подпись)      (Дата)      (Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Жандарбекову Рахату Серекболовичу

Тема работы:

Конструктивное уравнивание генератора волн с ПТК и со свободной обоймой

Утверждена приказом директора (дата, номер)

08.05.2018 №3218/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<b>Исходные данные к работе</b>	Объектом исследования является Передача с промежуточными телами качения и со свободной обоймой
---------------------------------	--

<b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b>	Выполнение анализа конструкции генератора передачи с ПТК и СО и способов устранения/снижения дисбаланса. Оценка дисбаланса генератора передачи с ПТК и СО, анализ зависимости эксцентриситета передачи от исходных параметров. Разработка конструкции, позволяющей уравновесить генератор для передачи с ПТК и СО
---	---

<b>Перечень графического материала</b>	Презентация в Microsoft PowerPoint
--	------------------------------------

**Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы**

<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Старикова Е.В.
Социальная ответственность	Раденков Т.А.
Разделы, выполненные на иностранном языке	Демьяненко Н.В.

**Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:**

Основная часть, Литературный обзор, Результаты исследования, Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение», Социальная ответственность – русский язык

**На иностранном языке выполнены следующие разделы диссертации:**

Литературный обзор, 3 глава.

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал руководитель:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
доцент	Ефременков Е.А	канд.тех.наук		

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
4АМ61	Жандарбеков Р.С		

## Реферат

Выпускная квалификационная работа состоит из 87 страниц, 14 рисунков, 21 таблиц.

Ключевые слова: планетарные передачи, цевочное зацепление, балансировка генератора волн, передача с промежуточными телами качения, свободная обойма, редуктор, проектирование.

Целью данной диссертационной работы является разработка и проектирование редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой по схеме  $k-n-v$  с уравновешенным генератором.

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ кинематической схемы  $k-n-v$ . Анализ приемов уравновешивания эксцентрикового вала, рассмотрены конструкции передач с ПТК и базовая конструкция планетарно – цевочного редуктора по схеме  $k-n-v$ , на основе которого спроектирован редуктор с ПТКСО по указанной схеме.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» приведён анализ перспективности и успешности научно-исследовательского проекта по проектированию редуктора с ПТК и СО. Произведен SWOT анализ, составлен план проекта, контрольные события, и рассчитан общий бюджет научного исследования

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

**В данной магистерской диссертации применены следующие сокращения с расшифровкой:**

ПТК – промежуточные тела качения;

СО – свободная обойма;

КПД – коэффициент полезного действия;

ОТ – охрана труда;

ПБ – пожарная безопасность.

## Оглавление

Введение	8
1 Анализ конструкций передач с промежуточными телами качения	10
1.1 Радиальные передачи	10
1.2 Передача с ПТК	13
1.3 Механическая передача с промежуточными телами качения нового вида с разгруженным сепаратором	15
2 Анализ приемов конструктивного уравнивания	18
2.1 Общие сведения об уравнивании деталей	18
2.2 Статическое уравнивание	18
2.3 Определение геометрических данных профилей	21
3 Проектировка редуктора	26
3.1 Исходные данные	26
3.2 Получение геометрических размеров деталей передачи с ПТКСО	26
3.3 Расчет подшипников под кулачками	28
3.4 Расчет подшипников эксцентрикового генератора	29
3.5 Расчет подшипников на выходном валу	30
3.6 Проверка долговечности подшипников	31
3.7 Расчет диаметра штифта	32
3.8 Расчет диаметров пальцев механизма параллельных кривошипов	32
3.9 Расчет винтового соединения корпусов и венцов	33
4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	35
5 Социальная ответственность	56
6 Заключение	71
Список литературы	72
Приложение А	75

## Введение

Все следующие задачи рассматривают в машиностроении:

- освоить новые конструкции машин и механизмов, их автоматизации, позволяющие высокопроизводительные энерго и материалосберегающие технологии;
- сделать машины и механизмы разных отраслей надежными и долговечными;
- повысить экономичность, производительность этих машин.

На сегодняшний день конкуренция очень жесткая на рынке энергоресурсов. Чтобы быть конкурентно способным нужно разрабатывать и совершенствовать машины и механизмы четко анализируя, минимизируя потери энергии в них.

В любой машине, в механизме и в приборе детали перемещаются контактируя друг с другом. Происходит трение, тем самым теряется мощность. За счет трения идет нагрев поверхностей, меняется структура материала, что приводит к усталостному и хрупкому состоянию, что приводит к поломке. Здесь присутствуют процессы, характером протекания которых можно будет определить долговечность машины, механизма, это процессы качения и скольжения.

Как мы знаем почти во всех отраслях промышленности широко используют -эти самые механические передачи. Так же к актуальным задачам стоящим перед конструкторами и технологами, занимающиеся разработкой новой техники, относятся - создание надежных и малогабаритных редукторов, повысить их нагрузочную способность, снизить затраты на материалы, трудоемкость и при этом всем снизить их стоимостные показатели. Много веков назад были придуманы и развиты зубчатые зацепления. Они имеют методики проектных и сварочных расчетов проверенные годами. Именно их и чаще всего используют в создании механических передач и редуцирующих узлов. Многие ученые и



исследователи, работавшие с зубчатыми передачами, признают, что резервы повышения их эксплуатационных характеристик почти близки к исчерпыванию. Во всех видах зубчатых передач присутствуют процессы качения со скольжением. При этом процессы качения со скольжением осуществляются и при работе зубчатых передач всех типов.

Целью работы: Проектирование редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой по схеме k-n-v с уравновешенным генератором волн.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Анализ конструкций передач с ПТК.
2. Анализ приемов конструктивного уравновешивания.
3. Конструкторский расчёт редуктора.
4. Проектирование редуктора с ПТК и СО.
5. Разработка конструкторской документации.

# 1 Анализ конструкций передач с промежуточными телами качения

## 1.1 Радиальные передачи

Первые механизмы с зацеплением посредством промежуточного тела появились в патентной литературе еще в начале XX века, но практического применения и широкого распространения в технике тех лет не получили. Несмотря на многолетнюю историю, вопрос классификации механических передач с зацеплением посредством третьего тела до сих пор остается открытым. Вопросом классификации передач данного типа занимались многие авторы [1–4], однако установленные ими классификационные признаки приводят к ряду противоречий, в связи с чем, одна и та же схема передачи может быть отнесена к двум или более видам [5]. Рассматриваются передачи с неподвижными осями вращения колес. Итак, все многообразие механических передач. Несмотря на широкое применение передач с ПТК они еще мало изучены, методики проектирования и расчета рассмотрены недостаточно полно, в научной литературе рассматриваются в основном вопросы, касающиеся геометрии зацепления. Существующие силовые расчеты разработаны для идеальной передачи, т. е. без учета погрешностей изготовления и монтажа. В реальной передаче с ПТК за счет погрешностей изготовления звеньев возникают зазоры. Зазоры влияют на изменение распределения усилий в зацеплении и контактных напряжений между телами качения, вследствие того, что число тел качения, передающих нагрузку, уменьшается.

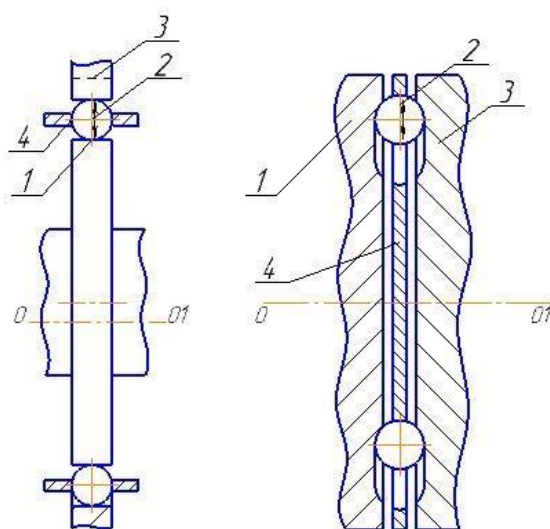


Рисунок 1 – Радиальные передачи: 1) генератор волн, 2) тела качения, 3) зубчатый профиль, 4) водило-сепаратор

Движение осуществляется элемента качения относительно оси передачи. 1 генератор волн, 2 тела качения и 3 жесткое колеса. 4 - сепаратор. Формируя цепочку элементов качения, они располагаются в пазах -2, в которых (рис.1) показана радиальная цилиндрическая передача. В Германии эти изобретения начали появляться в тридцатые годы и дали направление передачи из промежуточных элементов качения [7, 8, 9, 10, 11]. В передаче есть три связи, которые охватывают друг друга. Наружный венец 1 и внутренний кулачек - 2. Каждый кулачковый элемент на своей цилиндрической поверхности имеет периодическую поверхность кулачка с радиальным направлением кулачка. А отделяет сепаратор 5 несущей от катящихся элементов 6 в прорезях. Элементами качения служат шарики или ролики [8] и [9] используются в качестве элементов качения. В последнем типе набора файлов встроены штыревые зажимы. Это увеличивает площадь контакта. На рис.1 на рис.5 показана схема сегментации, в которой трение уменьшается с помощью плавающих шайб 8. Решение для компенсации входных и выходных валов, возникающих во время работы поверхности интерфейса преобразователя во время периодических траекторий,

уменьшается с помощью элементов качения. Эксцентрическое взаимодействие 6 образует поле [4]

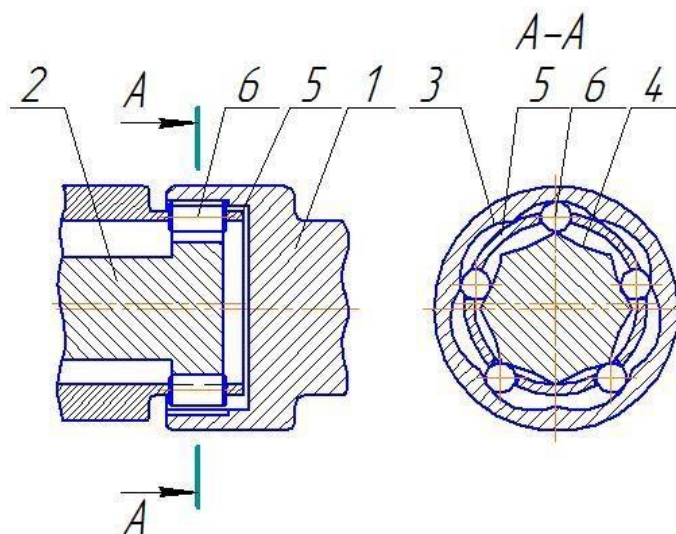


Рисунок 2 – Радиальные передачи с ПТК: 1) профильный венец, 2) профильный кулачек, 3) профили, 4) профили, 5) сепаратор, 6) тела качения, 7) сателлиты с разными размерами

В 1980-х годах эта радиальная цилиндрическая шестерня с однотоковым генератором получила дальнейшее развитие. В России Томский политехнический университет и Технотрон организовали такой план [12]. В Соединенных Штатах, Германии и Японии подобные планы возникли со временем. В общем, Технотрон улучшают простую трехсвязную схему (рис. 2). Передаточное отношение определяется количеством зубьев колеса 4 одного блока, которое отличается от числа элементов 3 качения. Преимущество схемы передачи, построенной таким образом, - это сходство с обычной волновой передачи. Благодаря своим преимуществам он также имеет существенный недостаток. Этот недостаток - дисбаланс качества, что особенно заметно в высокоскоростных передачах с элементами качения и крупными эксцентриками. Поэтому есть недостатки, такие как шум, биение и износ. [21]

Выполняя передачу многорядно, мы повышаем передаваемый момент. Генератор сдвигают по фазе, тем самым балансируя компоновку, так же делая, ее двухступенчатой мы увеличиваем передаточное отношение. В простых передачах с ПТК наличие трения скольжения между телами качения и поверхностями взаимодействующих с ними трех звеньев является так же одним из недостатков. Сепаратор является тонкостенным и поэтому важно уменьшить трение с ними . Известно несколько приемов такого уменьшения. В некоторых из них изменяют конструкцию сепаратора, а в других тела качения. В передаче водило-сепаратор представляет собой два кольца 5, между которыми на шарнирах 6 смонтированы роликовые тела качения 1. Здесь же описана конструкция, в которой на одном шарнире расположено два ролика. Один из них взаимодействует с эксцентриком волнового генератора, а другой – с периодической дорожкой качения, за счет чего уменьшается трение тел качения с каждым из трех взаимодействующих звеньев. [14]

## 1.2 Передача с ПТК

На данный момент существуют довольно много видов механических передач с промежуточными телами качения (ПТК). Имеющиеся передачи по характеристикам и по принципу их построения можно разделить на два вида:

- роликовые тела качения схожие с зубчатыми (использующие вместо зубьев)
- « направляющие» использующие для промежуточных тел качения и вал с эксцентриком, который производит волновое движение промежуточных звеньев. [4]

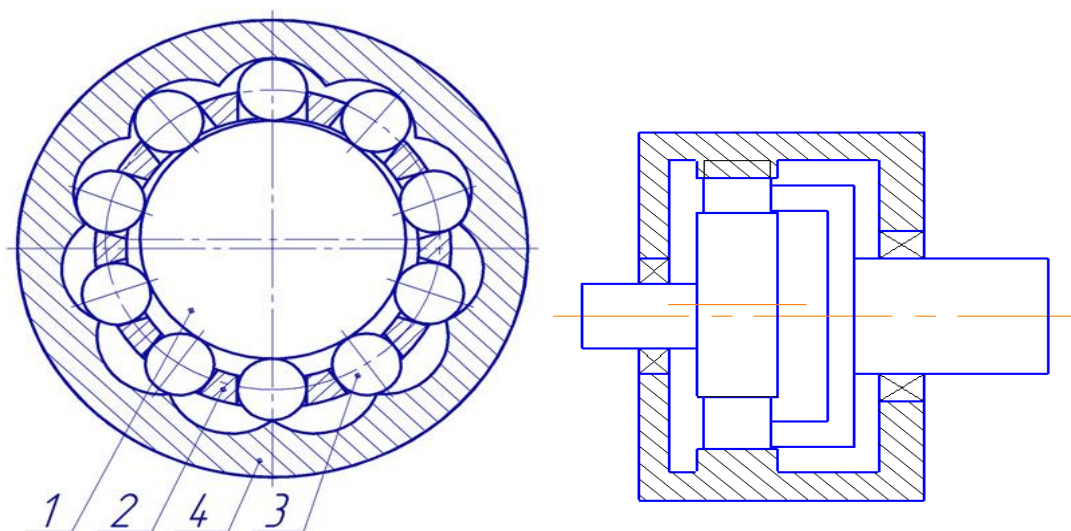


Рисунок 3 – Механическая передача с ПТК

Разработчиком передачи с промежуточными телами качения в России был профессор А.Е. Беляев. В передачу входили 1 - входной вал с эксцентриком, 2 - сепаратор (обойма), 3- промежуточные тела, 4 - центральное колесо с циклоидальным профилем (венец) и выходной вал, жестко связанный с сепаратором. Если говорить о технических характеристиках этой передачи [10,11]:

- в первую очередь большое передаточное отношение в одной ступени;
- передача мощности до 85 кВт;
- КПД – 0,9...0,94;
- высокий выходной крутящий момент;
- малогабаритность и компактность конструкции;
- плавность работы и непрерывность кинематического замыкания.

Также имея столько достоинств, у передачи есть и свои недостатки. Под высокой нагрузкой в зацеплении деталей происходит трения скольжения, что способствует снижению КПД передачи. Корпуса деталей механизма нагреваются при длительной работе (до 100...120 С). Это и есть один из основных недостатков этой передачи. КПД передачи, рассчитанный на практике, составляет около 0,8...0,85; когда на теории значение -0,94. В

передаче присутствует тонкостенная деталь (сепаратор). Надежность всего механизма, имеющая такую деталь, снижается. [5]

### 1.3 Механическая передача с промежуточными телами качения нового вида с разгруженным сепаратором

Одной из наиболее перспективных конструкций передач с ПТК является передача с разгруженным сепаратором (свободной обоймой). Рассматривая работу подобной передачи (рис. 3) можно заметить, что тела качения, участвующие в передаче усилий и находящиеся в угловом диапазоне  $110...180^\circ$  от тела качения, находящегося во впадине, контактируют с вершинными участками профилей колес. Поэтому при возникновении технологических погрешностей изготовления профилей колес в этом угловом диапазоне возможно прерывание кинематического контакта тел качения с профилем. Следовательно, возможно уменьшение числа тел качения, участвующих в передаче усилий, и перераспределение сил в зацеплении. Таким образом, целесообразно определить это перераспределение, чтобы рационально назначать допуски на изготовление и обеспечивать высокую надежность передачи с ПТК и свободной обоймой. В последнее время все больше уделяется внимание изучению и реализации механизмов преобразование движения. Для этого используются зубчатые зацепления. Сейчас существует новый тип зацепления, в которых используются периодические дорожки качения и промежуточные тела качения, то есть шарики или ролики. Эти тела качения, постоянно контактируя с соответствующими поверхностями зацепляющих звеньев, дают возможность реализовать многопарные зацепления.[4]

В дальнейшем была создана передача с ПТК нового вида . Передача нового вида была создана опираясь на принципы передачи разработанные Ан И-Каном. В передаче отсутствуют те недостатки, которые были в предыдущей передаче. Отличие этой передачи от старой в том, что сепаратор или обойма

не участвует в передаче и является разгруженным. Также здесь промежуточные тела находятся между профилями венца с внутренними профилями и кулачка с наружным профилем. Собственно поэтому она и получила название “ передача с разгруженным сепаратором” либо “со свободной обоймой”. Так, в конструкции передачи при зацеплении, тела качения катаясь между профилями, уменьшают скольжение. Конечно же, полностью избавиться от скользящих движений в наше время, практически не возможно, так как тела качения имеют гладкую поверхность и все равно проскальзывают по одному из профилей.[4]

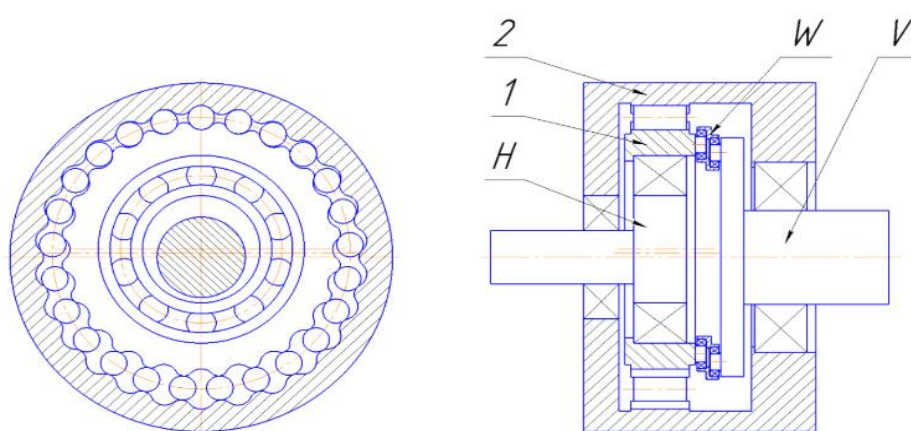


Рисунок 4 – Передача с ПТК и с свободной обоймой

Детали входящие в новую передачу со свободной обоймой :

- 1 - сателлит (кулачок);
- 2 - центральное колесо;
- W - механизм параллельных кривошипов;
- V - выходной вал;
- H - водило (генератор волн).

Кулачок и венец являются выходным звеном в данной передаче. Есть и опоры качения, на которых установлены генератор и кулачок. В передачах сконструированных на базе передачи с ПТК и со СО способность выдерживать высокие нагрузки на механизмы обеспечиваются за счет



циклоидальных профилей и тел качения. В новой передаче детали испытывают только напряжения сжатия, что способствуют уменьшению трения в зацеплениях и за счет уменьшения трения соответственно повышается КПД передачи. И мы видим, что по техническим характеристикам эта конструкция является лучше.[4,5]

$$a_w = e = \frac{r_2}{z_2} \quad (1)$$

Произведение выше найденного  $e$  на 2 дает нам общий эксцентриситет передачи. Бывает что расстояния межцентров сепаратора и кулачка и сепаратора венца не равны. В таких случаях каждый по выше указанной формуле найденный эксцентриситет сложиваем и получаем общий. Проанализировав геометрию передачи, можно вывести уравнения профилей колес в собственной системе координат. Т.е. начало системы совпадает с геометрическим центром основной окружности колеса или с центром самого колеса [3].

Уравнения профиля:

а) Кулачек

$$X_1 = X_{2A} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) \varphi - e_1 \sin \varphi_1 \quad (2)$$

$$Y_1 = X_{2A} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \cos \varphi_1 \quad (3)$$

б) Венец

$$X_3 = X_{3B} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{3B} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \varphi - e_1 \sin \varphi_3 \quad (4)$$

$$Y_3 = X_{3B} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{3B} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - e_1 \cos \varphi_3 \quad (5)$$

Здесь  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ -углы поворота звеньев - кулачек, сепаратор и венец.

В этой передаче движение у выходного звена в одноступенчатой компоновке является планетарным. В связи с этим движением появляется необходимость внести в конструкцию компенсирующую муфту, однако из-за этого увеличивается габаритный осевой размер передачи. Избавиться от этого мы можем, применив дифференциальную схему для передачи со свободной обоймой. Хотя останется неизменным габаритный осевой размер.[5]

## 2 Анализ приемов конструктивного уравнивания

### 2.1 Общие сведения об уравнивании деталей

Даже если точность изготовления каждой осесимметричной части высока, трудно обеспечить центральное положение массы генератора волн на валу во время установки вала, состоящего из большого количества деталей. С точки зрения оси вращения значительное влияние на смещение центра масс отражает точность изготовления различных частей вала (отклонение веса, смещение массы вала и центра шпинделя). Из-за разницы между центром массы и осью вращения вала возникает вибрационная нагрузка, и во время вращения возникают многочисленные частоты вращения. Из-за определенной степени дисбаланса данные перегрузки снижают надежность подшипника и могут привести к разрушению всей коробки передач. [8]

### 2.2 Статическое уравнивание

В детали, масса которой находится почти в одной плоскости вращения будет присутствовать статическая неуравновешенность (рисунок 6)

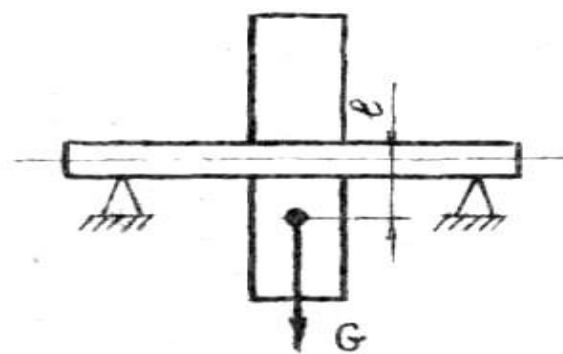


Рисунок 5 – Статическая неуравновешенность

Процесс приведения массы узла, детали к его геометрической оси называют статическим. Суть уравнивания: наблюдается дисбаланс когда

несовпадают центры массы  $S$  с геометрической осью  $O$  так как генератор волн статически не уравновешен (рисунок 5)

$$D_{ст} = G_D \quad (6)$$

Что бы привести массу  $S$  к центру оси  $O$  нужно повесить с противоположной стороны компенсирующий груз  $q$  на определенный радиус  $r$ . Таким образом нужно что бы дисбаланс вала  $D_{ст}$  был равен компенсирующему дисбалансу  $D_{ст1} = qr$ . При введении компенсирующего груза  $q$  смещается центр массы эксцентрика на величину  $e$ . В результате центр массы попадает на свою геометрическую ось. Таким способом мы достигнем нужные условия статической уравновешенности

$$D_{ст1} = D_{ст}. \quad (7)$$

Это условие можно получить съемом со стороны дисбаланса  $D_{ст}$  массы металла, равной грузу  $q$  на том же радиусе  $r$ , а не только внесением груза  $q$ . Условие статической уравновешенности будет исполнено если центр массы попадет на геометрическую ось т.е. съем металла приведет к возникновению некомпенсированного дисбаланса с противоположной стороны диска.  $D_{ст1} = D_{ст}$ , [8]

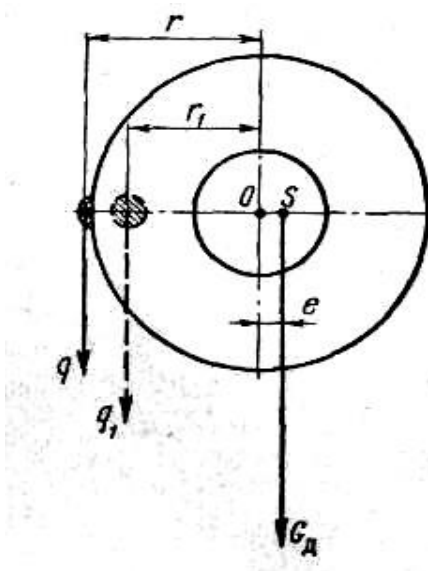


Рисунок 6 – Варианты статического уравновешивания

Твердая часть вала называется стороной диска, направление движения центра масс, легкая часть диска называется противоположной стороной

диаметра. Удаление металла или радиус положения компенсированной нагрузки выбирается на основе структурных вероятностей компонентов. Вес нагрузки компенсации будет выбирать радиус баланса в соответствии с соотношением

$$q = D_{CT}/r \quad (8)$$

Для иного радиуса уравнивания, компенсирующий груз к примеру  $r_1$ , будет равен:

$$q_1 = D_{CT}/r_1 \quad (9)$$

Для статической балансировки используйте одно устройство. Параллельно с параллельными призмами дисплея параллельно направляющей, опорной поверхности на том же уровне, что является наиболее популярным. Валы или цапфы специального шпинделя балансировочного устройства или компонента поддерживаются этими прямыми (рисунок 7,а).[8]

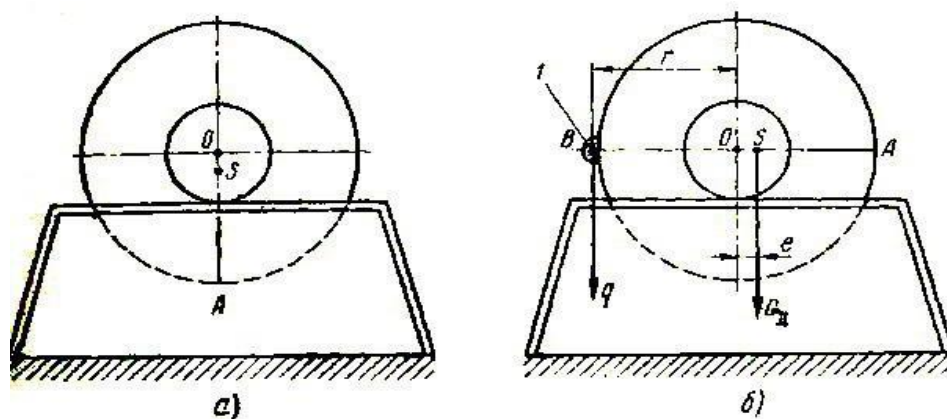


Рисунок 7 – Статическая балансировка на параллелях: а) положение устойчивого равновесия; б) положение наибольшего значения статической неуравновешенности

Когда поверхность опорного элемента не очевидна или не наблюдается применяют оправки. Сбалансированные диски фиксируются на параллельных дисках. Во-первых, необходимо вычислить пространство на жестком диске. Под воздействием некомпенсированной массы дисбаланс диска будет вращаться в параллельном положении, так что его центр тяжести S всегда находится в нижней вертикальной плоскости (рисунок 7, а).

При нанесении на верхнюю поверхность диска с помощью вертикальной геометрической оси, риск может быть определено угловое положение, то есть в направлении, которое помещает тяжелый радиус. Чтобы статический дисбаланс достиг своего максимального значения и определял начальное значение дисбаланса, мы поворачиваем диск так, чтобы риск А находился в горизонтальном положении (в на рисунке 7). Чтобы сделать дисбаланс  $D_{ст1} = qr$  равным начальному  $D_{ст}$  в пятне вала, то есть на линии АОВ, добавим такую нагрузку  $q$  к некоторому радиусу  $r$ . В этом случае диск будет сбалансирован. Аналогичным образом масса  $q$  представляет собой вес, который необходимо ввести для баланса генератора волн. Размер начального дисбаланса определяется силой тяжести  $q$ , умноженной на  $r$ , т.е

$$D_{ст} = D_{ст1} = q \cdot r. \quad (10)$$

Можно также вычислить величину смещения центра массы  $e$ , при известной силе тяжести диска  $G_d$ , а именно:

$$D_{ст} = G_d \cdot e = q \cdot r. \quad (11)$$

откуда

$$e = q \cdot r / G_d \quad (12)$$

Чтобы измерить точность балансирующего устройства и определить величину статического дисбаланса, используйте значение  $e$ . [8]

Нагрузка, равная весу балансира, служит со специальным балансирующим болтом. В связи с этой ситуацией в конструкции диска соблюдаются равномерно резьбовые отверстия для болтов и пластин для этих болтов. Как правило, металл потребляется путем шлифования поверхности диска со стороны жесткого места, а затем тщательно полируется для удаления участка [9]

### 2.3 Определение геометрических данных профилей

При построении эквивалентов они использовали технику, предложенную в [4]. Нарисуем циклоидальный контур  $c1$  и обратим

внимание на точку  $M(x_M, y_M)$ , принадлежащую контуру  $c_1$ . Мы восстанавливаем нормальный  $n-n$  до исходного контура  $c_1$  в выбранной точке  $M$ . Нарисуем круг радиуса  $s$ , равный эквидистантному смещению относительно исходной кривой, centered в выбранной точке. Эта окружность имеет два пересечения с нормальными  $n-n$  циклоидальными контурами  $N_1$  и  $N_2$ . Поэтому мы получили точки, принадлежащие требуемому эквидистанту. Выполняя аналогичную конструкцию из каждой точки рассматриваемой кривой, получим ряд точек, образующих эквиваленты  $c_2$  и  $c_3$ .

Данные анализа данного построения сводятся к следующему уравнению, совместное решение которого определяет координаты всех эквидистантных точек  $c_2$  и  $c_3$ :

$$(x_N - x_M)^2 + (y_N - y_M)^2 = s^2 \quad (13)$$

$$f(x) \frac{y_N - y_M}{x_N - x_M} = -1 \quad (14)$$

Уравнение (13) описывает круг, радиус которого смещен от эпициклоидального контура равно удаленно. Формула (14) определяет нормаль  $n-n$ ,  $y = f(x)$  - контурная формула  $c_1$

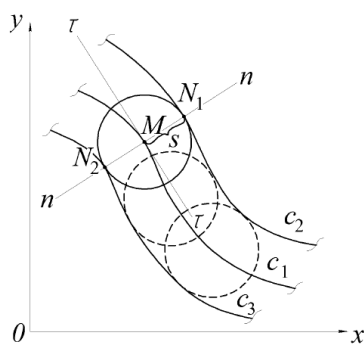


Рисунок 8 – Схема построения внешней и внутренней эквидистант к профилю  $c_1$ .

Как уже упоминалось, это учитывается, когда техническая ошибка при изготовлении колеса велика. В дальнейших расчетах внутренний эквидистант кулачкового профиля выбирается так, чтобы представлять

минимальный и максимальный пределы соответственно. Согласно рис.8 для профиля кулачка внутренний кулачок будет  $c_3$  и для кулачка  $c_2$ .

Из-за кривых ошибки изготовления и анализа контакта кулачкового тела с выбранными заготовками. Теоретически считается, что элементы качения находятся в постоянном контакте с двумя контурами колеса и силой, передаваемой под углом  $180^\circ$ . Однако, когда возможны производственные ошибки, когда элементы качения касаются только одного профиля к другому профилю, контакт разрушается

При  $180^\circ$  его непрерывный контакт с одним из профилей создает угол, определяемый ошибкой из-за дробления. Для этой цели мы рассмотрим привязку, предполагая, что катящийся элемент находится в непрерывном контакте с контуром кулачкового кольца, а замена  $R_B$  его периферическим выпуклостью и окружность качения тела является центральной точкой, ближайшей к катящему элементу  $R_0$  и отображаемой с ошибкой в изготовлении.

По формуле ниже определим радиус окружности выступов  $R_B$  кулачка:

$$R_B = r_2 \left( \chi + \frac{1}{Z_2} \right) - r_{\text{тк}} - \Delta_k \quad (15)$$

где:  $r_{\text{тк}}$  радиус тел качения;  $\chi$  - коэффициент смещения;  $Z_2$  число тел качения, радиус производящей окружности.

Формула ниже определяет радиус  $R_0$ :

$$R_0 = r_2 \chi - r_{\text{тк}} + \Delta_{\text{тк}} + \Delta_B \quad (16)$$

Начертив круг радиуса  $R_B$  от центра  $O_1$  и окружности радиуса  $R_0$  от центра  $O_2$ . Заметим, что они пересекаются в точке  $K$ . После подключения этой точки с центром  $O_2$  мы получим отрезок линии, который находится под углом к вертикальной оси. Катящиеся элементы, падающие под этим углом, не участвуют в передаче нагрузки и не касаются профиля кулачка. Поэтому, зная угол между углом  $\alpha$  и элементом качения, мы можем определить количество элементов качения, которые не участвуют в передаче силы.

Определим координаты пересечения окружности с радиусом  $R_B$  и  $R_O$  из уравнения:

где:  $e_1$  - эксцентриситет центроид обоймы и кулачка.

$$x_r^2 + y_r^2 = R_0^2, \quad (17)$$

$$x_r^2 + (y_k - e_1)^2 = R_B^2, \quad (18)$$

Решив уравнения совместно:

$$y_k = \frac{R_0^2 - R_B^2 + e_1^2}{2e_1}, \quad (19)$$

$$x_k = \sqrt{R_0^2 - y_k^2}. \quad (20)$$

Угол определим из зависимости:

$$\alpha = \arccos\left(-\frac{y_k}{\sqrt{x_k^2 + y_k^2}}\right). \quad (21)$$

Угол между телами качения определим по формуле:

$$\varphi = \frac{2\pi}{Z_2}. \quad (22)$$

При сравнении угла  $\alpha$  и фактического числа элементов качения, которые могли бы определять силы, есть возможность определить участвующие в передаче: катящиеся элементы  $\varphi$ , центр которых находится под углом  $\alpha$  (фиг.9), не участвуют в передаче силы и при определении передачи с помощью ПТК и свободной обоймой Максимальная сила во времени не учитывается. [9]



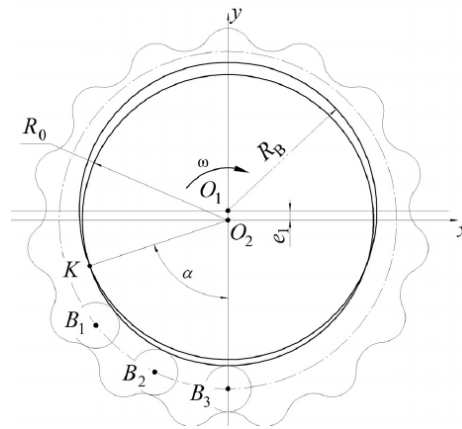


Рисунок 9 – Схема к определению разрыва кинематического контакта тел качения с профилем:  $B_1, B_2, B_3$  - центры тел качения, находящихся в пределах угла

### 3 Проектировка редуктора

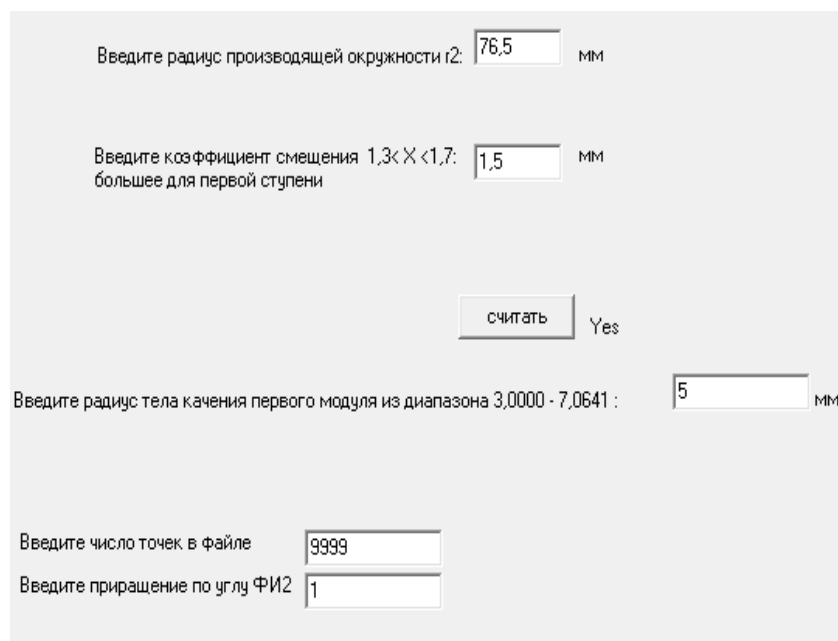
#### 3.1 Исходные данные

1. Максимальный крутящий момент на выходном валу редуктора 200 Н·м.
2. Передаточное отношение редуктора  $i=25$ .
3. Частота вращения входного вала редуктора 2000 об/мин.

#### 3.2 Получение геометрических размеров деталей передачи с ПТКСО

Для получения геометрических размеров кулачка, роликов и венца будем использовать специальную программу в которой задаются исходные данные (рис 11), и после этого программа выдает геометрические размеры число зубьев венца и кулачка и тел качения передачи с ПТК и СО (рис 11).

Радиус производящей окружности 76,5мм, коэффициент смещения 1,5 мм.



The image shows a software interface with several input fields and a button. The fields contain the following values:

- Введите радиус производящей окружности r2: 76,5 мм
- Введите коэффициент смещения 1,3< X <1,7: 1,5 мм  
большее для первой ступени
- считать Yes
- Введите радиус тела качения первого модуля из диапазона 3,0000 - 7,0641 : 5 мм
- Введите число точек в файле 9999
- Введите приращение по углу ФИ2 1

Рисунок 10 – Ввод исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой в программу

Произведя расчет по данным исходным параметрам, и получим следующие значения (рис. 12).

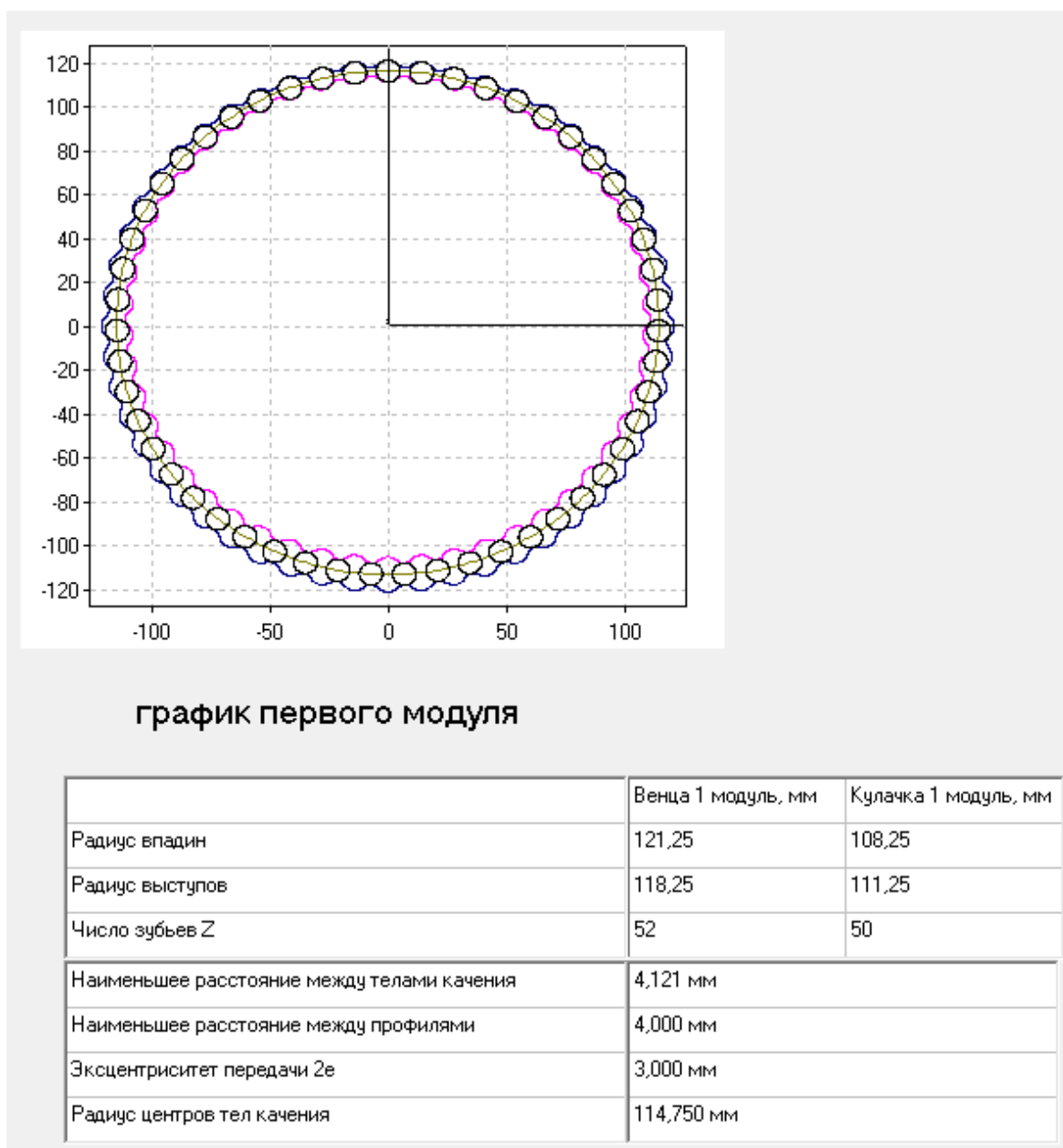


Рисунок 11 – Рассчитанные данные профиля передачи с ПТК и СО

$Z1 = 50$  – число зубьев кулачка,  $Z2 = 51$  – число тел качения

$Z2 = 52$  – число зубьев венца

По полученным геометрическим данным в компасе вычерчены профили колес и начата проектировка редуктора.

С помощью программы MS Excel были рассчитаны приведенная сила, действующая на подшипник под колесом на генераторе  $F_r = 15,72$  кН и максимальное контактное напряжение 63МПа

### 3.3 Расчет подшипников под кулачками

Так как в конструкции работают два кулачка, развернутые на  $180^\circ$ , то без учета возможной неравномерности распределения нагрузки, на подшипник одного кулачка приходится  $0,5 F_r$ .

Определяем требуемую эквивалентную динамическую нагрузку подшипника:

$$P_r = V \cdot (0,5 F_r) \cdot k_6 \cdot k_T, \quad (23)$$

где  $V$  – коэффициент вращения,  $V = 1,2$ ;

$k_6$  – коэффициент динамичности,  $k_6 = 1,3$ ;

$k_T$  – температурный коэффициент,  $k_T = 1$ .

$$P_r = 1,2 \cdot 7,86 \cdot 1,3 \cdot 1 = 12,26 \text{ кН},$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность роликового подшипника под кулачком с учетом требуемого ресурса работы ( $L_{10h} = 5000$  ч.).

$$C = K_E P_r \cdot \left( \frac{60 n L_h}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{0,3}, \quad (24)$$

где  $K_E$  – коэффициент эквивалентности нагрузки.  $K_E = 0,8$ ;

$a_1$  – коэффициент надежности,  $a_1 = 1$ ;

$a_{23}$  – коэффициент, учитывающий материал подшипника и условия работы,  $a_{23} = 0,55$ ;

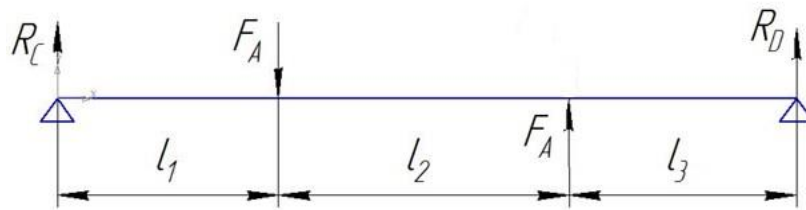
$L_h$  - требуемый ресурс.

$$C = 0,8 \cdot 12,26 \cdot \left( \frac{60 \cdot 2000 \cdot 5000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0,55} \right)^{0,3} = 79,97 \text{ кН},$$

По каталогу фирмы SKF, с учетом стесненных габаритов выбираем роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами без наружного кольца RN215, с динамической грузоподъемностью  $C=150$  кН, с посадочным диаметром на вал 75 мм.

### 3.4 Расчет подшипников эксцентрикового генератора

Эквивалентная схема для определения реакций в подшипниках  $R_C$ ,  $R_D$ :



где  $F_A=12,26$  кН;  $l_1=l_3=50$ мм;  $l_2=36$ мм.

Составим уравнения равновесия:

$$\sum M_C = 0 - F_A \cdot l_1 + F_A \cdot (l_1 + l_2) + R_D \cdot (2l_1 + l_2) = 0; \quad (25)$$

$$\sum M_D = 0 - R_C \cdot (2l_1 + l_2) + F_A \cdot (l_2 + l_1) - F_A \cdot l_1 = 0. \quad (26)$$

Откуда находим:

$$R_C = \frac{F_A \cdot l_2}{2l_1 + l_2} = \frac{12,26 \cdot 0,036}{0,1 + 0,036} = 3,25 \text{ кН};$$

$$R_D = \frac{F_A \cdot l_1 - F_A \cdot (l_1 + l_2)}{2l_1 + l_2} = -3,25 \text{ кН}. \quad (27)$$

Определяем требуемую эквивалентную динамическую нагрузку подшипника:

$$P_r = V R_C k_\delta k_T, \quad (28)$$

где  $V = 1,2$ ;  $k_\delta = 1,3$ ;  $k_T = 1$ .

$$P_r = 1,2 \cdot 3,25 \cdot 1,3 \cdot 1 = 5,07 \text{ кН}$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность шарикового подшипника:

$$C = K_E P_r \cdot \left( \frac{60nL_h}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{0,33}, \quad (29)$$

где  $K_E=0,8$ ;  $a_1=1$ ;  $a_{23}=0,55$ .

$$C = 0.8 \cdot 5.07 \cdot \left( \frac{60 \cdot 2000 \cdot 5000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.55} \right)^{0,33} = 40,8 \text{ кН} . [7]$$

По каталогу фирмы SKF, выбираем радиальный шарикоподшипник с уплотнительными кольцами 6213-2RS1, с динамической грузоподъемностью  $C=58,5$  кН, с посадочным диаметром на вал 65 мм.

### 3.5 Расчет подшипников на выходном валу

В конструкции применена схема, при которой подшипники выходного вала расположены над подшипниками входного вала (эксцентрикового генератора), поэтому нагрузка со стороны генератора будет  $R_C$  и  $R_D$ .

Определяем требуемую эквивалентную динамическую нагрузку подшипника:

$$P_r = V R_C k_\delta k_T, \quad (30)$$

где  $V = 1,2$ ;  $k_\delta = 1,3$ ;  $k_T = 1$ .

$$P_r = 1,2 \cdot 3,25 \cdot 1,3 \cdot 1 = 5,07 \text{ кН}$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность шарикового подшипника:

$$C = K_E P_r \cdot \left( \frac{60nL_h}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{0,33},$$

где  $K_E=0,8$ ;  $a_1=1$ ;  $a_{23}=0,55$ .

$$C = 0.8 \cdot 5.07 \cdot \left( \frac{60 \cdot 80 \cdot 5000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.55} \right)^{0,33} = 14,1 \text{ кН} .$$

По каталогу фирмы SKF, выбираем радиальный шарикоподшипник с уплотнительными кольцами 61840-2RS1, с динамической грузоподъемностью  $C=76,1$  кН, с посадочным диаметром на вал 200 мм.[12]

### 3.6 Проверка долговечности подшипников

Расчетная долговечность, млн.об.:

$$L = \left(\frac{C}{P_3}\right)^3, \quad (31)$$

Расчетная долговечность на 1 и 3 подшипнике:

$$L = \left(\frac{3250}{294}\right)^3 = 1331 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность на 2 подшипниках:

$$L = \left(\frac{3250}{254}\right)^3 = 2162 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность, часов:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n}, \quad (32)$$

где  $n$  – частота вращения вала = 2000 об/мин

Расчетная долговечность 1 и 3 подшипника:  $L_h \frac{1331 \cdot 10^6}{60 \cdot 2000} = 4091 \text{ ч}$

Расчетная долговечность 2 подшипников:  $L_h \frac{2162 \cdot 10^6}{60 \cdot 2000} = 4981 \text{ ч}$

При 8 часовом рабочем дне подшипники 1 и 3 прослужат:  $\frac{4091}{8} = 500$

дня или 1,4 года года.

Рекомендации: С начала введения редуктора в эксплуатацию, проводить техническое обслуживание по замене подшипников каждые 500 дней [6,12,19].

### 3.7 Расчет диаметра штифта

При передаче вращающего момента средний диаметр штифта определяют из условия прочности на срез.

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{8T}{\pi r [\tau_{\text{ср}}]}}, \quad (32)$$

где  $d_{\text{ш}}$  – диаметр штифта;

$T$  – вращающий момент;

$r$  – расстояние от центра вала до штифта;

$[\tau_{\text{ср}}]$  – допускаемое напряжение на срез (75МПа).

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 265000}{\pi \cdot 133,8 \cdot [\tau_{\text{ср}}]}} = 7,9 \text{ мм} \text{ примем диаметр штифта } 8 \text{ мм [7]}$$

### 3.8 Расчет диаметров пальцев механизма параллельных кривошипов

Находим диапазон возможных значений диаметра боковых отверстий в сателлите.

$$D_0 = (0,30 \dots 0,45) (d_{f1} - D) = (0,30 \dots 0,45) (234 - 120) = 25,14 \dots 34,2 \text{ мм}, \quad (33)$$

Принимаем  $D_0 = 28$  мм.

Определяем наружный диаметр втулки пальца механизма параллельных

$$d_{\text{в}} = D_0 - 2e = 28 - 3 = 25 \text{ мм}. \quad (34)$$

Находим диапазон возможных значений диаметра пальца механизма параллельных кривошипов.

$$d_p = (0,70 \dots 0,85) d_{\text{в}} = (0,70 \dots 0,85) 25 = 15,5 \dots 20,4 \text{ мм}. \quad (35)$$

Принимаем  $d_p = 16$  мм. [7]



### 3.9 Расчет винтового соединения корпусов и венцов

Винты установлены в корпуса и венцы с зазором.

Количество винтов  $z=8$ .

Сила затяжки болта, обеспечивающая несдвигаемость венцов относительно корпусов, под действием крутящего момента:

$$F_3 = \frac{2000 \cdot k \cdot T}{z \cdot f \cdot D_6} = \frac{2000 \cdot 1,5 \cdot 200}{8 \cdot 0,12 \cdot 275} = 2273H. \quad (36)$$

Коэффициент трения на стыке  $f=0,12$ ; коэффициент запаса сцепления  $k=1,5$ .

Расчетный внутренний диаметр резьбы болтов:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_3 \cdot C}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2273 \cdot 1,3}{\pi \cdot 288}} = 3,6\text{мм}. \quad (36)$$

Здесь  $C=1,3$  – коэффициент, учитывающий напряжения кручения;

$[\sigma]_p = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 480 = 288$  МПа – допускаемое напряжение для затянутых болтов из углеродистой стали. [6,7]

Выбираем винты М10 – 6g x 80.68 ГОСТ 11738-84.

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

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
4АМ61	Жандарбеков Рахат Серекболович

<b>Школа</b>	<b>ИШНПТ</b>	<b>Отделение</b>	материаловедения
<b>Уровень образования</b>	магистр	<b>Направление/специальность</b>	машиностроение

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

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

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

<p>1. <i>Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i></p>	<p>1. <i>Потенциальные потребители результатов исследования;</i></p> <p>2. <i>Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения;</i></p> <p>3. <i>SWOT-анализ;</i></p> <p>4. <i>Инициация проекта.</i></p>
<p>2. <i>Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок</i></p>	
<p>3. <i>Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i></p>	<p><i>Оценка сравнительной эффективности разработки. Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта</i></p>

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Доцент	Старикова Е.В.	к.ф.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
4АМ61	Жандарбеков Р.С		

Выпускная квалификационная работа на тему «Конструктивное уравнивание генератора передачи с ПТК и со СО» выполняется в рамках магистерской диссертации в целях анализа дисбаланса генератора волн и проектирования конструкции с уравновешенным генератором волн в передаче с ПТК и со свободной обоймой.

В данном разделе ВКР выполнено технико-экономическое обоснование научно-исследовательского проекта. В частности это оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения данного анализа с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения, а также планирование и организация научно-исследовательского проекта.

#### 4.1. Предпроектный анализ

##### 4.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования

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

К целевым рынкам, в которых будет применяться результаты данного проектирования, можно отнести предприятия по производству оборудования для нефтегазовой отрасли и оборудование для строительной техники. В основном в этих отраслях возникает необходимость получения механизмов передающие и преобразующие крутящий момент.

Основываясь на эти предпосылки, произвели сегментирования рынка, где в качестве критериев выбрали размер компании и выпускаемую продукцию. Карта сегментирования рынка представлена в таблице 1.1.

Таблица 1 – Карта сегментирования рынка

		Выпускаемая продукция	
		Строительные механизмы	Оборудование для нефтегазовой отрасли
Размер компании	Крупные		
	Средние		
	Мелкие		

 АО Эксмаш	 СИМАКО	 ПЕНЗНЕГО	 АО Стройдормаш
---	--	--	--

Как видно из таблицы 1, наиболее перспективным сегментом в отраслях производства оборудования для нефтегазовой отрасли и оборудования для строительной техники для формирования спроса является сегмент мелких и средних предприятий.

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

В настоящее время для механизмов поворота, передвижения, бурения применяют обычные зубчатые передачи. Разработка конструкции волновой передачи с ПТК с уравновешенным генератором волн имеет ряд преимуществ. Волновая передача с промежуточными телами качения является уникальной разработкой в области силовых зацеплений, в том числе и на мировом рынке и обладает большими передаточными числами, высоким ресурсом работы, высоким КПД и обеспечивает передачу высоких крутящих моментов при малых габаритах, плавность и бесшумность работы. Таким образом, в настоящий момент единственным конкурентом разрабатываемой конструкции является волновая передача с ПТК с нагруженным сепаратором от производителя СИМАКО. В таблице 2 приведена оценочная карта, включающая конкурентные технические разработки в области производства

оборудований строительных машин и оборудования для нефтегазовой отрасли.

Таблица 2 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы		Конкурентоспособность	
		Б <sub>ф</sub>	Б <sub>к1</sub>	К <sub>1</sub>	К <sub>2</sub>
<b>Технические критерии оценки ресурсоэффективности</b>					
1. Производительность изготовления	0,2	5	3	1	0,6
2. Удобство в эксплуатации	0,1	5	3	0,5	0,3
3. Энергоэкономичность	0,1	4	3	0,4	0,3
4. Степень автоматизации процесса	0,1	4	4	0,4	0,4
5. Безопасность	0,05	4	4	0,2	0,2
8. Наличие квалифицированного персонала	0,05	3	3	0,15	0,15
9. Снижение вибрации	0,2	5	3	1	0,6
<b>Экономические критерии оценки эффективности</b>					
1. Конкурентоспособность проекта	0,05	4	3	0,2	0,15
2. Цена	0,05	5	4	0,25	0,2
3. Финансирование научной разработки	0,05	3	5	0,15	0,25
4. Срок выхода на рынок	0,05	4	5	0,2	0,25
Итого:	1			4,35	3,4

Примечание

Кк<sub>1</sub> – конструкция разрабатываемая в ходе исследовательской работы (Волновая передача с ПТК и с разгруженным сепаратором и с уравновешенным генератором волн);

Кк<sub>2</sub> – Волновая передача с ПТК и с нагруженным сепаратором.

На основании таблицы 2 можно сделать вывод, что волновая передача с ПТК и с разгруженным сепаратором и с уравновешенным генератором волн, может составить серьезную конкуренцию распространенной в настоящее время волновой передаче с ПТК и с нагруженным сепаратором и простым зубчатым передачам. Главными преимуществами данной

технологии является повышение производительности, удобства в эксплуатации и снижение уровня вибрации.

#### 4.1.3 SWOT-анализ

Сильные стороны передач с ПТК и свободной обоймой. Эти передачи могут конкурировать на рынке за счет высокой нагрузочной способностью, высоким КПД, малым коэффициентом трения в зацеплении, минимизированным нагревом в местах трения тела качения, и т.п.

На основе работы, проведенной в предыдущих разделах магистерской диссертации, был составлен SWOT-анализ научно-исследовательского проекта. Результаты первого этапа SWOT-анализа представлены в таблице 4.1.3.

Таблица 3 – Матрица первого этапа SWOT-анализа

	<p><b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</b></p> <p>С1. Более высокая производительность, по сравнению с применяемыми видами передач.</p> <p>С2. Удобство в эксплуатации.</p> <p>С3. Малый момент инерции, высокий уровень динамичности</p> <p>С4. Повышенная нагрузочная способность конструкции.</p> <p>С5. Долгая служба механизма</p>	<p><b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</b></p> <p>Сл1. Сложности финансирования в дальнейшем для реализации проекта.</p> <p>Сл2. Сложность технологий изготовления профильного венца жесткого колеса .</p> <p>Сл3. Отсутствие достоверных и апробированных методик расчёта жесткости передачи</p> <p>Сл4. Широкий вариационный интервал, что увеличивает затраты времени на расчеты</p>

Продолжение таблицы 3

<p><b>Возможности:</b>          В1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ          В2. Организационная поддержка проекта со стороны производителей Строительных механизмов.          В3. Получение компактную, надежную конструкцию с высоким КПД .          В4. Использование гидроабразивной и электроэрозионной</p>	<p>установки для получения профиля          В5. Качество и стоимость изделия будет являться конкурентом на российском рынке          В6. Новейшие оборудования позволят на ранних стадиях исследованиях выявить и предотвратить появление брака</p>	<p><b>Угрозы:</b>          У1. Появление новых конструкций.          У2. Отсутствие спроса на новые технологии производства          У3. Несвоевременное финансовое обеспечение научного исследования со стороны государства.          У4. Отсутствие оборудования для массового производства          У5. Копирование проекта</p>
---	---	--

Таблица 4 – Итоговая матрица SWOT-анализа

	<p><b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</b>          С1. Более высокая производительность, по сравнению с применяемыми видами передач.          С2. Удобство в эксплуатации.          С3. Малый момент инерции, высокий уровень динамичности          С4. Повышенная нагрузочная способность конструкции.          С5. Долгая служба механизма</p>	<p><b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</b>          Сл1.Сложности финансирования в дальнейшем для реализации проекта.          Сл2. Сложность технологий изготовления профильного венца жесткого колеса .          Сл3.Отсутствие достоверных и апробированных методик расчёта жесткости передачи.          Сл4. Широкий вариационный интервал, долгие расчеты</p>
--	---	---

Продолжение таблицы 4

<p><b>Возможности:</b>          В1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ          В2. Организационная поддержка проекта со стороны производителей Строительных механизмов.          В3. Получение компактную, надежную конструкцию с высоким КПД .</p>	<p>Высокая производительность конструкции, удобство в эксплуатации и малый момент инерции, высокий уровень динамичности позволит привлечь инновационную инфраструктуру ТПУ в дальнейших исследованиях, а также организационную поддержку со стороны производителей строительных механизмов.</p>	<p>Отсутствие финансирования повлияет в дальнейшем для реализации проекта. Сложность технологий изготовления профильного венца жесткого колеса. Отсутствие достоверных и апробированных методик расчёта жесткости передачи.</p>
<p><b>Угрозы:</b>          У1. Появление новых конструкций.          У2. Отсутствие спроса на новые технологии производства          У3. Несвоевременное финансовое обеспечение научного исследования со стороны государства.          У4. Появление новых конструкций может привести к утрате энергоэффективности и снижению сравнительной производительности данной разработки.</p>		<p>Несвоевременное финансовое обеспечение исследования увеличивает срок разработки окончательного варианта конструкции.</p>

В общем, к концу проекта планируем получить компактную конструкцию редуктора с высокой производительностью, удобного в эксплуатации, с малым моментом инерции и достаточно высоким КПД. Конструкция с такими преимуществами и с высоким уровнем динамичности будет одним из серьезных конкурентов на рынке России. Основные сложности проекта: большинство времени уходит на расчеты из-за отсутствия достоверной методики и литературы и сложность изготовления профильных венцов. Так же несвоевременное финансовое обеспечение проекта увеличивает срок разработки окончательного варианта конструкции.



## 4.2 Планирование управления научно-техническим проектом

### 4.2.1 План проекта

Таблица 5 – Календарный план проекта

<b>№</b>	<b>Название</b>	<b>Длительность, дни</b>	<b>Дата начала работ</b>	<b>Дата окончания работ</b>	<b>Состав участников</b>
1	Утверждение темы	3	11.02	13.02	Руководитель
2	Подбор и изучение материалов по теме	11	14.02	24.02	Дипломник
3	Составление плана	4	25.02	28.02	Руководитель
4	Календарное планирование работ	3	1.03	3.03	Руководитель
5	Изучение литературы по теме	15	4.03	18.03	Дипломник
6	Изучение зарубежной литературы	11	19.03	29.03	Дипломник
7	Расчет элементов конструкции	30	30.03	30.04	Руководитель, Дипломник
8	Разработка конструкции	28	1.05	29.05	Руководитель, дипломник
9	Вывод по цели	7	30.05	7.06	Руководитель, дипломник
Итого:		112			

Таблица 6 – Календарный план-график проведения НИОКР по теме

№	Вид работ	Исполнитель и	Т <sub>к</sub> , кал · дн.	Продолжительность выполнения работ												
				февр.		март			апрель			май			июнь	
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2
1	Утверждение темы	Руководитель	3	///												
2	Подбор и изучение материалов по теме	Дипломник	11		■											
3	Составление плана	Руководитель	4		///											
4	Календарное планирование работ	Руководитель	3			///										
5	Изучение литературы по теме	Дипломник	15			■	■									
6	Изучение зарубежной литературы	Дипломник	11				■	■								
7	Расчет элементов конструкции	Руководитель, Дипломник	30						///	■	■					
8	Разработка конструкции	Руководитель, дипломник	28									///	■	■		
12	Вывод по цели	Руководитель, дипломник	7												///	■

/// – руководитель, ■ – дипломник

### 4.3.1 Бюджет научно-технического исследования

Таблица 7 – Группировка затрат по статьям

Статьи					
№	Сырье, материалы, покупные изделия и покупные полуфабрикаты	Основная заработная плата	Дополнительная заработная плата	Отчисления на социальные нужды	Накладные расходы
1.	Бумага	Руководитель	Руководитель	Руководитель	печать и ксерокопирование материалов исследования
2.	ПК	Дипломник	Дипломник	Дипломник	оплата услуг связи
3.	USB Флеш-диск				оплата электроэнергии
<b>Итого руб.:</b>	54310	178919,96	26838	55760,41	144030,57
<b>Плановая себестоимость</b>	$\Sigma 459403,94$				

Расчет стоимости материальных затрат производилось по действующим прейскурантам и договорным ценам. В стоимость материальных затрат включили транспортно-заготовительные расходы (3 – 5 % от цены). Результаты по данной статье представлены в таблице 7.

В статью специальное оборудование для экспериментальных работ включили все затраты связанные с приобретением специального оборудования. Определение стоимости спецоборудования производили по действующим прейскурантам, а также учли доставку и монтаж в размере 15 % от его цены. Результаты по данной статье представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Сырье, материалы, комплектующие изделия и покупные полуфабрикаты

Наименование	Единица измерения	Кол-во	Цена за единицу, руб.	Сумма, руб.
Бумага	пачка	3	270	810
ПК	штука	1	52000	52000
USB Флеш-диск	штука	1	1500	1500
Итого по статье				54310

*Основная заработная плата*

Таблица 9 – Расчет основной заработной платы

№ п/п	Исполнитель	Трудоемкость, чел.-дн.	Заработная плата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу (окладам), тыс. руб.
1.	Руководитель	74	3486,04	257966,96
2.	Дипломник	116	321,36	32277,76
Итого по статье $C_{осн}$				295244,72

Таблица 10 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Дипломник
Календарное число дней	126	126
Количество нерабочих дней - выходные дни - праздничные дни	24	42
Потери рабочего времени - отпуск - невыходы по болезни	0	0
Действительный годовой фонд рабочего времени	102	84

Для руководителя:

$$Z_M = 26300 \cdot 1,3 = 34190 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{дн}} = 34190 \cdot 10,4 / 102 = 3486,04 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{осн}} = 3486,04 \cdot 74 = 257966,96 \text{ руб.}$$

Для дипломника:

$$Z_M = 1854 \cdot 1,3 = 2410,2 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{дн}} = 2410,2 \cdot 11,2 / 84 = 321,36 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{осн}} = 321,36 \cdot 116 = 32277,76 \text{ руб.}$$

Таблица 11 – Расчёт основной заработной платы

Исполнители	$Z_b$ , руб.	$K_p$	$Z_M$ , руб.	$Z_{\text{дн}}$ , руб.	$T_p$ , раб. дн.	$Z_{\text{осн}}$ , руб.
Руководитель	26300	1,3	34190	3486,04	74	257966,96
Дипломник	1854	1,3	2410,2	321,36	116	32277,76

*Дополнительная заработная плата научно-производственного персонала*

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}}, \quad (37)$$

где  $k_{\text{доп}}$  – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 – 0,15).

Таблица 12 – Заработная плата исполнителей НТИ

Заработная плата	Руководитель	Дипломник
Основная зарплата	257966,96	32277,76
Дополнительная зарплата	30956,03	3873,33
Зарплата исполнителя	288922,99	36151,09
Итого по статье С <sub>зп</sub>	325074,08	

*Отчисления на социальные нужды*

Статья включает в себя отчисления во внебюджетные фонды.

$$C_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} * (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}), \quad (38)$$

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

Таблица 13 – Отчисления на социальные нужды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.	Отчисления, руб.
Руководитель	257966,96	30956,03	78298,13
Дипломник	32277,76	3873,33	9796,94
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	27,1%		
Итого по статье С <sub>внеб</sub>			68501,18

*Накладные расходы*

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

$$C_{\text{накл}} = k_{\text{накл}} * (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}), \quad (39)$$

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

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 70%.

Таблица 14 – Накладные расходы

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.	Накладные расходы, руб.
Руководитель	257966,96	30956,03	86676,89
Дипломник	35992,32	3873,33	10845,32

Коэффициент накладных расходов	70 %
Итого по статье $C_{\text{накл}}$	
	97522,22

#### 4.4 Инициация проекта

##### *Цели и результат проекта*

В получении результата заинтересованы следующие стороны, представленные в таблице 15.

Таблица 15– Заинтересованные стороны проекта

<b>Заинтересованные стороны проекта</b>	<b>Ожидания заинтересованных сторон</b>
Университет	Наличие НИОКР
Студент	Защита магистерского диплома. Получение высшего образования
Предприятия, занимающиеся изготовлением редукторов с передачей с промежуточными телами качения, со свободной обоймой и с уравновешенным генератором волн	Изготовления высокопроизводительных механизмов тем самым увеличить спрос на продукцию.
Потребители	Низкая стоимость изделий по сравнению, с изделиями полученными стандартными методами
Государство	Развитие импортозамещения

Таблица 16 – Цели и результат проекта

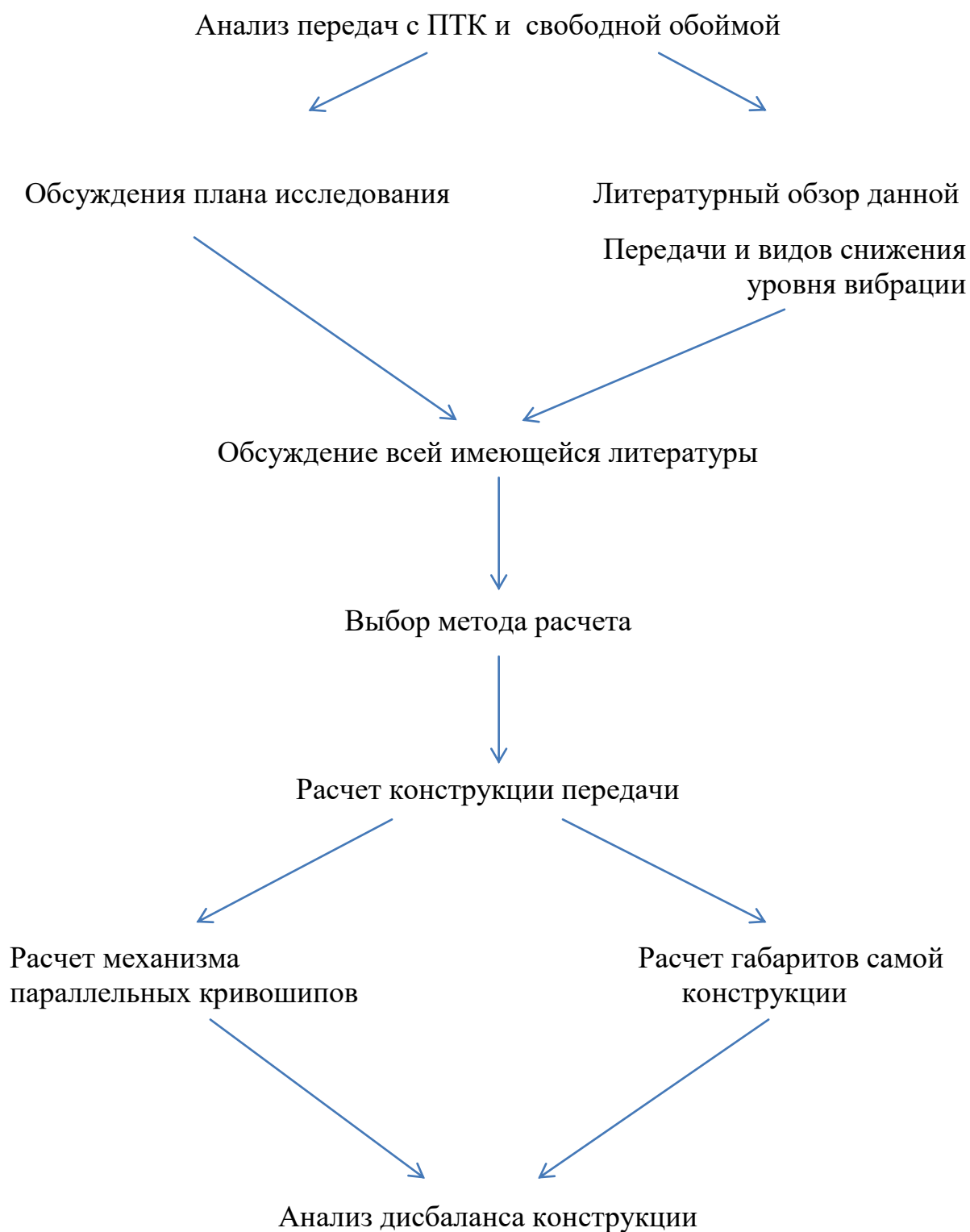
<p><b>Цели проекта:</b></p>	<p>Сделать анализ неуравновешенности конструкции</p> <p>2. Разработать конструкцию с уравновешенным генератором волн</p>
<p><b>Ожидаемые результаты проекта:</b></p>	<p>Снизить уровень вибрации в конструкции</p> <p>Увеличения длительности работы передачи</p>
<p><b>Критерии приемки результата проекта:</b></p>	<p>Законченная научно-исследовательская работа, авторы которой имеют список публикаций и участие на международных конференциях.</p>
<p><b>Требования к результату проекта:</b></p>	<p><b>Требование:</b></p> <p>Построить график зависимости соотношения коэффициента смещения <math>\chi</math> и <math>R_e</math> от <math>F</math> силы</p>

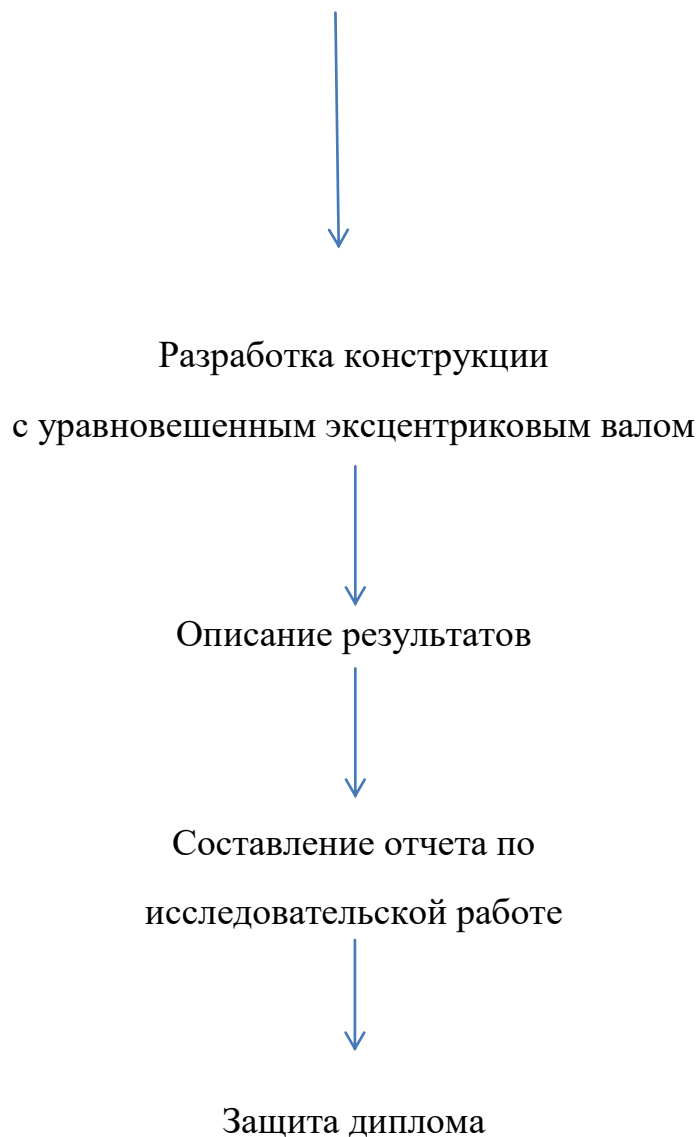


Таблица 17 – Рабочая группа проекта

ФИО, основное место работы, должность	Роль в проекте	Функции	Трудо- затраты, час.
Ефременков Егор Алексеевич	<i>Руководитель проекта</i>	отвечает за реализацию проекта в пределах заданных ограничений по ресурсам, координирует деятельность участников проекта	1024
Жандарбеков Рахат Серекболович	<i>Исполнитель по проекту</i>	выполняет отдельные работы по проекту	1624

## 4.5 Иерархическая структура работ проекта





#### 4.6 Оценка сравнительной эффективности исследования

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

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} = \frac{459403,94}{616248,88} = 0.74, \quad (40)$$

где - интегральный финансовый показатель разработки;

$\Phi_{pi}$  - стоимость i-го варианта исполнения;

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

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

$$I_m^a = \sum_{i=1}^n a_i b_i^a \quad I_m^p = \sum_{i=1}^n a_i b_i^p, \quad (41)$$

где  $I_m$ - интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов;  $a_i$ - весовой коэффициент  $i$ -го параметра;

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

$n$  - число параметров сравнения.

Таблица 18 – Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

ПО	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Аналог 1	Аналог 2
Способствует росту производительности труда пользователя	0,2	5	3	4
Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,3	4	3	3
Помехоустойчивость	0,15	5	3	3
Энергосбережение	0,15	4	3	3
Надежность	0,1	4	4	4
Материалоемкость	0,1	4	4	4
ИТОГО	1	26	20	21

$$I_{\text{тп}}=5*0,2+4*0,3+5*0,15+4*0,15+4*0,1+4*0,1=4,35$$

$$\text{Аналог 1}=3*0,2+3*0,3+3*0,15+3*0,15+4*0,1+4*0,1=3,2$$

$$\text{Аналог 2}=4*0,2+3*0,3+3*0,15+3*0,15+4*0,1+4*0,1=3,4$$

Интегральный показатель эффективности разработки ( $I_{финр}^p$ ) и аналога ( $I_{финр}^a$ ) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{финр}^a = \frac{I_m^p}{I_\phi^p} = \frac{4,35}{0,43} = 10,12, \quad (42)$$

$$I_{финр}^{a1} = \frac{I_m^{a1}}{I_\phi^{a1}} = \frac{3,2}{1} = 3,2, \quad I_{финр}^{a2} = \frac{I_m^{a2}}{I_\phi^{a2}} = \frac{3,4}{0,99} = 3,43, \quad (43)$$

Сравнение интегрального показателя эффективности текущего проекта и аналогов позволит определить сравнительную эффективность проекта. Сравнительная эффективность проекта:

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_{финр}^p}{I_{финр}^{a1}} = \frac{10,12}{3,2} = 3,16, \quad (44)$$

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_{финр}^p}{I_{финр}^{a2}} = \frac{10,12}{3,43} = 2,95, \quad (45)$$

Таблица 19– Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Разработка	Аналог 1	Аналог 2
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,43	1	0,99
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,35	3,2	3,4
3	Интегральный показатель эффективности	10,12	3,2	3,43
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	3,16	2,95	

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Жандарбекову Рахату Серекболовичу

Школа	новых производственных технологий	Отделение	материаловедения
Уровень образования	магистратура	Направление/специальность	15.04.01 Машиностроение

### Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения</p>	<p><i>Объектом исследования является силовая машина, которая преобразует электрическую энергию в механическую. Машина может применяться в робототехнике и транспортных устройствах.</i></p> <p><i>Рабочим местом при выполнении работы является аудитория учебного корпуса.</i></p>
---	---

### Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p><b>1. Производственная безопасность</b></p> <p>1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности: физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой; действие фактора на организм человека; приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); предлагаемые средства защиты;</p> <p>1.2. Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности: механические опасности (источники, средства защиты); термические опасности (источники, средства защиты); электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты); пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения).</p>	<p><i>Вредными проявлениями факторов производственной среды, которые могут возникнуть на рабочем месте, являются:</i></p> <p><i>1. Высокая степень шума на рабочем месте.</i> - <i>Степень шума не превышает нормы.</i></p> <p><i>2. Недостаточная освещенность рабочей зоны и недостаток естественного освещения.</i> - <i>Для обеспечения требуемой освещенности устанавливаются лампы искусственного освещения.</i></p> <p><i>3. Пониженная влажность воздуха.</i> - <i>Требуется производить проветривание для обеспечения требуемого уровня влажности воздуха.</i></p> <p><i>Психологическими факторами являются: физические статические перегрузки, монотонность труда и умственное перенапряжение.</i> - <i>Требуется проводить перерывы в работе.</i></p> <p><i>Опасными проявлениями факторов производственной среды, которые могут возникнуть на рабочем месте, являются: электрический ток.</i> - <i>Требуется обеспечить заземление.</i></p>
<p><b>2. Экологическая безопасность:</b></p>	<p><i>Устройство на этапе проектирования не</i></p>

защита селитебной зоны анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.	<i>оказывает влияния на экологию. К отходам можно отнести люминесцентные лампы, которые утилизируются на специальном предприятии, по специальной технологии.</i>
<b>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</b> перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения; выбор наиболее типичной ЧС; разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий.	<i>В случае пожара, требуется придерживаться плану действий в случае ЧС, разработанном в организации.</i>
<b>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</b> специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	<i>Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности 1 Специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства: рабочее время, нормы работы за компьютером, контролирующие органы регулируются Трудовым кодексом РФ и СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03. 2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны: оптимальное размещение используемых предметов в рабочей зоне регулируется СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03.</i>

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Раденков Тимофей Александрович	-		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Жандарбеков Рахат Серекболович		

## 5 Социальная ответственность

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

Целью данной работы является проектирование компактного редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

Рабочим местом является аудитория учебного корпуса, рабочей зоной является компьютерный стол.

В данном разделе указаны такие вредные факторы, оказывающие негативное влияние на организм человека, как неоптимальный микроклимат помещения, высокий уровень шума и электрический ток. Так же указан характер вредного воздействия данных факторов на организм и последствия их длительного или чрезмерного воздействия.

Так же в работе были указаны ЧС, которые имеют вероятность возникновения на рабочем месте и действия для предотвращения их последствий.



## 5.1 Производственная безопасность

При разработке редуктора были выявлены следующие опасные и вредные факторы, приведенные в таблице 20:

Таблица 20 - Опасные и вредные факторы при выполнении работ по разработке редуктора

Источник фактора, наименование видов работ	Факторы (по ГОСТ 12.0.003-2015)[1]		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
Работы в корпусе: 1) использование компьютера.	<p>1) высокая степень шума на рабочем месте;</p> <p>2) пониженная влажность воздуха;</p> <p>3) высокий уровень электромагнитных излучений;</p> <p>4) недостаточная освещенность рабочей зоны;</p> <p>5) недостаток естественного освещения;</p> <p>6) статическое положение тела в течение длительного времени;</p> <p>7) монотонность работы;</p> <p>8) умственные перегрузки.</p>	<p>1) электрический ток;</p> <p>2) короткое замыкание.</p>	<p>ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования;</p> <p>СанПиН 2.2.2/2.4.1340 – 03;</p> <p>СанПиН 2.2.4.548 – 96;</p> <p>СП 52.13330.2016;</p> <p>ГОСТ 12.1.003–83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности;</p> <p>СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96;</p> <p>СанПиН 2.2.4.3359-16;</p> <p>ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.</p>

### 5.1.1 Анализ выявленных вредных факторов при разработке проектируемого решения

Микроклимат производственных помещений – состояние внутренней среды помещения, оказывающее воздействие на человека [25].

Согласно СанПиН 2.2.4.548-96 [26] показателями, характеризующими микроклимат в производственных помещениях, являются: температура воздуха; температура поверхностей; относительная влажность воздуха; скорость движения воздуха; интенсивность теплового облучения.

Нарушение теплового баланса в условиях высокой температуры может привести к перегреву тела, и как следствие, к тепловым ударам с потерей сознания. В условиях низкой температуры воздуха возможно переохлаждение организма, могут возникнуть простудные болезни, радикулит, бронхит и другие заболевания.

Основные виды работ, выполняемые инженером-конструктором, по степени физической тяжести, относятся к категории легких работ. Оптимальные величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений, в соответствии с периодом года и категорией работ, приведены в СанПиН 2.2.4.548-96 [26].

В помещении предусмотрена система отопления, функционирующая в зимнее время. Она обеспечивает достаточное, постоянное и равномерное нагревание воздуха. В теплое время года температурный режим в помещении зависит от погодных условий на улице. Таким образом, в жаркие дни температура в помещении превышает установленные нормы. Для того чтобы температурный режим в помещении соответствовал норме необходимо установить в аудитории кондиционер, во избежание негативных последствий от высокой температуры в помещении.

Таблица 21 – Требования к микроклимату

Период	Категория работы	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	средняя	19-24	15-75	$\leq 0.1$
Теплый	Средняя	20-28	15-75	$\leq 0.2$

Для подачи свежего воздуха в помещение проводится периодическое проветривание.

Освещённость – физическая величина, характеризующая освещение поверхности, создаваемое световым потоком, падающим на эту поверхность. Освещённость измеряется в Люксах (СИ) и обозначают её буквой Е.

Работая при освещении плохого качества или низких уровней, люди могут ощущать усталость глаз и переутомление, что приводит к снижению работоспособности. В ряде случаев это может привести к головным болям.

Согласно СП 52.13330.2016 [27] работа за ПК относится к зрительным работам высокой точности III разряда зрительной работы для помещений жилых и общественных зданий. При данном виде работ общее освещение должно быть 300 лк.

Согласно СНиП 23-05-95 в лаборатории, где происходит периодическое наблюдение за ходом производственного процесса при постоянном нахождении людей в помещении освещённость при системе общего освещения не должна быть ниже 150 Лк. Правильно спроектированное и выполненное освещение обеспечивает высокий уровень работоспособности, оказывает положительное психологическое действие на человека и способствует повышению производительности труда.

На рабочей поверхности должны отсутствовать резкие тени, которые создают неравномерное распределение поверхностей с различной яркостью в поле зрения, искажает размеры и формы объектов различия, в результате повышается утомляемость и снижается производительность труда.

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  $A = 6$  м, ширина  $B = 5$  м, высота = 3,5 м. Высота рабочей поверхности над полом  $h_p = 1,0$  м. Согласно СНиП 23-05-95

Необходимо создать освещенность не ниже 200 лк, в соответствии с разрядом зрительной работы.

Площадь помещения:

$$S = A \times B, \quad (46)$$

где  $A$  – длина, м;

$B$  – ширина, м.

$$S = 6 \times 5 = 35 \text{ м}^2$$

Коэффициент отражения свеж побеленных стен с окнами, без штор  $\rho_c=50\%$ , свеж побеленного потолка  $\rho_{\Gamma}=70\%$ . Коэффициент запаса, учитывающий загрязнение светильника, для помещений с малым выделением пыли равен  $K_3 = 1,5$ . Коэффициент неравномерности для люминесцентных ламп  $Z = 1,1$ .

Выбираем лампу белой цветности ЛБ-40, световой поток которой равен  $\Phi_{\text{ЛД}} = 2800$  Лм.

Выбираем светильники с люминесцентными лампами типа ОДОР-2-40. Этот светильник имеет две лампы мощностью 40 Вт каждая, длина светильника равна 1227 мм, ширина – 265 мм.

Интегральным критерием оптимальности расположения светильников является величина  $\beta$ , которая для люминесцентных светильников с защитной решёткой лежит в диапазоне 1,1–1,3. Принимаем  $\beta = 1,1$ , расстояние светильников от перекрытия (свес)  $h_c = 0,4$  м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = h_n - h_p, \quad (47)$$

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:  $h_n = 3,5$  м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

Расстояние между соседними светильниками или рядами определяется по формуле:

$$h = H - h_p - h_c = 1,1 \times 1,9 = 2,09 \text{ м}, \quad (48)$$

Число рядов светильников в помещении:

$$Nb = B/L = 5/2,09 = 2,39, \quad (49)$$

Число светильников в ряду:

$$Na = A/L = 6/2,09 = 3, \quad (50)$$

Общее число светильников:

$$N = Na \cdot Nb = 2 \cdot 3 = 6, \quad (51)$$

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

$$l = L/3 = 2,09/3 = 0,7, \quad (52)$$

Размещаем светильники в два ряда. На рисунке 12 изображен план помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

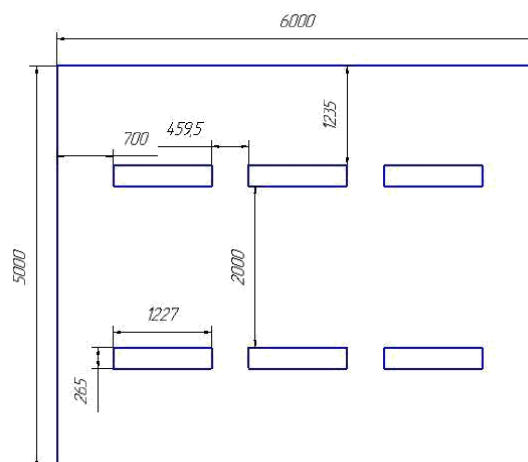


Рис. 12 – План помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

Индекс помещения определяется по формуле:

$$i = \frac{A B}{h(A+B)} = \frac{30}{20.9} = 1.4, \quad (53)$$

Коэффициент использования светового потока, показывающий какая часть светового потока ламп попадает на рабочую поверхность, для светильников типа ОДОР с люминесцентными лампами при  $\Pi = 70 \%$ ,  $C = 50\%$  и индексе помещения  $i = 1,4$  равен  $= 0,47$ .

На рабочем месте инженера-конструктора в аудитории учебного корпуса, исходя из ГОСТ 12.1.003–83 [29], действует постоянный шум. Шум возникает в помещении при ходьбе, передвижении стульев, открывании двери и окон, сторонних разговоров, а также создается кондиционерами и вентиляторами для охлаждения нагревающихся частей ЭВМ.

Шум ухудшает условия труда, оказывая вредное действие на организм человека. Работающие в условиях длительного шумового воздействия испытывают раздражительность, головные боли, головокружение, снижение памяти, повышенную утомляемость, понижение аппетита, боли в ушах и т. д.

При выполнении основной работы на ПЭВМ уровень шума на рабочем месте не должен превышать 50 дБ. Допустимые уровни звукового давления в помещениях для персонала, осуществляющего эксплуатацию ЭВМ при разных значениях частот, приведены в СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96 [30].

В учебном помещении, где выполняется работа, основной шум исходит от системного блока компьютера. Величина данного шума около 30 дБ, что не превышает нормы.

С целью уменьшения негативного воздействия электромагнитного излучения, возникающего от экрана компьютера, используются специальные жидкокристаллические мониторы. Так же существуют специальные экранирующие очки и пленки, покрывающие экран, которые обеспечивают дополнительную защиту от электромагнитного излучения.

В данном разделе рассматривалось влияние вредных факторов при выполнении работы. Было выявлено, что температурный режим соответствует

нормам только в холодное время года, т.к. помещение отапливается, а в теплое время года, температурный режим полностью зависит от температуры на улице. В жаркие дни в помещении бывает повышенная температура. Для урегулирования температурного режима в теплое время года необходимо установить в аудитории кондиционер.

Рассчитанное значение искусственного освещения в аудитории соответствует установленным нормам. Так же соответствует нормам и уровень шума в помещении. Для уменьшения влияния электромагнитного излучения от монитора использовались специальные защитные очки. Расстояние между лицом пользователя и монитором является оптимальным и соответствует нормам.

#### 5.1.2 Анализ выявленных опасных факторов при разработке проектируемого решения

Аудитория учебного корпуса относится к категории помещений без повышенной опасности, т.к. в помещении не имеется токопроводящих полов, токопроводящей пыли, повышенной влажности и т.д.

Блок питания компьютера, монитор, принтер подключены к сети питания имеющей защитное заземление.

Электрический ток, проходя через организм человека, оказывает тепловое (ожоги, нагрев сосудов), механическое (разрыв тканей, сосудов при судорожных сокращениях мышц), химическое (электролиз крови), биологическое (раздражение и возбуждение живой ткани) или комбинированное воздействие.

Основными средствами и способами защиты от поражения электрическим током являются: недоступность токоведущих частей для случайного прикосновения; защитное заземление, зануление или отключение; вывешивание предупреждающих надписей; контроль за состоянием изоляции электрических установок.

Требования электробезопасности электроустановок производственного и бытового назначения приведены в ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты» [32].

Аудитория учебного корпуса, в которой выполнялись работы, является безопасной, все приборы, потребляющие электроэнергию, исправны и подключены к сетевым фильтрам, имеющим предохранитель.

## 5.2 Экологическая безопасность

### 5.2.1 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду

Проектируемый объект не влияет на окружающую среду на этапах его проектирования.

Выполнение работы происходит в учебном корпусе, поэтому к отходам можно отнести люминесцентные лампы.

Люминесцентные лампы представляют собой «чрезвычайно опасные» виды отходов (первый класс опасности отходов). Содержание ртути в любых люминесцентных лампах составляет от 3 до 5 миллиграмм ртути. С учетом этого необходимо обеспечивать определенные условия хранения, их эксплуатации и утилизации.

### 5.2.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды

Любое устройство содержит в себе множество деталей и элементов, обеспечивающих его работу. Соответственно, если даже какая-то часть выходит из строя, остальные же в полном порядке могут быть использованы и в дальнейшем. Благодаря этому существенно сокращаются затраты на производство новой техники, да и подобный сбор и переработка отходов – это выгодное и рациональное решение.



Некоторые элементы, содержащиеся в электронных устройствах, под воздействием солнечных лучей или при попадании влаги, могут окисляться. Это приведет к выбросу в атмосферу значительного количества вредных веществ, что негативно повлияет на человеческое здоровье и окружающую среду.

Исходя из этого, и с целью продуктивно использовать мусор, а также защитить окружающую среду от опасных выбросов, разрабатываются специальные программы по утилизации электронных устройств, пришедшей в непригодность, позволяющие уничтожить её качественно и безопасно.

Метод утилизации люминесцентных источников света начинается с их сбора и последующей транспортировки на предприятия, которые занимаются демеркуризацией. На практике использованные лампы всех типов должны сдаваться в пункты приема подобных отходов.

Так же специальной утилизации подвергаются люминесцентные лампы. Люминесцентные лампы в г. Томске утилизируются в компании Экотом.

### 5.2.3 Утилизация электроники

Любая наша деятельность влияет на окружающую среду. Если действовать рационально, то можно существенно сократить вредное влияние на экологию. К примеру, очень важен процесс утилизации компьютерной и организационной техники. У вас может возникнуть вопрос: «Зачем расходовать финансы на утилизацию, если возможно отвести оргтехнику на свалку бытовых отходов?».

Но так поступать нельзя по нескольким причинам:

Первое – в законодательстве РФ отмечено, что каждая организация обязуется контролировать наличие такого материала, как драгоценные металлы. Поскольку в офисной и компьютерной технике есть некоторое количество драгметаллов, поэтому требуется утилизация такого

оборудования. Как следствие – ваша компания может быть оштрафована за несанкционированный вывоз оргтехники на свалку.

Вторая причина того, что утилизация необходима - техника может изготавливаться из пластика и металлов, которые вредят окружающей среде. В таком случае, они могут быть переработаны и использоваться вторично. Практически на каждой фирме есть отработанная техника, которая требует утилизации.

Третья причина - благодаря стремительному прогрессу современные компьютеры быстро устаревают, что нашло свое отражение в налоговом законодательстве РФ: для компьютеров срок амортизации составляет 4 года. В результате куча ненужной техники продолжает находиться на балансе вашей фирмы, которая вынуждена в полном объеме платить налоги. После экспертной оценки о необходимости утилизации компьютерной техники ее можно списывать с внутреннего баланса предприятия. Утилизация техники возможна на любом сроке ее эксплуатации.

#### 5.2.4 Безопасность в ЧС

Чрезвычайными ситуациями в аудитории учебного корпуса могут быть пожары. Основы пожарной безопасности определены по ГОСТ 12.1.004-91 [10] и ГОСТ 12.1.010-76 [34].

Все производства по пожарной опасности подразделяются на 5 категорий: А, Б, В, Г, Д. Аудитория учебного корпуса, в котором выполнялась работа, относится к категории В.

Причинами пожара могут быть: токи короткого замыкания, электрические перегрузки, выделение тепла, искрение в местах плохих контактов при соединении проводов, курение в неположенных местах.

## 5.2.5 Обоснование мероприятий по предотвращению пожара и разработка порядка действия в случае его возникновения

Тушение горящего электрооборудования под напряжением должно осуществляться имеющимися огнетушителями ОУ-5. Чтобы предотвратить пожар в аудитории, необходимо: содержать помещение в чистоте, убирать своевременно мусор. По окончании работы должна проводиться влажная уборка всех помещений; работа должна проводиться только при исправном электрооборудовании; на видном месте должен быть вывешен план эвакуации из корпуса с указанием оборудования, которое нужно эвакуировать в первую очередь; из помещения последним должен проверить выключены ли нагревательные приборы, электроприборы и т.д. и отключение силовой и осветительной электрической сети.

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

### Алгоритм действий при пожаре

1. Необходимо немедленно вызвать пожарную охрану по телефону "01", сообщив свой точный адрес, объект пожара и встретить пожарную охрану.
2. Если горение только началось, его легко потушить водой, накрыть толстым одеялом, покрывалом, забросать песком, землей;
3. Ни в коем случае не тушить водой горящие электропроводку и электроприборы, находящиеся под напряжением - это опасно для жизни;
4. Если невозможно справиться с огнем, и пожар принимает угрожающие размеры, срочно покиньте помещение.

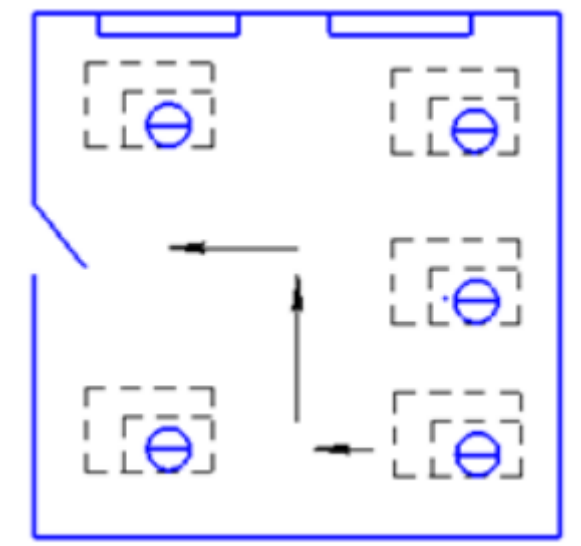


Рисунок 13 – План эвакуации из комнаты

### 5.3 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

#### 5.3.1 Специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны)

правовые нормы трудового законодательства

Согласно трудовому кодексу РФ [35] и СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03[28]: продолжительность рабочего дня не превышает 40 часов в неделю; время работы за компьютером не превышает 6 часов за смену; делаются периодические перерывы в работе за ПК продолжительностью 10-15 минут через каждые 45-60 минут работы; во время перерывов выполняются комплексы упражнений и осуществляется проветривание помещения.

Государственный санитарно-эпидемиологический надзор за производством и эксплуатацией ПЭВМ осуществляется в соответствии с СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 [28].

Производственный контроль за соблюдением санитарных правил осуществляется организациями, эксплуатирующими ПЭВМ.

Существуют также специализированные органы, осуществляющие государственный контроль и надзор в организациях на предмет соблюдения

существующих правил и норм. К таким органам относятся: Федеральная инспекция труда; Государственная экспертиза условий труда Федеральная служба по труду и занятости населения (Минтруда России Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору (Госгортехнадзор, Госэнергонадзор, Госатомнадзор России)); Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (Госсанэпиднадзор России) и др.

При проектировании редуктора время работы за компьютером не превышало установленные нормы. Перерывы в работе за ПК осуществлялись за счет смены деятельности.

### 5.3.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны

В процессе работы, все используемые предметы находятся в зоне досягаемости. Оптимальное размещение предметов труда и документации в зонах досягаемости приведено на рисунке 14.

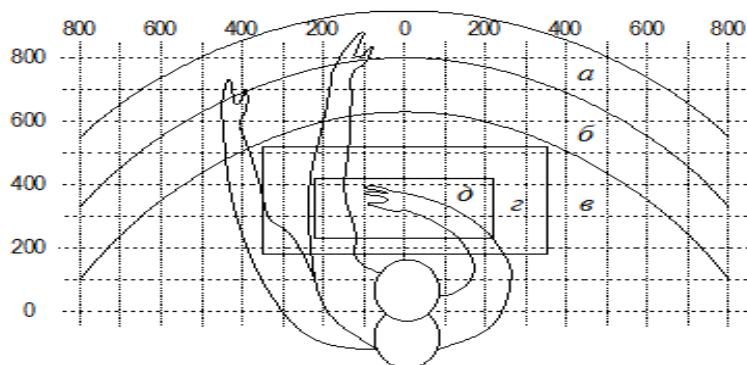


Рисунок 14 – Оптимальное размещение предметов труда и документации в зонах досягаемости

На рисунке введены следующие обозначения: а - зона максимальной досягаемости; б - зона досягаемости пальцев при вытянутой руке; в - зона легкой досягаемости ладони; г - оптимальное пространство для грубой ручной работы; д - оптимальное пространство для тонкой ручной работы.

Монитор размещен в зоне *a* (в центре), системный блок размещен в предусмотренной нише стола, клавиатура – в зоне *г/д*, «мышь» – в зоне *в* (справа); документация, необходимая при работе – в зоне легкой досягаемости ладони – *в*, а в выдвижных ящиках стола – литература, неиспользуемая постоянно.

Для повышения комфорта в процессе работы за ПЭВМ, следует соблюдать нормы и требования, изложенные в СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 [28].

## 6 Заключение

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ кинематической схемы к-н-в. Анализ приемов уравнивания эксцентрикового вала, рассмотрены конструкции передач с ПТК и конструкция планетарно – цевочного редуктора по схеме к-н-в, приведенная в каталоге компании Sumitomo drive technologies на основе которого спроектирован редуктор с ПТК и со свободной обоймой. Уравнивание здесь благодаря второму кулачку повернутому на 180гр. Конструкция с такими преимуществами будет достойным конкурентом на рынке. Габариты редуктора 116x300

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» приведён анализ перспективности и успешности научно-исследовательского проекта по проектированию редуктора с ПТК и СО. Произведен SWOT анализ, составлен план проекта, контрольные события, и рассчитан общий бюджет научного исследования

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

## Список литературы

1. Беляев А.Е. Механические передачи с промежуточными телами повышенной долговечности и точности. – Томск. Изд-во ТПИ, 1986. – 60 с.
2. А. Е. Беляев. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами. Томск: ТПУ, 1992.-231с.
3. А. Е. Беляев. Механические роликовые передачи. Новоуральск: 1994.-120с.
4. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. – №1. – С. 131-135.
5. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
6. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 307 с.
7. Фомин М.В. Планетарно – цевочные передачи: Учебное пособие. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 64с.:ил.
8. Васильев, В.С. Станки и приборы для динамической балансировки В.С. Васильев, Крутко П. С. – М.: Машгиз, 1959.– 284с.
9. Ефременков Е.А, Кобза Е.Е, Демидов В.Н. Анализ распределения усилий в зацеплении циклоидальной передачи с учетом погрешностей изготовления звеньев. Известия Томского политехнического университета 2012. Т.321. №2.
10. Лустенков М.Е Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности : монография / М.Е Лустенков. – Могилев: Беларусь. – Рос. Ун-т, 2010. – 274 с. : ил. ISBN 978-985-492-0375.
11. В. В. Становский, Т.А. Ремнева, С.М. Казакиявичюс. Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы.
12. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1976. – 391 с.
13. ГОСТ 18855-94 Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и



расчетный ресурс. Подшипники качения: Справочник-каталог/ под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

14. Баловнев Н.П. Расчет резьбовых соединений и винтовых механизмов. – Москва, 1999. – 39 с.

15. Э.Н. Панкратов, В.В. Шумский, С.В. Лушников. Волновые редукторы с промежуточными звеньями. Бурения и нефть. 2003. №2. С.28-30

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

17. Беляев Д.В. Определения усилий в передачах зацепления промежуточных тел // Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств: Труды XVI Междунар. научно-практической конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии». – Томск, 2010. – Т. 1. – С. 301–302.

18. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Синтез планетарных передач применительно к валным гидромашинам. - Новоуральск: НПИ МИФИ, 2001. - 92 с.

19. Шибинский К.Г., Ефременков Е.А. Классификация передач с промежуточными телами качения // Современные проблемы машиностроения: Труды IV международной научно-технической конференции. – Томск, 2008 г. – С. 23– 26

20. Янгулов В.С. Зубчатые передачи повышенной точности и долговечности. – Томск. Изд-во ТПУ, 2008. – 136 с.

21. Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы // [Электронный ре- сурс]. URL: <http://www.redbear.ru/file/spo.pdf> (дата обращения 20.02.2013).

22. Чумакин Р.В., Черемнов А.В., Пашков Е.Н. Немного о передачах с промежуточными телами качения // Труды XVII международной научно-практической конференции СТТ 2011, г. Томск, Т.1. С.

23. Geraless transmission: Pat. 3,227,005 US. Appl. No. 118,658. Filed June 21, 1961. Patented Jan. 4, 1966.

24. ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.
25. ГОСТ 30494-2011 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.
26. СанПиН 2.2.4.548 – 96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
27. СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95.
28. СанПиН 2.2.2/2.4.1340 – 03. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы.
29. ГОСТ 12.1.003–83. Шум. Общие требования безопасности труда.
30. СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории застройки.
31. СанПиН 2.2.4.3359-16. Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах.
32. ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.
33. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования.
34. ГОСТ 12.1.010-76 ССБТ. Взрывобезопасность. Общие требования.
35. Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ.
36. ГОСТ 12.2.032-78. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования.

## Приложение А

### Раздел на иностранном языке

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Жандарбеков Р.С		

Консультант школы ИШНПТ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Коростелева Е.Н.	к.т.н.		

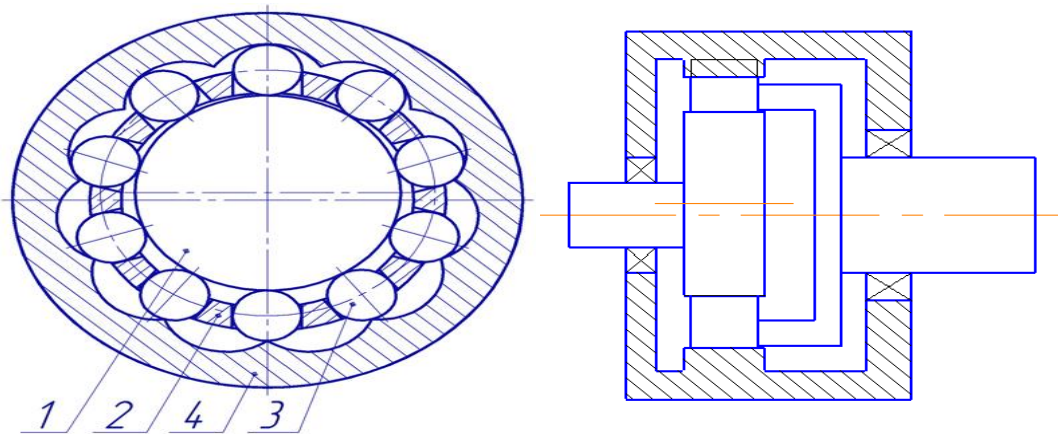
Консультант школы ШБИП:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
старший преподаватель	Демьяненко Н.В.			

## 1.2 Mechanical transmission with intermediate rolling

Nowadays, there are a lot of kind of mechanical gears with intermediate rolling bodies (IRB) . All these transmissions by the principle of construction can be divided to the followings:

- Rolling bodies which are similar with toothed gearing.
- "Guiding" for intermediate rolling bodies and a shaft with an eccentric that creates a wave motion of the intermediate links.[1]



Picture 3 – The transmission with intermediate links, which was developed by A.E Belyaev , have a input shaft with an eccentric -1, a IRB -3, a separator (iron ring) - 2, a central wheel with a cycloidal profile (crown) - 4, and a output shaft rigidly connected to the separator. If talk about some technical characteristics of this transmission it its:

High gear ratio in one stage (up to 60);

Possibility to transmit power up to 85 kW;

Efficiency - 0.9 ... 0.94;

High output torque;

Compact design;

Smooth operation and continuity of the kinematic closure.

However, along with the advantages, the transmission has some disadvantages. One of the main ones is the appearance of friction in the sliding gear under load, which reduces the efficiency of the transmission and, under long-term work with high loads, takes place a considerable (up to 100 ... 120C) heating of the body parts of the mechanism. The real efficiency of transmission according to its practical application is 0.8 ... 0.85; the calculated value is -0.94. A thin-walled iron ring (separator) also participates in the power transmission of motion, which reduces the reliability of both the transmission and the whole mechanism as a whole

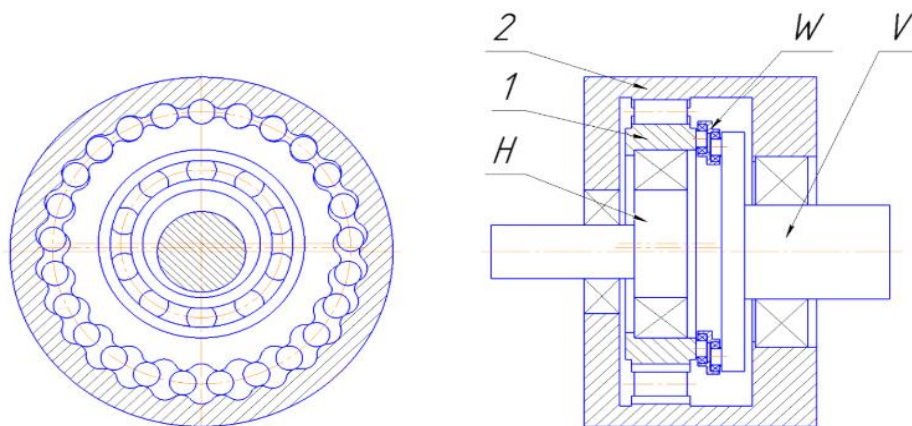
### 1.3 Mechanical transmission with intermediate rolling bodies of a new type with an unloaded separator

One of the most promising designs of transmissions with PTC is transmission with a free clip. Considering the operation of such a transmission (Fig. 1), it can be seen that the rolling elements, 180 ° from the rolling element located in the hollow, contact the vertex sections of the wheel profiles. Therefore, if there are technical errors in the manufacture of wheel profiles in this angular range, the kinematic contact of the rolling bodies with the profile can be interrupted. Correspondence, a possible reduction in the number of rolling bodies participating in the transfer of forces, and the redistribution of forces in the gearing. Thus, it is expedient to determine this redistribution, in order to rationally assign tolerances to the PTC and free of charge. Recently, more and more attention has been paid to the study and implementation of the mechanisms of transformation of motion. To do this, toothed meshes are used. That is, there are balls or rollers. These rolling bodies, constantly contacting with the help of the surfaces of the engaging links, make it possible to realize multi-pair engagement

In the recent times, people pay more attention to study and implementation of mechanisms for the transformation of motion using gear meshing. Now there is a new type of engagement, which uses periodic rolling paths and intermediate rolling elements. Rolling elements are balls or rollers. These rolling bodies, being constantly in

contact with the corresponding surfaces of the engaging links, make it possible to realize multi-pair engagement.

The principles of motion transfer developed by AN I-Kan, helped to create a mechanical transmission with a new type of IRB, eliminating the disadvantages identified in the transmissions with IRB. This transmission is called "transmission with an unloaded separator", because the separator does not participate in the transmission of torque and is unloaded. The principle of this transfer is based on the fact that the intermediate bodies are between the profiles - the teeth of two wheels: one with an internal profile (crown); the other with the outside (cam). So, only the rolling movements are present and the sliding ones are reduced. To completely exclude sliding movements today is almost impossible, because during operation, intermediate bodies slide along the profile of one of the wheels.[1]



Picture 4 – The new transmission with a IRB and a free iron ring includes:

- 1 - Satellite (cam);
- 2 - The central wheel;
- W - The mechanism of parallel cranks;
- V - Output shaft;
- H - The driver (the wave generator);

The cam and the crown can be the output link in this transmission. The generator and the cam are installed on the rolling-contact bearings. Cycloidal profile and rolling bodies make it possible to ensure the continuity of the contact between the transmission links and the multi-coupler engagement, which ensures a high load capacity of the mechanisms constructed on the basis of the transmission with the IRB and the free iron ring. In the new transmission the details experience compression stresses. And the efficiency is increased due to the reduction of friction in the gear and we see that the technical characteristics of it are better than the previous transmission.[2]

The name of my scientific dissertation is “Constructive balancing of the transmission generator with intermediate rolling bodies and with a free iron ring”. The main goal is to design the construction that allows balancing the generator (eccentricity) for transmission with IRB and FIR.

To achieve this goal, i need to solve the following tasks:

- Analyze the construction of transmission generator with IRB and FIR and ways to eliminate / reduce the imbalance
- Evaluation of the imbalance of the transmission generator with IRB and FIR
- Analysis the dependence of the eccentricity of the transmission on the initial parameters.

### 3 Design of the gearbox

#### 3.1 Baseline data

1. The maximum torque on the output shaft of the reducer is 200 N m.
2. Gear ratio  $i = 25$ .
3. Frequency of rotation of the input shaft of the reducer is 2000 rpm.

### 3.2 Obtaining the geometric dimensions of transmission parts with IRB and with FR

To obtain the geometric dimensions of the cam, rollers and crown, we will use a special program in which the initial data is given (Picture 10), and after that the program gives the geometric dimensions of the number of teeth of the crown and cam and the rolling elements of the gear with IRB and FR (Picture 11).

The radius of the producing circle is 76.5 mm, the displacement coefficient is 1.5

Введите радиус производящей окружности  $r_2$ :  мм

Введите коэффициент смещения  $1,3 < X < 1,7$ :  мм  
большее для первой ступени

Yes

Введите радиус тела качения первого модуля из диапазона 3,0000 - 7,0641 :  мм

Введите число точек в файле

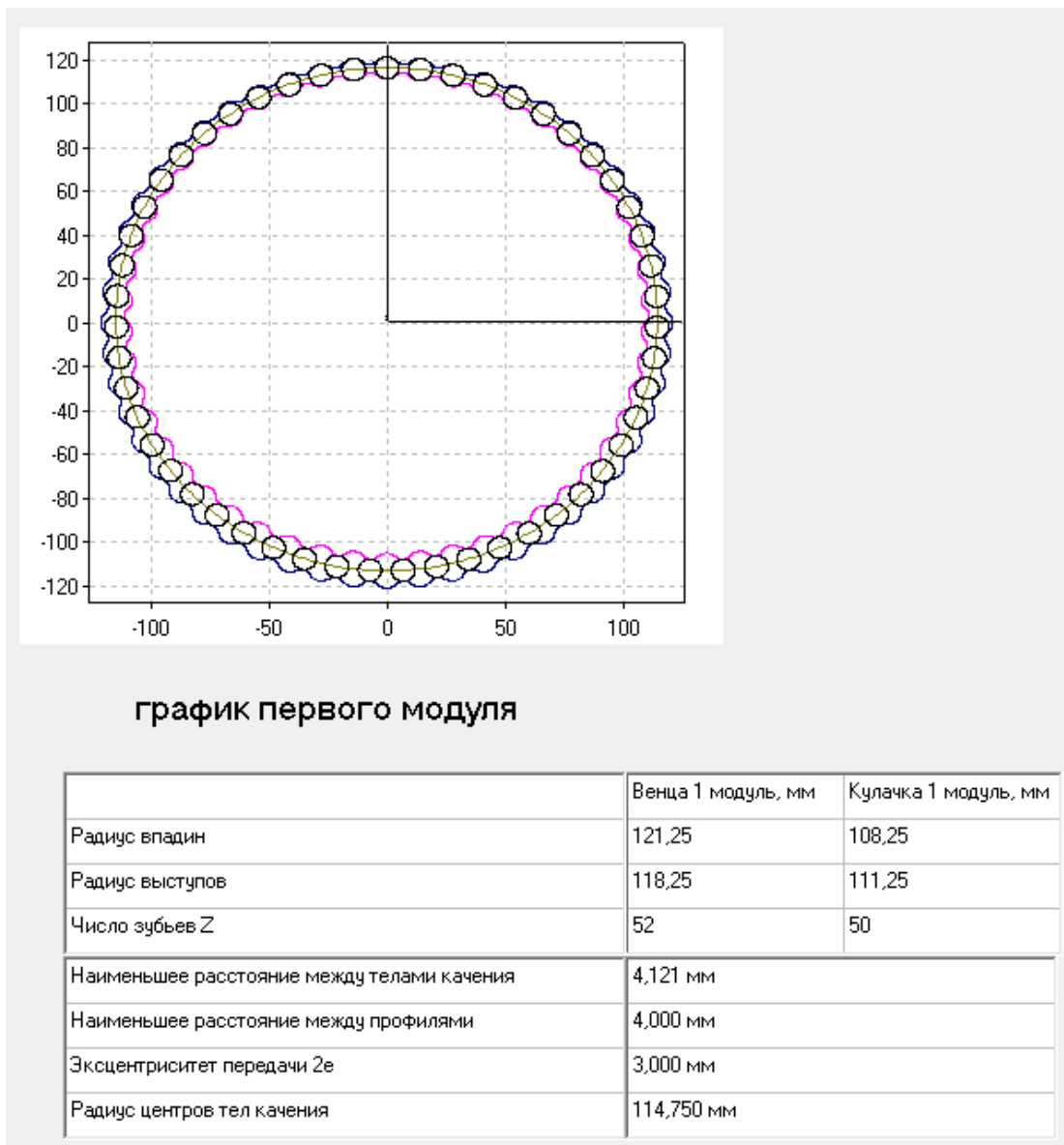
Введите приращение по углу  $\Phi_{И2}$

mm.

Picture 10 - Input of initial transmission parameters with PTC and free clip into the program

We will calculate on the given initial parameters, and we will receive following values (Picture 10).





Picture 11 - Calculated transmission profile data from PTC and CO

$Z_1 = 50$  - number of teeth of the cam,  $Z_2 = 51$  - number of rolling bodies  $Z_2 = 52$  - number of crown teeth. According to the obtained geometric data, the wheel profiles are drawn in the compass and the design of the gearbox is started. With the help of the MS Excel program, the reduced force acting on the bearing under the wheel on the generator  $F_r = 15.72$  kN and the maximum contact voltage of 63 MPa1.

### 3.3 Calculation of bearings under the cams

Since two cams are deployed in the structure, deployed 180°, then without taking into account the possible uneven distribution of the load, the bearing of one cam is 0.5 Fr.

Determine the required equivalent dynamic bearing load:

$$P_r = V * (0.5Fr) * k_b k_t$$

where  $V = 1,2$ ;  $k_b = 1,3$ ;  $k_t = 1$ .

$$P_r = 1,2 * 7,86 * 1,3 * 1 = 12,26 \text{ kN}$$

Determine the required dynamic load capacity of the roller bearing under the cam, taking into account the required service life ( $L_{10h} = 5000 \text{ h}$ ).

$$C = K_E P_r \cdot \left( \frac{60nL_h}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{0,3},$$

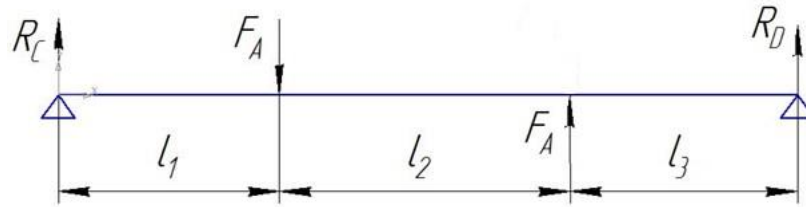
where  $K_E = 0,8$ ;  $a_1 = 1$ ;  $a_{23} = 0,55$ .

$$C = 0,8 \cdot 12,26 \cdot \left( \frac{60 \cdot 2000 \cdot 5000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0,55} \right)^{0,3} = 79,97 \text{ kH} . [7]$$

According to the SKF catalog, taking into account the cramped dimensions, we choose a roller bearing with short cylindrical rollers without an outer ring RN215, with a dynamic load capacity of  $C = 150 \text{ kN}$ , with a fitting diameter on the shaft of 75 mm.

### 3.4 Calculation of eccentric generator bearings

Equivalent circuit for determining reactions in bearings RC, RD:



Where  $F_A = 12.26 \text{ kN}$ ;  $l_1 = l_3 = 50 \text{ mm}$ ;  $l_2 = 36 \text{ mm}$ .

Let us formulate the equilibrium equations:

$$\sum M_C = 0 - F_A \cdot l_1 + F_A \cdot (l_1 + l_2) + R_D \cdot (2l_1 + l_2) = 0;$$

$$\sum M_D = 0 - R_C \cdot (2l_1 + l_2) + F_A \cdot (l_2 + l_1) - F_A \cdot l_1 = 0.$$

From where we find:

$$R_C = \frac{F_A \cdot l_2}{2l_1 + l_2} = \frac{12,26 \cdot 0,036}{0,1 + 0,036} = 3,25 \text{ kH};$$

$$R_D = \frac{F_A \cdot l_1 - F_A \cdot (l_1 + l_2)}{2l_1 + l_2} = -3,25 \text{ kH}.$$

Determine the required equivalent dynamic bearing load:

$$Pr = VRCk_b k_T$$

where  $V = 1,2$ ;  $k_b = 1.3$ ;  $k_T = 1$ .

$$Pr = 1.2 * 3.25 * 1.3 * 1 = 5.07 \text{ kN}$$

Determine the required dynamic load-bearing capacity of the ball bearing:

$$C = K_E P_r \cdot \left( \frac{60nL_h}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{0,33},$$

where  $K_E = 0,8$ ;  $a_1 = 1$ ;  $a_{23} = 0.55$ .

$$C = 0.8 \cdot 5.07 \cdot \left( \frac{60 \cdot 2000 \cdot 5000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.55} \right)^{0,33} = 40,8 \text{ kH} . [7]$$

According to the SKF catalog, we select a deep groove ball bearing with sealing rings 6213-2RS1, with a dynamic load capacity of  $C = 58.5$  kN, with a landing diameter of 65 mm on the shaft.

### 3.5 Calculation of bearings on the output shaft

The design uses a scheme in which the bearings of the output shaft are located above the bearings of the input shaft (eccentric generator), so the load on the generator side will be RC and RD.

Determine the required equivalent dynamic bearing load:

$$P_r = VRCk_b k_T$$

where  $V = 1,2$ ;  $k_b = 1.3$ ;  $k_T = 1$ .

$$P_r = 1.2 * 3.25 * 1.3 * 1 = 5.07 \text{ kN}$$

Determine the required dynamic load-bearing capacity of the ball bearing:

$$C = K_E P_r \cdot \left( \frac{60nL_n}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{0.33},$$

where  $K_E = 0,8$ ;  $a_1 = 1$ ;  $a_{23} = 0.55$ .

$$C = 0.8 \cdot 5.07 \cdot \left( \frac{60 \cdot 80 \cdot 5000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.55} \right)^{0.33} = 14,1 \text{ kH}.$$

According to the SKF catalog, we choose a deep groove ball bearing with sealing rings 61840-2RS1, with a dynamic load capacity of  $C = 76.1$  kN, with a fitting diameter on the shaft of 200 mm.

### 3.6 Checking the bearing for life

$F_1 = - F_2 = 1500$  H load sensed by one bearing under the cam

$$F_A = \frac{2T_2}{d_2},$$

where:  $T_2$  – the moment of the shaft;

$d_2$  – shaft diameter.

Distances between applied loads (between bearings and gear):

Make the calculations:

$$F_A = \frac{2 \cdot 9550}{65} = 294 \text{ H}$$

Find supporting reactions:

Calculate the equivalent load for the most loaded bearing.

Equivalent load:

$$P_3 = (P_{re} \cdot v \cdot X + F_\alpha \cdot Y) \cdot \kappa_6 \cdot \kappa_t$$

where:  $P_3$  – equivalent load;

$P_{re}$  – radial load;

$F_\alpha$  – axis load;

Estimated durability, hours:  $L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n}$ ;

where:  $n$  – shaft rolling speed = 2000 r/min

Estimated durability 1 and 3 bearings:  $L_h \frac{1331 \cdot 10^6}{60 \cdot 2000} = 4091h$

Estimated durability 2 bearings:  $L_h \frac{2162 \cdot 10^6}{60 \cdot 2000} = 4981 h$

With 8 hour working day, 1 and 3 bearings will work 500 days or 1,4 year.  $\frac{4091}{8} = 500$

Recommendations: From the beginning of the introduction of the gearbox into operation, carry out maintenance on the replacement of bearings every 500 days. [6,12,19]

### 3.7 Calculating the diameter of the pin

In the transmission of torque, the average diameter of the pin is determined from the shear strength condition.

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{8T}{\pi r [\tau_{\text{cp}}]}}$$

where:  $d_{\text{ш}}$  – pins diameter;

T – torque;

r – the distance from the center of the shaft to pin;

$[\tau_{\text{cp}}]$  – allowable shear stress (75MPa).

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 265000}{\pi \cdot 133.8 \cdot [\tau_{\text{cp}}]}} = 7,9 \text{ мм take the diameter of the pin } 8 \text{ мм [7]}$$

3.8 Calculation of the diameters of the fingers of the parallel crank mechanism.

Diameter of the circumference of the teeth of the teeth of the satellite.

$$d_{f1} = d_2 - d_p - 2e = 250 - 13 - 3 = 234 \text{ мм}$$

Where:  $d_2$ - is the pitch diameter of the wheel from the contact strength of the teeth;  $d_p$ -diameter of the roller;

$d_{f1}$  – diameter of a circle of cavities of teeth of a satellite;

Find the range of possible values of the diameter of the side holes in the satellite.

$$D_0 = (0,30 \dots 0,45)(d_{f1} - D) = (0,30 \dots 0,45)(234 - 120) = 25,14 \dots 34,2 \text{ мм.}$$

Accept  $D_0 = 28 \text{ мм.}$

Find the range of possible values of the diameter of the finger of the mechanism of parallel cranks.

$$d_B = D_0 - 2e = 28 - 3 = 25 \text{ мм.}$$

Determine the outer diameter of the finger sleeve of the parallel mechanism

$$d_p = (0,70 \dots 0,85) d_B = (0,70 \dots 0,85) 25 = 15,5 \dots 20,4 \text{ мм.}$$

Accept  $d_p = 16 \text{ мм. [7]}$

### 3.9. Calculation of the screw connection of casings and crowns.

Screws are installed in the shell and crowns with a gap.

The number of screws is  $z = 8$ .

The tightening torque of the bolt, which ensures that the crowns are not moved against the bodies, under the action of torque:

$$F_3 = \frac{2000 \cdot k \cdot T}{z \cdot f \cdot D_o} = \frac{2000 \cdot 1,5 \cdot 200}{8 \cdot 0,12 \cdot 275} = 2273H.$$

Coefficient of friction at the joint  $f = 0.12$ ; coefficient of stock of adhesion

$k = 1.5$ .

Rated internal thread diameter of bolts:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_3 \cdot C}{\pi \cdot [\sigma]_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2273 \cdot 1,3}{\pi \cdot 288}} = 3,6_{MM}.$$

Here  $C = 1,3$  is a coefficient that takes into account torsional stresses;

$[\sigma]_P = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 480 = 288$  MPa - permissible stress for the tightened bolts made of carbon steel.

We choose the screws M10 - 6g x 80.68 GOST 11738-84.