

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

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

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Проектирование редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой по схеме 2к-в

УДК 621.83.061.1.001.63

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Васильев Анатолий Викторович		

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</i> рынке 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</i> по <i>проектному менеджменту</i> для ведения <i>инновационной инженерной деятельности</i> с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности.
P8	<i>Активно</i> владеть <i>иностранным 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 _____

Направление подготовки _____

(специальность) _____

Отделение школы _____

(НОЦ) _____

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

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

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Васильев Анатолий Викторович

Тема работы:

Проектирование редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой по схеме 2к-в

Утверждена приказом директора (дата, номер)

Срок сдачи студентом выполненной работы:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделю или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).

1. Передаточное отношение передачи с ПТК $u = 25$
2. Момент на выходе 265 Н·м
3. Обороты электродвигателя 3000 об/мин.
4. Грузоподъемность одного подшипника под кулачком $C=3540$ Н

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Анализ существующих конструкций редукторов с промежуточными телами качения по схеме 2k-v 2. Проведение конструкторских расчётов 3. Проектирование конструкции редуктора с ПТКСО 4. Разработка конструкторской документации
<p>Перечень графического материала</p> <p><i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Сборочный чертёж: 3 листа формата А1; Спецификация: 2 листа формата А4; Презентация в формате microsoft powerpoint</p>

<p>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</p> <p><i>(с указанием разделов)</i></p>	
<p style="text-align: center;">Раздел</p>	<p style="text-align: center;">Консультант</p>
<p>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</p>	<p>Старикова Е.В.</p>
<p>Социальная ответственность</p>	<p>Раденков Т.А.</p>
<p>Раздел на иностранном языке</p>	<p>Демьяненко Н.В.</p>
<p>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</p>	
<p style="text-align: center;">Глава 2 Расчёты и аналитика</p>	
<p> </p>	
<p> </p>	

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

Задание выдал руководитель:

<p style="text-align: center;">Должность</p>	<p style="text-align: center;">ФИО</p>	<p style="text-align: center;">Ученая степень, звание</p>	<p style="text-align: center;">Подпись</p>	<p style="text-align: center;">Дата</p>
<p style="text-align: center;">доцент</p>	<p style="text-align: center;">Ефременков Е.А.</p>	<p style="text-align: center;">к.т.н.</p>	<p> </p>	<p> </p>

Задание принял к исполнению студент:

<p style="text-align: center;">Группа</p>	<p style="text-align: center;">ФИО</p>	<p style="text-align: center;">Подпись</p>	<p style="text-align: center;">Дата</p>
<p style="text-align: center;">4АМ61</p>	<p style="text-align: center;">Васильев Анатолий Викторович</p>	<p> </p>	<p> </p>

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит из 86 страниц, 17 рисунков, 14 таблиц, 2 приложения, 16 источников литературы.

Ключевые слова: планетарные передачи, цевочное зацепление, циклоидальное зацепление, 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 2k-v.

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ кинематических схем планетарных передач, рассмотрены конструкции передач с ПТК и базовые конструкции редукторов по схеме 2k-v, на основе которых 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 ПТКСО. 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 сокращений и аббревиатур

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	7
Глава 1 Обзор литературы	8
1.1 Планетарные передачи	8
1.2 Конструктивное исполнение планетарных редукторов	11
1.2.1 Передача $k-h-v$	11
1.2.2 Передача $2k-h$	12
1.2.3 Передача $2k-v$	12
1.3 Циклоидально-цевочное зацепление	13
1.4 Производители редукторов по схеме $2k-v$	15
1.4.1 Sumitomo – серии Fine Cyclo F2CF-T	15
1.4.2 Nabtesco – серии RD-E	17
1.5 Передачи с промежуточными телами качения	18
1.6 Планетарные передачи с телами качения.	20
1.7 Передача со свободной обоймой	20
Глава 2 Расчёты и аналитика	23
2.1 Исходные данные	23
2.2 Построение передачи с ПТК и СО	23
2.3 Определение диаметров валов	25
2.4 Расчёт диаметра штифта	26
2.5 Выбор и расчёт шпонок на смятие	27
2.6 Проектный расчёт зубчатых передач	27
2.7 Проверка долговечности подшипников	29
3. Сборка редуктора	33
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	36
5. Социальная ответственность	52
Заключение	71
Список использованных источников	72
Приложение А	
Приложение Б	

Введение

В след за научно-техническим прогрессом всё больше возрастают требования к продукции машиностроительной отрасли. С каждым годом всё больше ужесточаются требования по размерам, массе и КПД. В машиностроении широко применяются передаточные механизмы, такие как редукторы. Стандартные исполнения редукторов уже не всегда справляются с поставленными техническими задачами. С целью повышения эффективности таких механизмов необходимо искать другие способы передачи и преобразования энергии. Всё чаще прибегают к различным модификациям, другим видам передач и зацеплений в редукторах, которые превосходят по своим характеристикам устаревшие механизмы.

На сегодняшний день оптимальным вариантом по улучшению эффективности и уменьшению массогабаритных характеристик редуктора является применение передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой на базе планетарной передачи.

Целью работы: Проектирование редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой по схеме 2к-в.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Анализ существующих конструкций планетарно-цевочных редукторов по схеме 2к-в
2. Проведение конструкторских расчётов
3. Проектирование конструкции редуктора с ПТКСО
4. Разработка конструкторской документации

Глава 1

Обзор литературы

1.1 Планетарные передачи

Главной отличительной особенностью планетарных передач является зубчатые колёса с перемещающимися осями. Планетарные передачи нашли применение в роли дифференциального механизма, коробки скоростей, редуктора с постоянным передаточным числом. Так же они успешно применяются в приборостроении, станкостроении, транспортном машиностроении и т.д.

При наличии большого количества различных типов планетарных передач, наибольшее распространение получила одноступенчатая планетарная передача (рис. 1). Она не имеет ограничений по применению и применяется как для малых, так и для больших мощностей в кинематических и силовых приводах. Коэффициент полезного действия (КПД) планетарной передачи находится в диапазоне 0.96...0.98 [10]

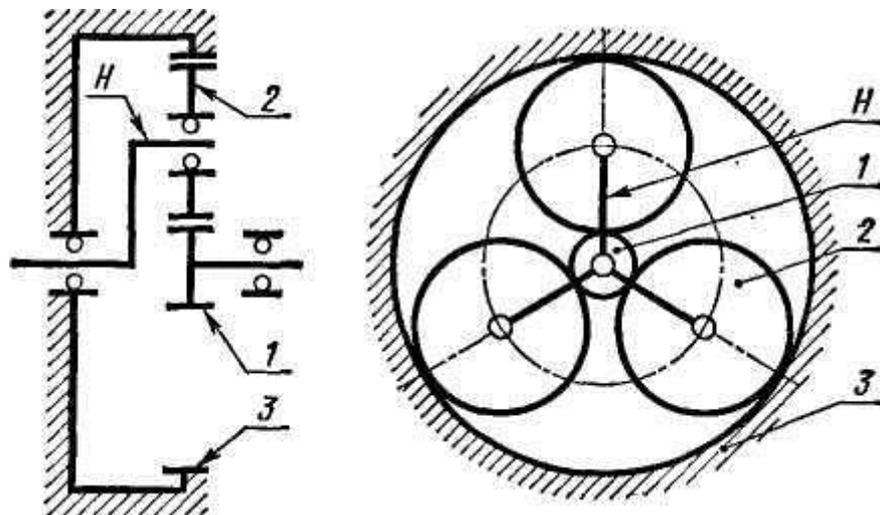


Рис. 1. - Схема одноступенчатой планетарной передачи

Сателлиты вращаются вокруг своих осей и обкатываются по центральным колесам, тем самым совершают движение, подобное движению планет. Водило как и сателлиты вращается вокруг центральной оси. При неподвижном колесе 3 движение передается к водилу H от колеса 1 или

наоборот. В случае если в планетарной передаче разработать оба колеса и водило подвижными, то такую передачу называют дифференциалом. С помощью дифференциала два движения можно сложить в одно или одно движение разложить на два. Например, движение от колес I и 3 можно передавать водилу H или движение от колеса 3 можно одновременно передать водилу H и колесу I и т. д [10].

В планетарных передачах применяются не только цилиндрические, но и конические колёса. Зубья могут быть прямые и косые. Обычно число сателлитов $C = 3...6$, но встречаются передачи с $C > 6$. Наибольшее распространение получили прямозубые передачи с числом сателлитов $C = 3$

Планетарные передачи наиболее полно удовлетворяют таким требованиям как экономное расходование материала, стремление к использованию наименьшего веса и габаритных размеров, что и даёт им существенное преимущество по сравнению с другими передачами. Главными достоинствами планетарных передач является правильное использование внутреннего зацепления и равномерное распределение нагрузки среди нескольких сателлитов. Следовательно, сама схема планетарной передачи позволяет получить меньшие габариты и вес за счёт уменьшения диаметров зубчатых колёс, чем в обычных передачах при одинаковых материалах, их механических характеристиках и точности изготовления[10].

Переход от обычных передач к планетарным может обеспечить снижение веса механизма от 1.5 до 5 раз. Большое значения снижения веса относится к тем случаям, в которых оказывается возможным использование мер повышения нагрузочной способности зацепления, применение которых в обычных передачах нерационально или даже невозможно.

Наряду с малым весом и габаритными размерами планетарные передачи отличаются малыми потерями на трение и высокой надёжностью. Потери на трение в авиационных и судовых приводах составляет $\sim 1\%$ при одной ступени, $1.5-2\%$ при двух ступенях, и существенно лучшими, чем в простых передачах, виброакустическими свойствами [10].

Все эти достоинства обеспечили широкое внедрение планетарных передач в стационарных и транспортных машинах.

Диапазон их использования очень широк, начиная с высокоответственных быстроходных приводов, мощностью которых доходит до 100 000 л.с., и кончая тихоходными передачами грузоподъемных машин и механизмов с ручным приводом.

Надёжность планетарных передач обеспечила применение их в таких высокоответственных и труднодоступных для осмотра и ремонта местах, как в приводе гидроагрегатов между генератором и турбиной. Приводы эти отличаются благоприятными шумовыми характеристиками и высокой надёжностью системы.

Достоинства планетарных передач не ограничиваются малыми потерями на трение, весом, габаритами и благоприятными виброакустическими свойствами. Благодаря планетарным передачам имеется возможность передавать энергию от одного двигателя, нескольким ведомым элементам с независимым движением.

Планетарные передачи позволяют осуществлять сложение движений, что обеспечило им широкое применение в металлорежущих станках, в приборостроении, в приводах с регулируемой скоростью при разветвлённых мощностях.

Планетарные передачи, как правило, выполняются с зубчатыми колёсами и лишь очень редко можно встретить фрикционные планетарные передачи. Среди высокоточных планетарных редукторов наилучшие технические характеристики имеют планетарные редукторы с косозубыми колёсами. Косозубые колёса одноступенчатого планетарного редуктора обеспечивают повышенный почти в 2 раза коэффициент перекрытия по сравнению с прямозубыми колёсами, что уменьшает люфт на выходе.

В России планетарные редукторы с косозубыми колёсами не изготавливаются, что обусловлено, по-видимому, отсутствием точных станков, пригодных для нарезания косозубых колёс внутреннего зацепления.

Потери в планетарных передачах в основном складываются из потерь в зацеплениях, в подшипниках и потерь на размешивание и разбрызгивание масла. Из этих потерь расчетным путем с наибольшей достоверностью могут быть найдены потери в зацеплениях, обусловленные скольжением профилей, поскольку в этом случае могут быть использованы обширные экспериментальные данные. Существенно большими получаются отклонения от действительных результатов при определении потерь на трение в подшипниках. Это в первую очередь относится к подшипникам трения скольжения [10].

1.2 Конструктивные исполнения планетарных редукторов

1.2.1 Передача $k-h-v$

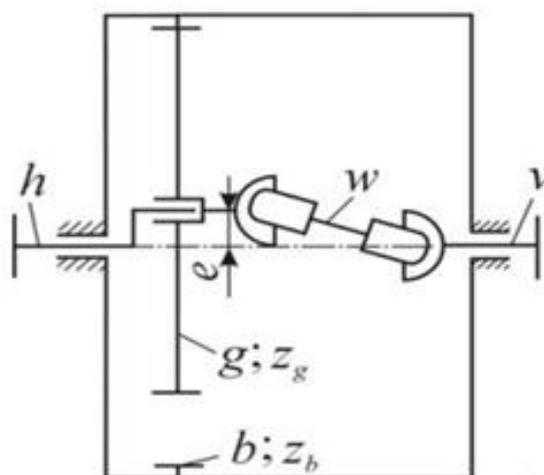


Рис. 3. – Схема $k-h-v$ с зафиксированным корпусом

Передача $k-h-v$ состоит из одного центрального цепочного колеса b , водила h , выполненного в виде эксцентрикового вала, стеллита g и звена v . Неотъемлемой частью передачи является механизм w с передаточным отношением между параллельными валами $i=1$. Таким механизмом могут быть: двойная шарнирная муфта Ольдгейма; механизм параллельных кривошипов. В передачи $k-h-v$ с фиксацией цепочного колеса и двойной шарнирной муфтой (механизм w) входной и выходной валы редуктора вращаются в разные стороны (рис. 3) Передача $k-h-v$ с зафиксированным

водилом реализована в дифференциальном механизме, который является мультипликатором с передаточным отношением меньше единицы: выходное и входное звенья вращаются в одном направлении; угловая скорость выходного звена немного больше входного.

1.2.2 Передача $2k-h$

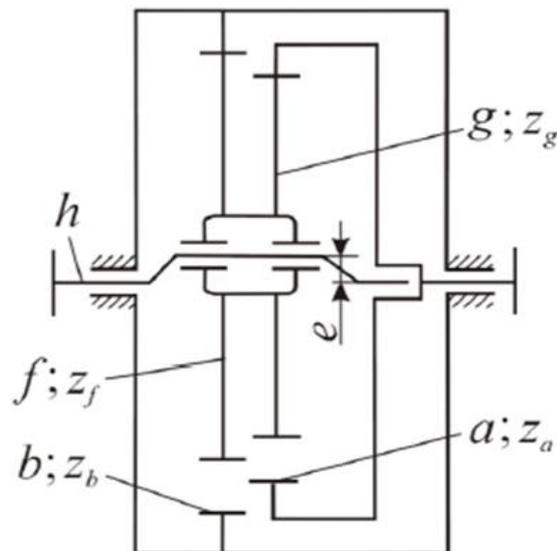


Рис. 4. - схема $2k-h$ с зафиксированным цевочным колесом

В двухвенцовой передаче $2k-h$ центральные колёса a и b имеют внутренние зубья, водило h – эксцентриковый вал, является входным звеном, к которому подводится вращающий момент. На эксцентриковом валу вращается двухвенцовый сателлит $f-g$. Передаточное число двухвенцового планетарно-цевочного редуктора с передачей $2k-h$ может быть весьма большим при небольшом числе цевок, что позволяет сделать диаметр цевок достаточно большим и использовать в качестве цевок ролики на игольчатых подшипниках, консольно закреплённые в цевочном колесе и корпусе.

1.2.3 Передача $2k-v$

Данная схема отличается от высокоточных редукторов других типов возможностью реализации большего передаточного числа (до 240) при

меньших габаритных размерах и меньшем моменте инерции, приведённом к быстроходному валу.

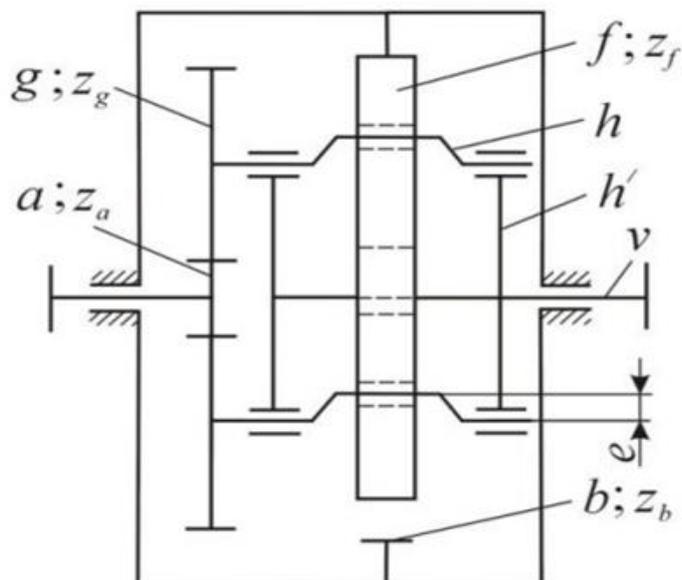


Рис. 5. - Схема $2k-v$ с зафиксированным цевочным колесом.

Передача состоит из двух центральных колес – зубчатого a и цевочного b , сателлитов g первой ступени, водила h' этих сателлитов, сателлита f второй ступени и выходного звена v , выполненного как одно целое с водилом h' . Эксцентрикковые валы h с эксцентриситетами e его колён выполняют функции водила второй ступени и механизма параллельных кривошипов [2].

Максимального передаточного отношения добиваются фиксацией цевочного колеса. В таком случае входной и выходной валы будут вращаться в одну сторону.

Передача $2k-v$ с зафиксированным центральным колесом внешнего зацепления считается перспективным для использования в качестве дифференциального привода центрифуг непрерывного действия.

1.3 Циклоидально-цевочное зацепление

Частным случаем циклоидального зацепления является цевочное зацепление. В цевочном зацеплении радиус производящей окружности одного из колес выбирается равным радиусу начальной окружности. В этом

случае гипоциклоидальный профиль зубьев ответного колеса обращается в точку, что позволяет зубья первого колеса выполнить в форме цилиндрических пальцев, называемых цевками, укрепленных между двумя дисками; второе колесо при этом выполняется как зубчатое. Преимуществом цевочного зацепления является возможность отказаться от фрезерования зубцов одного из колес – цевочного колеса. Кроме того, цевки можно сделать вращающимися, заменив трение скольжения между зубьями колес трением качения, что увеличивает КПД передачи [7].

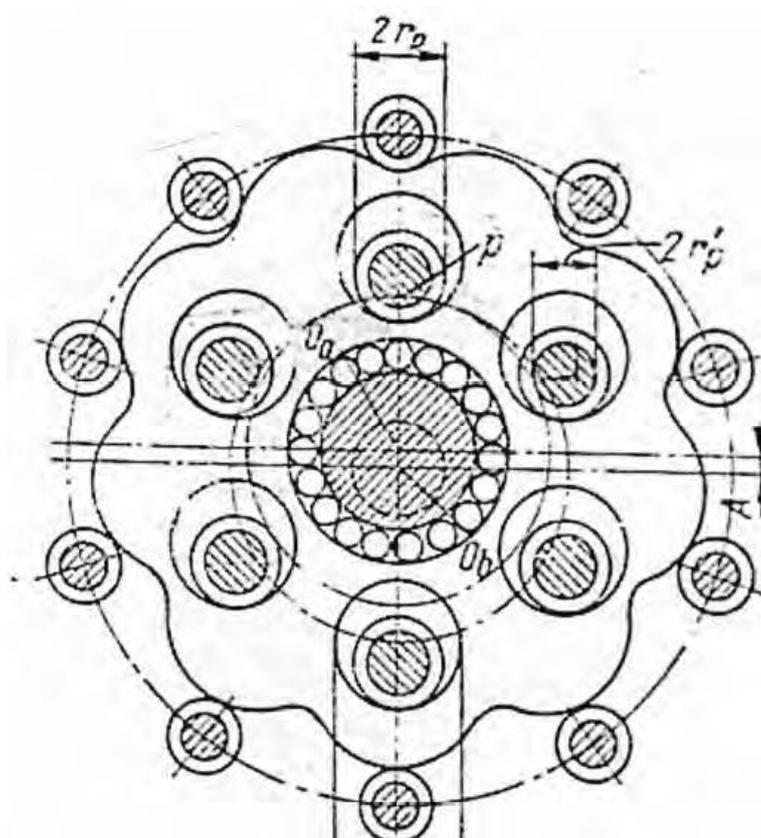


Рис. 2. – Циклоидально-цевочная передача

К достоинствам планетарных редукторов с цевочным зацеплением относятся многопарность зацепления (примерно 50% зубьев колеса участвуют в передаче усилия) и, как следствие, малая удельная металлоёмкость на единицу передаваемой мощности и малые габариты. Кроме того, циклоидальные редукторы при должном качестве изготовления обладают повышенной долговечностью.

Однако эти редукторы тоже не свободны от ряда недостатков, ограничивающих их области применения. Помимо требуемой чрезвычайно высокой точности изготовления деталей, только при соблюдении, которой реализуются все упомянутые выше достоинства передачи, и наличия специального инструмента, передача имеет ряд специфических ограничений для применения ее в мехатронных устройствах. Эти ограничения сводятся к следующему[3]:

- нельзя получить большое передаточное отношение в одной ступени (например, 180) из-за больших габаритов колес. Циклоидальные зубья имеют большой шаг по сравнению с эвольвентными. Отсюда – большие диаметры колес. Это ограничивает возможность применения таких передач без их модернизации в мехатронных устройствах, где обычно малые мощности и большие передаточные отношения;
- нельзя создать редуктор с мелкими зубьями из-за сложности изготовления цевок малого диаметра.

1.4 Производители редукторов по схеме $2k-v$

Поскольку по заданию необходимо спроектировать редуктор по схеме $2k-v$, рассмотрим более подробно существующие редуктора с данной схемой. На данный момент по схеме $2k-v$ выпускает редукторы несколько фирм-производителей: Sumitomo – серии Fine Cyclo F2CF-T и Nabtesco – серии RD-E.

1.4.1 Sumitomo – серии Fine Cyclo F2CF-T

Фирмой Sumitomo разработано несколько типоразмеров цевочных редукторов, конструкция одного из них представлена на рисунке 6. Рассмотрим его устройство и работу. Редуктор Sumitomo серии Fine Cyclo F2CF-T состоит из входного вала-шестерни 1, зубчатых колёс 2, имеющих эвольвентный профиль и установленных на эксцентриковом валу 3, сателлиты 4 с циклоидальным профилем, находящиеся на эксцентриситетах

вала 3, цевки 5, установленные в корпусе 6 и корпусные диски 7 и 8, являющиеся выходными звеньями механизма. Корпусные диски 7 и 8 соединены стяжками 9.

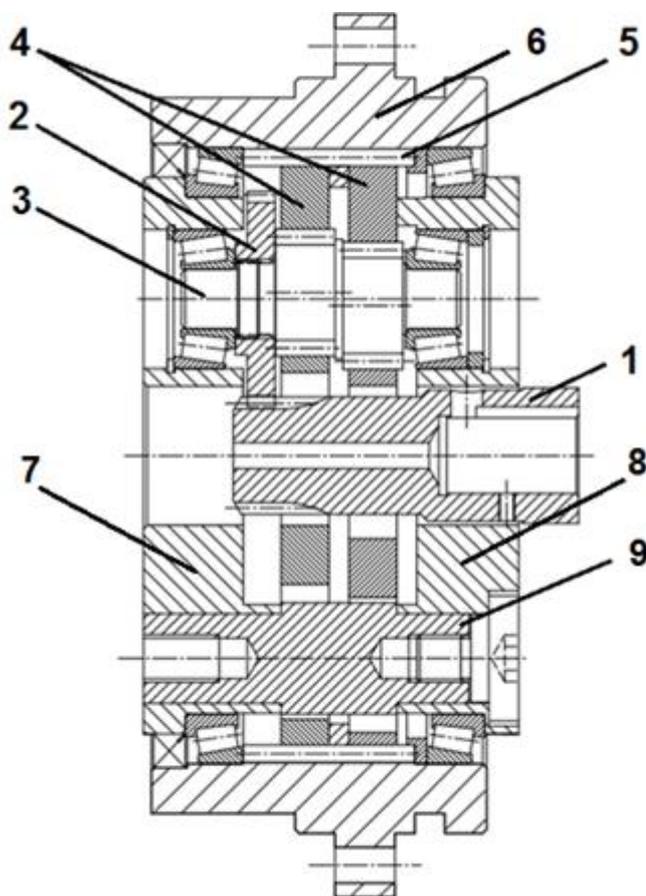


Рис. 6. – Редуктор Sumitomo – серии Fine Cyclo F2CF-T (с расположением сателлита первой ступени между опорами эксцентриковых валов): 1- Входной вал, 2 – сателлит, 3 – эксцентриковый вал, 4 – циклоидальные сателлиты, 5 – цевки, 6 – корпус, 7-8 – корпусные диски, 9 – стяжка.

Вращение от входного вала 1 передается зубчатому колесу 2 через шестерню, выполненную за одно целое с входным валом. Вращение колеса 2 через шпоночное соединение передается сначала эксцентриковому валу 3 установленному на роликовых подшипниках, а затем и циклоидальным сателлитам. За счёт эксцентриситетов на валу 3, сателлиты обкатываются по циклоидальному профилю цевок 5, (установленных неподвижно в корпусе 6) что в свою очередь позволяет сателлитам и валу 3 вращаться вокруг оси

входного вала. Вместе с валом 3 так же будут вращаться и корпусные диски 7 и 8, которые соединены между собой стяжкой 9, с которой и будет сниматься выходной момент.

Данная конструкция редуктора позволяет устанавливать выходной вал как спереди, так и сзади, так как поверхности водила, открыты с обеих сторон. Конструкция компактна, но трудоёмка при сборке, причём напрессовку сателлитов первой ступени на эксцентриковые валы необходимо выполнять с высокой точностью по углу поворота, так как после сборки зацепление первой ступени недостаточно для регулировки [7].

1.4.2 Nabtesco – серии RD-E

Редукторы RD-E поставляются полностью закрытыми (смазка заложена в редуктор и установлены соответствующие манжеты), с адаптером и соединительной муфтой под серводвигатель. Это упрощает и сокращает время на монтаж \ замену редуктора.

Редукторы RD-E имеют сквозное отверстие для прокладки кабелей, шлангов и прочих элементов сквозь редуктор. Помимо этого, данные редукторы могут иметь практически любое передаточное отношение из-за подсоединения электродвигателя сбоку от редуктора, вследствие чего появляется дополнительная предступень. Встроенные радиально-упорные подшипники способны выдержать большие нагрузки со стороны рабочего органа машины и не требуют применения дополнительных опор.

Рассмотрим устройство редуктора (Рис.7). Редуктор Nabtesco серии RD-E состоит из входного вала с установленной на нем шестерней, зубчатых колёс, имеющих эвольвентный профиль и установленных на коленчатом валу, сателлиты с циклоидальным профилем, находящиеся на эксцентриситетах коленчатого вала, установленного на игольчатых подшипниках в выходном звене. Выходным звеном является компонент высокой жёсткости соединённый стяжкой. Между корпусом и выходным звеном находятся сальники.

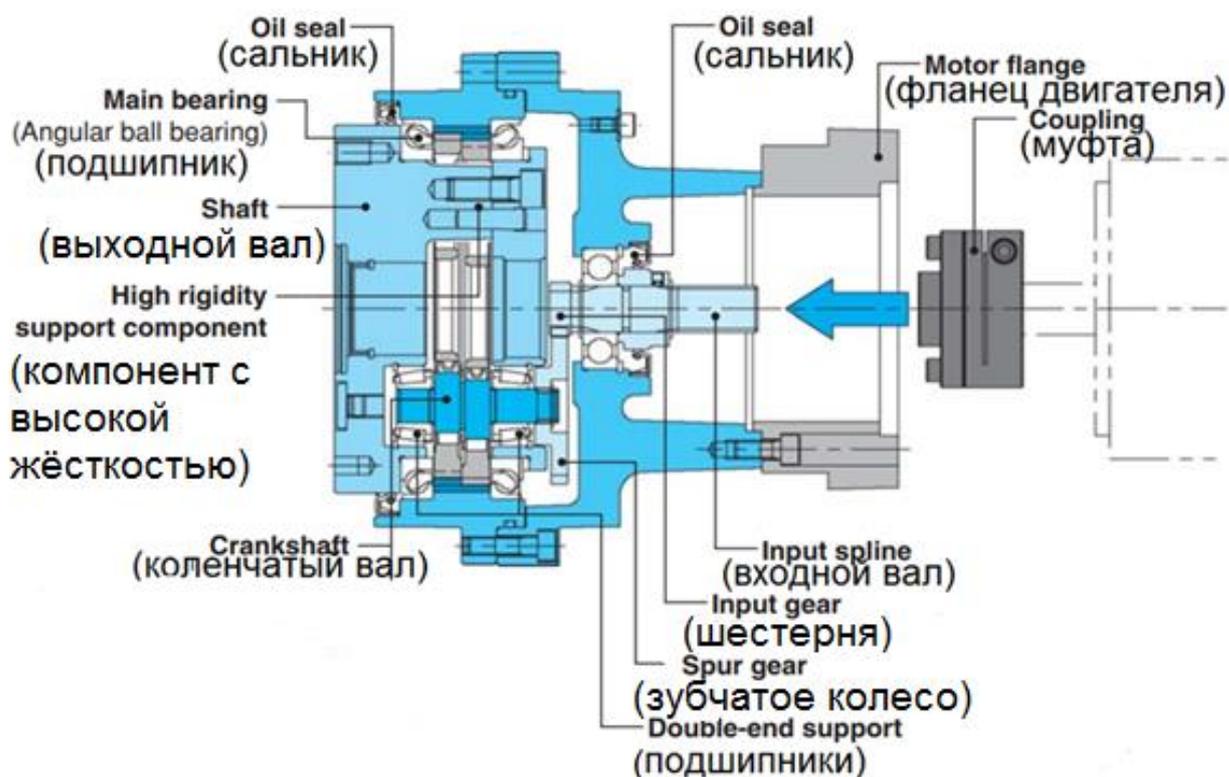


Рис. 7. – Редуктор Nabtesco – серии RD-E (с консольным расположением сателлита первой ступени)

Вращающий момент на входной вал передаётся через муфту от электродвигателя. Дальнейшее движение от входного вала через зубчатое зацепление передаётся коленчатому валу, от которого цевочные колеса приходят в движение. В свою очередь цевочные колёса соединены с выходным валом через компонент высокой жёсткости.

Данная конструкция редуктора обеспечивает меньший угловой люфт и большую плавность работы. Сателлиты установлены на эксцентриковых валах с помощью упругих конических колец, что позволяет обеспечить натяг без осевого перемещения сателлита и установить быстроходные сателлиты в нужном угловом положении[7].

1.5 Передачи с промежуточными телами качения

С целью уменьшения габаритов и веса механизма целесообразно выбрать класс механических передач с промежуточными телами качения. Помимо уменьшения веса и габаритов, такая передача обеспечит

многопоточность при передачи нагрузки. Пожалуй, единственным недостатком такой передачи является невысокий КПД.

Исследованиями в области передач с промежуточными телами качения занимались М. Ф. Пашкевич, А. Е. Беляев, А. И. Бостан, Р. М. Игнатищев, Ан И-Кан, Е.А. Ефременков и др. Ими проведены несколько фундаментальных успешно завершившихся исследований. В сравнении с современным уровнем развития механических передач, проведённые ими исследования, имеют не высокий уровень эффективности. Однако исследования в области ППТК продолжается и в настоящее время.

Помимо наличия всех факторов, влияющих на сопротивление качению в передачах с промежуточными телами качения, они являются перспективными по сравнению с традиционным зубчатыми передачами также и потому, что обладают определенными преимуществами, а именно:

1) потенциально имеют высокую нагрузочную способность при небольших габаритных размерах благодаря большим значениям коэффициента перекрытия;

2) обладают широкими кинематическими возможностями, в том числе могут работать в режимах дифференциала и мультипликатора, позволяют создавать коробки передач при поочередном торможении разных звеньев, обеспечивают возможность получения разнонаправленности вращения ведущего и ведомого валов при использовании определенных кинематических схем, осуществлять преобразование вращательного движения в возвратно-поступательное, и др.;

3) имеют относительно низкую себестоимость изготовления, сборки и ремонта.

Передачи с ПТК в большинстве вариантов соосны и обладают свойством самоторможения. На основе этих передач возможно создание малогабаритных редуцирующих узлов, которые легко встраиваются в различные механизмы, машины и приспособления.

В Томском политехническом институте в 80-х гг. была сформирована научная школа под руководством А. Е. Беляева, которая занималась исследованием передач с промежуточными телами (в том числе и с параллельными валами). Отметим, что передачи с промежуточными телами сложны в изготовлении: формообразование профилей зубьев на колесах, особенно сложной формы, в 70–80-х гг. прошлого века было связано с определенными технологическими трудностями, увеличивавшимися требованиями повышенной точности [11].

1.6 Планетарные передачи с телами качения

Главным отличием такого механизма является наличие трёх основных звеньев, которые в процессе работы контактируют с телами качения и способны образовывать дифференциалы (кроме редукторов). Шариковая (роликовая) планетарная передача, работая в режиме редуктора, состоит из трёх основных звеньев (ведущее, ведомое и заторможенное), а также включается в себя промежуточные звенья в виде тел качения, которые и выполняют функцию сателлитов.

В передачах данного типа, тела качения образуют систему и рассматриваются как отдельное звено. Относительные движения центров тел качения внутри этой системы взаимосвязаны, а движение всей системы аналогично движению гибкого звена волновой передачи. Хотя передача и называется «со свободными телами качения», на самом же деле тела качения не свободны, а перемещаются под действием наложенных на них связей [11].

1.7 Передача со свободной обоймой

Усовершенствованием передач с промежуточными телами качения, применяемых сейчас в производстве, является передача с ПТК и свободной обоймой. Передача с ПТК со свободной обоймой позволяет наиболее полно обеспечить требуемый комплекс технических характеристик.

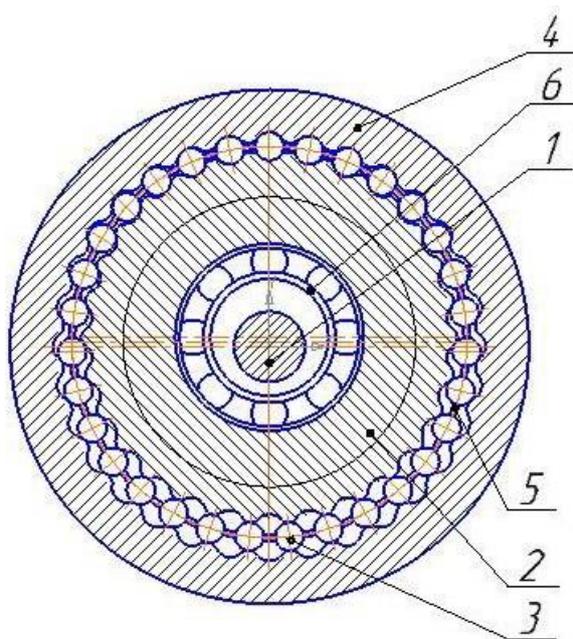


Рис 8. - Передача с ПТК и свободной обоймой.

1 – вал, 2 – кулачок, 3 – тела качения, 4 – венец, 5 – сепаратор, 6 – подшипник качения

Из описания работы этой передачи следует, что движение передается на кулачек 2 установленного на подшипнике 6 от входного вала 1. Промежуточные тела качения 3, заключенные в обойме (сепараторе) 5, находятся в непрерывном контакте с циклоидальными профилями венца 4 и кулачка 2. Поэтому при движении тела качения 3, обкатываясь по циклоидальному профилю венца 4, сообщают кулачку 2 и сепаратору 5 вращательное движение в обратную сторону. Выходной вал жестко соединен с кулачком 2. Таким образом, выходным нагруженным элементом передачи с ПТК и свободной обоймой является кулачек 2.

Как следует из анализа работоспособности передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой, наиболее ответственной деталью являются колеса с циклоидальным профилем. Сепаратор в данной передаче не несет нагрузки, в отличие от предыдущей ее конструкции, тем самым данная деталь не является ответственной. Тонкостенный сепаратор менее технологичен в изготовлении, однако в виду того, что он является свободным требованием к его изготовлению несколько

ниже аналога. Тогда для передач с ПТК любой конструкции необходимо особое внимание уделить получению циклоидальных профилей [6].

Глава 2

Расчёты и аналитика

2.1 Исходные данные

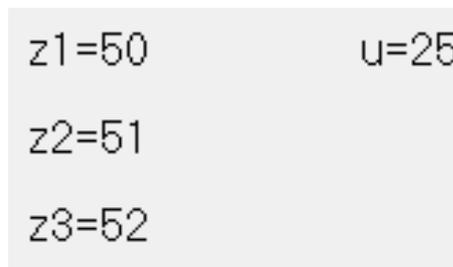
Передаточное отношение передачи с ПТК $u = 25$;

Момент на выходе 265 Н·м;

Обороты электродвигателя 3000 об/мин.

2.2 Построение передачи с ПТКСО

Рассчитаем число зубьев и число тел качения с помощью программы по значению передаточного отношения передачи с ПТК (рис. 9).



```
z1=50      u=25
z2=51
z3=52
```

Рис. 9. – Число зубьев и число тел качения

$Z_1 = 50$ – число зубьев кулачка;

$Z_2 = 51$ – число тел качения;

$Z_2 = 52$ – число зубьев венца.

Для получения геометрических размеров кулачка, роликов и венца будем использовать специальную программу в которой задаются исходные данные (рис 10), и после этого программа выдает геометрические размеры передачи с ПТКСО (рис. 11).

Введите радиус производящей окружности r2: 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 - 6,8286 : мм

Введите число точек в файле

Рис. 10. - Ввод исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой в программу

Произведем расчет по данным исходным параметрам, и получим следующие значения (Рис. 10).

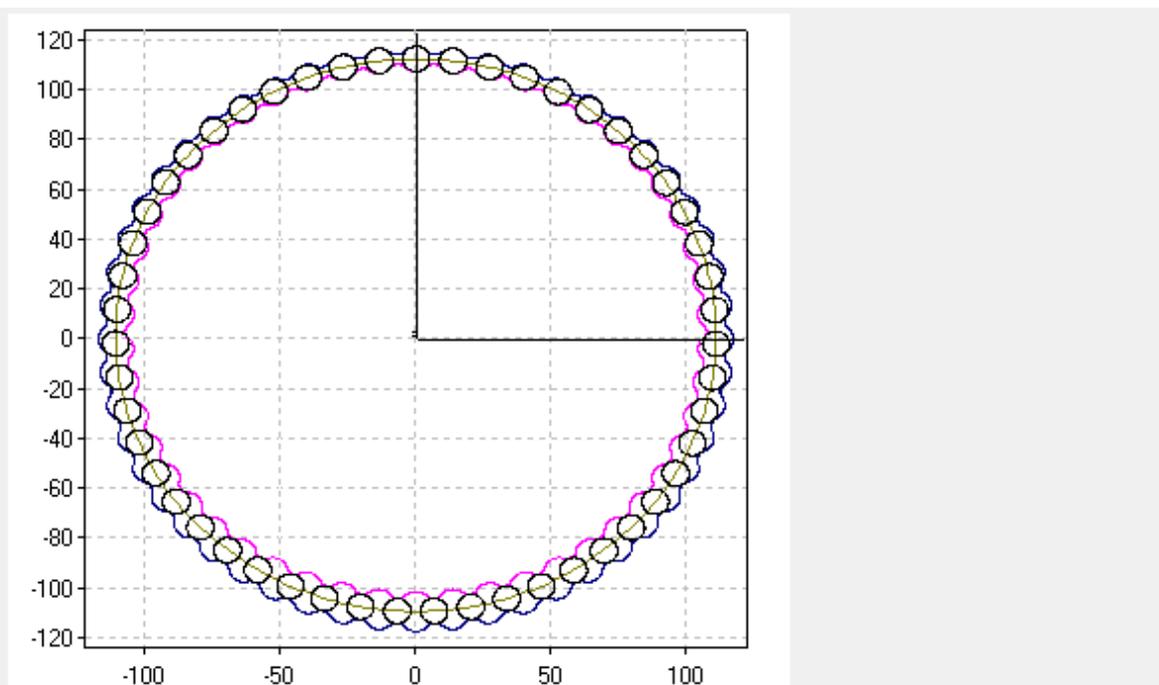


график первого модуля

	Венца 1 модуль, мм	Кулачка 1 модуль, мм
Радиус впадин	117,42	104,42
Радиус выступов	114,42	107,42
Число зубьев Z	52	50
Наименьшее расстояние между телами качения	3,650 мм	
Наименьшее расстояние между профилями	4,000 мм	
Эксцентриситет передачи 2e	3,000 мм	
Радиус центров тел качения	110,925 мм	

Рис. 11. - Рассчитанные данные профиля передачи с ПТКСО

Также формируется файл с точками профиля, по которому мы можем с помощью программы «КОМПАС» построить профили.

2.3 Определение диаметров валов

$$\text{Диаметр вала: } d = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 \cdot [\tau_K]}}; \quad T = \frac{T_{\text{ВЫХ}}}{u} \cdot \eta$$

где d – диаметр вала;

T – момент кручения на валу;

$T_{\text{вых}}$ – момент на выходе;

u – передаточное отношение между валами;

η – КПД между валами;

$[\tau_k] = 20$ МПа – допускаемое касательное напряжение материала при кручении.

Для вала выбираем значения: $t = 4$ мм – приблизительная высота буртика, $f = 0,5$ мм – размер фасок вала.

Входной вал: $d_1 = \sqrt[3]{\frac{265000}{50} \cdot 0,96} = 10,6$ мм; Принимаем $d_1 = 20$ мм с учётом запаса под шпоночный паз. Определим диаметр посадочной поверхности подшипника: $d_{n1} = 25$ мм. Принимаем диаметр буртика $d_{61} = 33$ мм.

Эксцентрикковые валы: $d_2 = \sqrt[3]{\frac{265000}{25} \cdot 0,98} = 13,4$ мм, Принимаем $d_2 = 22$ мм с учётом запаса под шпоночный паз. Определим диаметр посадочной поверхности подшипника: $d_{n2} = 25$ мм. Принимаем диаметр буртика $d_{62.1} = 28$ мм. Был выбран диаметр эксцентриков $d_3 = 35$ мм и диаметр буртиков для подшипников на эксцентриках $d_{62.2} = 40$ мм.

2.4 Расчёт диаметра штифта

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

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

где: $d_{\text{шт}}$ – диаметр штифта;

T – вращающий момент;

r – расстояние от центра вала до штифта;

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

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 265000}{\pi \cdot 133.8 \cdot [\tau_{\text{сп}}]}} = 8.2 \text{ мм} \text{ примем диаметр штифта } 10 \text{ мм}$$

2.5 Выбор и расчёт шпонок на смятие

Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4,4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$$

Подбор шпонок произведём по ГОСТ 23360-78

Шпонка под шестерню на входном валу:

Базовые данные шпонки: $d = 20 \text{ мм}$, $h = 6 \text{ мм}$, $l = 14 \text{ мм}$, $T = 4.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$

$$\text{Расчёт на смятие: } \sigma_{\text{см}} = \frac{4,4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l} = \frac{4,4 \cdot 4,8}{0,020 \cdot 0,006 \cdot 0,014} = 12,57 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

Условное обозначение шпонки: 6 х 6 х 20

Количество шпонок: 1

Шпонка под цилиндрическое зубчатое колесо на эксцентриковых валах:

Базовые данные шпонки: $d = 22 \text{ мм}$, $h = 6 \text{ мм}$, $l = 10 \text{ мм}$, $T = 10.4 \text{ Н} \cdot \text{м}$

$$\text{Расчёт на смятие: } \sigma_{\text{см}} = \frac{4,4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l} = \frac{4,4 \cdot 9,5}{0,022 \cdot 0,006 \cdot 0,010} = 34,67 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

Условное обозначение шпонки: 6 х 6 х 16

Количество шпонок: 1

2.6 Проектный расчёт зубчатых передач

Радиус подшипника корпусного колеса определяет максимальный размер 105 мм в который необходимо уместить зубчатые колёса. Минимальный радиус зубчатого колеса входного вала 20 мм (радиус посадочной поверхности зубчатого колеса 20 мм).

$105 - 20 = 85 \text{ мм}$ – свободного пространства под зубчатое колесо эксцентриковых валов.

$$a_{\omega} = \frac{85}{2} + 20 = 62,5 \text{ мм} \text{ – примерное межосевое расстояние}$$

Примем $a_\omega = 60$ мм – данное межосевое расстояние обеспечит нам удобное размещение зубчатых колёс и позволит обеспечить передаточное отношение зубчатого зацепления $u = 2$

Определяется модуль m :

$$m = (0.01 \dots 0.02) \cdot a_\omega$$

$$m = (0.01 \dots 0.02) \cdot 60 = 0.6 \dots 1.2$$

Значение модуля выбирается по ГОСТ 9563-60 и принимаем $m=1$ мм.

Определяются числа зубьев колес z_1 и z_2 :

$$z = \frac{2 \cdot a_\omega}{(u + 1) \cdot m}$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 60}{(2+1) \cdot 1} = 40, \text{ принимаем число зубьев } z_1=40$$

$$z_2 = z_1 \cdot 2 = 40 \cdot 2 = 80$$

Делительные диаметры колёс d_1 и d_2 , мм.:

$$d = m \cdot z$$

$$d_1 = 1 \cdot 40 = 40 \text{ мм}, d_2 = 1 \cdot 80 = 80 \text{ мм},$$

$$\text{Проверим: } a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$a_\omega = \frac{40 + 80}{2} = 60 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца b , мм.:

$$b = a_\omega \cdot \Psi_{ba}$$

Ψ_{ba} коэффициент ширины зубчатого венца $\Psi_{ba}=0.315$,

ширина зубчатого колеса $b_1 = 60 \cdot 0.315 = 18.9$ примем $b_1=20$ мм

ширина шестерни $b_2 = b_1 + 5 = 25$ мм

Выбирается степень точности:

Степень точности 8, для прямозубых колес по ГОСТ 1643-81.

Определяются диаметры вершин зубьев d_a и впадин d_f зубчатых колёс, мм:

$$\text{Диаметр вершин зубьев: } d_a = d + 2 \cdot m$$

$$\text{Диаметр впадин зубьев: } d_f = d - 2.5 \cdot m$$

шестерня входного вала:

$$d_{\alpha 1} = 40 + 2 \cdot 1 = 42 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = 40 - 2.5 \cdot 1 = 37.5 \text{ мм};$$

Колёса эксцентриковых валов:

$$d_{\alpha 2} = 80 + 2 \cdot 1 = 82 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 80 - 2.5 \cdot 1 = 77.5 \text{ мм}.$$

2.7 Проверка долговечности подшипников

Наибольшему риску поломки подвержены подшипники на эксцентриковых валах. Проверим подшипники на долговечность в двух положениях.

По значениям диаметров посадочных поверхностей вала подобрали подшипники по ГОСТ 8338-75:

Для точек 2 и 5 – 1000905: $d=25$ мм, $D=42$ мм, $B=9$ мм, $C=7320$ Н $C_0=3680$ Н.

Для точек 3 и 4 – 1000807: $d=35$ мм, $D=55$ мм, $B=10$ мм, $C=10400$ Н $C_0=5650$ Н.

где: d – внутренний диаметр подшипника;

D – наружный диаметр подшипника;

B – ширина подшипника;

C – динамическая грузоподъёмность подшипника по каталогу;

C_0 – статическая грузоподъёмность подшипника по каталогу.

Нагрузка от зубчатого колеса:

$$F_1 = \frac{3540 \cdot 1.2}{6} = 700 \text{ Н}$$

где: 1.2 – коэффициент запаса,

6 – количество подшипников

$F_1 = - F_2 = 700 \text{ Н}$ - нагрузка воспринимаемая одним подшипником под кулачком

$$F_3 = \frac{2T_2}{d_2}$$

где T_2 – момент на валу;

d_2 – диаметр вала

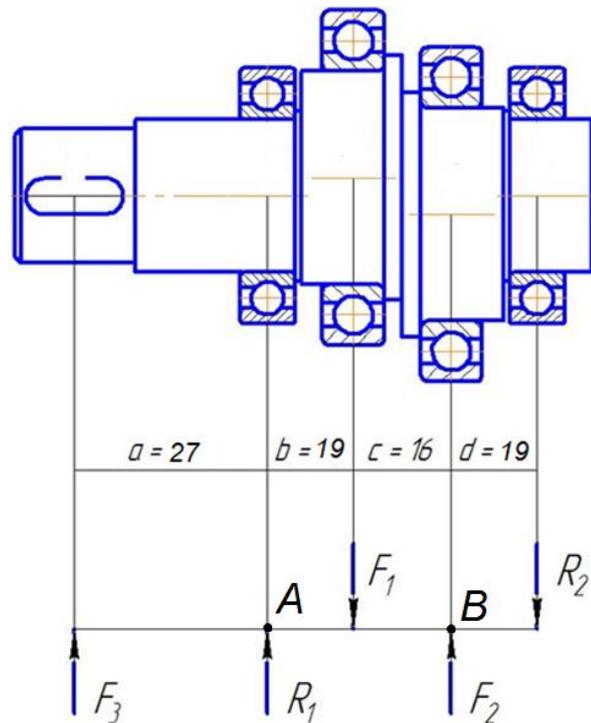


Рис. 12. – Воспринимаемые нагрузки подшипниками на валу в первом положении

Расстояния между приложенными нагрузками (между подшипниками и зубчатым колесом):

$a=27 \text{ мм}$; $b=19 \text{ мм}$; $c=16 \text{ мм}$; $d=19 \text{ мм}$.

Производим расчеты:

$$F_3 = \frac{2 \cdot 9550}{22} = 868 \text{ Н}$$

Находим опорные реакции:

Составим уравнение равновесия моментов относительно точек А и В (рис. 12)

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-F_3 \cdot a - F_1 \cdot b + F_2 \cdot (b + c) - R_2 \cdot (b + c + d) = 0$$

$$R_2 = \frac{-F_3 \cdot a - F_1 \cdot b + F_2 \cdot (b + c)}{(b + c + d)}$$

$$R_2 = \frac{-868 \cdot 27 - 700 \cdot 19 + 700 \cdot (19 + 16)}{(19 + 16 + 19)} = -226 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$-F_3 \cdot (a + b + c + d) - R_1 \cdot (b + c + d) + F_1 \cdot (c + d) - F_2 \cdot d = 0$$

$$R_1 = \frac{-F_3 \cdot (a + b + c + d) + F_1 \cdot (c + d) - F_2 \cdot d}{(b + c + d)}$$

$$R_1 = \frac{-868 \cdot (27 + 19 + 16 + 19) + 700 \cdot (16 + 19) - 700 \cdot 19}{(19 + 16 + 19)} = -1094 \text{ Н}$$

Проведём расчёт для второго нагруженного положения (рис. 13)

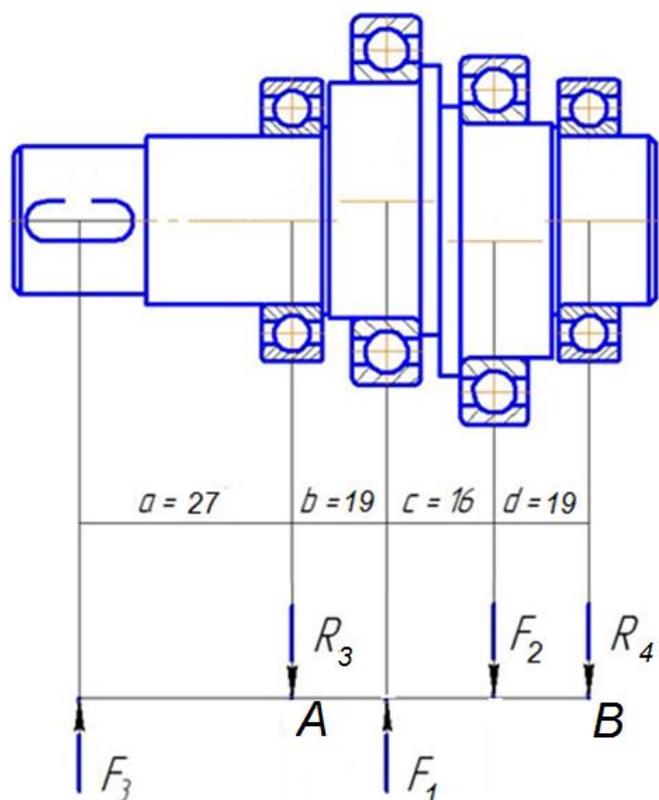


Рис. 13. – Воспринимаемые нагрузки подшипниками на валу во втором положении

Находим опорные реакции:

Составим уравнение равновесия моментов относительно точек А и В (Рис. 13)

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-F_3 \cdot a + F_1 \cdot b - F_2 \cdot (b + c) - R_4 \cdot (b + c + d) = 0$$

$$R_4 = \frac{-F_3 \cdot a + F_1 \cdot b - F_2 \cdot (b + c)}{(b + c + d)}$$

$$R_4 = \frac{-868 \cdot 27 + 700 \cdot 19 - 700 \cdot (19 + 16)}{(19 + 16 + 19)} = -641 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$-F_3 \cdot (a + b + c + d) + R_3 \cdot (b + c + d) - F_1 \cdot (c + d) + F_2 \cdot d = 0$$

$$R_3 = \frac{F_3 \cdot (a + b + c + d) + F_1 \cdot (c + d) - F_2 \cdot d}{(b + c + d)}$$

$$R_3 = \frac{868 \cdot (27 + 19 + 16 + 19) + 700 \cdot (16 + 19) - 700 \cdot 19}{(19 + 16 + 19)} = 1509 \text{ Н}$$

Найдём среднее значение нагрузки на подшипник в узле А:

$$R_{re} = \frac{R_1 + 2R_3}{3}$$

$$R_{re} = \frac{1094 + 2 \cdot 1509}{3} = 1237 \text{ Н}$$

Рассчитываем эквивалентную нагрузку для наиболее нагруженного подшипника.

Эквивалентная нагрузка:

$$P_3 = (P_{re} \cdot \nu \cdot X + F_\alpha \cdot Y) \cdot K_b \cdot K_t$$

Где: P_3 – эквивалентная нагрузка;

P_{re} – радиальная нагрузка;

F_{α} – осевая нагрузка;

ν - коэффициент вращения, учитывающий, какое кольцо вращается (внутреннее - $\nu = 1$ или наружное – $\nu = 1.2$);

X, Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (для шарикового радиального подшипника $X = 1, Y = 0$);

k_6 – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник (характер нагрузки на подшипник лёгкий, толчки отсутствуют $k_6 = 1$);

k_t – температурный коэффициент, учитывающий рабочую температуру нагрева подшипника, если она превышает 100°C .

Эквивалентная нагрузка на подшипнике в узле А:

$$P_3 = (1237 \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1 = 1237 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность подшипников, млн.об.:

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

Расчетная долговечность на узле А: $L = \left(\frac{7320}{1237}\right)^3 = 207.2$ млн. об.

Расчетная долговечность, часов:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n};$$

Где: n – частота вращения вала = 1500 об/мин

Расчетная долговечность подшипника: $L_h \frac{207.2 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500} = 2302 \text{ ч}$

При 8 часовом рабочем дне подшипники прослужат: $\frac{2302}{8} = 288$ дней или 0.8 года.

Рекомендации: С начала введения редуктора в эксплуатацию, проводить техническое обслуживание по замене подшипников каждые 3 квартала или 0.75 года.

3. Сборка редуктора

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора.

В процессе сборки все подшипники смазываются консистентной смазкой, вложив мазь в камеры подшипниковых узлов.

Сборочный узел 1:

Подшипники 37 устанавливаются в сателлиты 6 и закрепляются стопорными кольцами 29.

Сателлиты 6, устанавливаются на эксцентриковые валы 8 и их положение закрепляется стопорными кольцами 33.

На валы 8 напрессовываются подшипники 38, предварительно нагретые в масле до 80-100⁰С, и крепятся стопорными кольцами.

Сборочный узел 2:

В обойму 2 устанавливаются ролики 1 предварительно помещённые в сепаратор 13.

В корпус входной стороны 3 запрессовывается подшипник 40 и соединяется с обоймой 2 болтами 27 с шайбами 42.

Сборочный узел 3:

На входной вал 11 напрессовывается подшипник 39, крепится стопорным кольцом 32, и устанавливается в корпусной диск 14.

Сборочный узел 3 соединяются со сборочным узлом 2.

Сборочный узел 1 соединяется со сборочным узлом 2 и крепится стопорным кольцом 32.

На вал 11 напрессовывается оставшийся подшипник 39 и крепится стопорным кольцом 32.

Сборочный узел 4:

На корпусной диск 14 напрессовывается второй подшипник 40 и запрессовывается в корпус выходной стороны 4.

Подшипник 40 крепится стопорными кольцами 31 и 32

В свободный сателлит устанавливаются оставшиеся ролики 1 установленные в сепараторе 13.

Сборочный узел 4 соединяется с уже собранной конструкцией (сборочный узел 1, 2, 3).

Два корпусных диска 14 стягиваются посредством соединения стяжки 12 и опоры стяжки 16, которые в свою очередь стягиваются болтами 25 и шайбами 41.

В крышку 5 устанавливается манжета 36 и крепится с корпусом входной стороны 3 болтами 26 с шайбами 43.

На валы 8 одеваются дистанционные кольца 15.

На валы 11 и 8 устанавливаются шпонки 44, 45 и крепятся колёса 9 и шестерня 10.

Колёса 9 крепятся на валах шайбой 19, притянутой к валам 9 винтами 28.

Шестерня 10 фиксируется на валу стопорным кольцом 34

Зубчатые соединения смазываются консистентной смазкой.

В корпус выходной стороны вставляется уплотнительное кольцо 35.

В собранную конструкцию устанавливается выходной диск 7 и фиксируется болтами 25 с шайбами 41.

Далее проводится равномерная протяжка всех болтов.

После приработки редуктор готов к эксплуатации.

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

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Васильев Анатолий Виктрович

Школа	ИШНПТ	Отделение	материаловедения
Уровень образования	магистр	Направление/специальность	машиностроение

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

<ol style="list-style-type: none"> 1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i> 2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i> 3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i> 	<i>Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах</i>
--	--

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<ol style="list-style-type: none"> 1. <i>Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i> 2. <i>Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок</i> 3. <i>Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i> 	<ol style="list-style-type: none"> 1. <i>Потенциальные потребители результатов исследования;</i> 2. <i>Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения;</i> 3. <i>SWOT-анализ;</i> 4. <i>Инициация проекта.</i> <p><i>Оценка сравнительной эффективности исследования. Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта</i></p>
--	---

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Васильев А. В.		

4.1 Предпроектный анализ. Потенциальные потребители результатов исследования

Целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурс эффективность и ресурсосбережение» является определение перспективности и успешности научно-исследовательского проекта по проектированию редуктора с ПТКСО.

Для достижения цели в данном разделе выпускной квалификационной работы представлены результаты расчётов бюджета научного исследования, оценочная карта сравнения конкурентных технических решений, оценка сравнительной эффективности исследования, рассмотрены различные варианты рисков связанных с реализацией продукции на потребительском рынке.

Потенциальным потребителем результатов исследования может являться любое машиностроительное предприятие. В особенности производители редукторов и мультипликаторов. Поскольку редуктора используются практически в любой отрасли, где используются машины, то любому машиностроительному предприятию производителю данные результаты исследования будут представлять интерес.

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

4.1.1 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

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

Заполнить данный пробел может передача с ПТК с свободной обоймой. На данной передаче уменьшается трения тел качения о профили, потому что тела качения обхватывается с обеих сторон профилями. Компенсируется сила и за счет компенсации сепаратор разгружен.

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

Таблица 1 – Карта сегментирования рынка

		Потенциальные отрасли использования редукторов с птк		
		Авиастроение	машиностроение	Космическое машиностроение
Характеристики	Высокий КПД (малые потери)			х
	Материалоёмкость (компактность)	х	х	х
	Надёжность, долговечность	х		х
	Цена		х	

Как видно из карты сегментирования, основным сегментом данного рынка является космическое машиностроение, где требуются высокая компактность и малые потери. Однако помимо космического машиностроения характеристиками проектируемого редуктора могут пользоваться и другие машиностроительные отрасли.

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

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

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы		Конкурентоспособность	
		Б _{к1}	Б _{к2}	К _{к1}	К _{к2}
1	2	4	5	6	7
Технические критерии оценки ресурсоэффективности					
1.Простота изготовления	0,2	4	4	0,4	0,4
2.Энергоэкономичность	0,05	2	3	0,2	0,3
3.Надежность	0,2	4	4	0,4	0,4
4.Материалоемкость	0,05	3	3	0,3	0,3
5.Широта области применения	0,15	4	4	0,4	0,4
Экономические критерии оценки эффективности					
6.Цена	0,2	3	3	0,3	0,3
7.Послепродажное обслуживание	0,05	3	4	0,3	0,4
8.Предполагаемый срок эксплуатации	0,1	4	4	0,4	0,4
Итого	1	27	29	2,7	2,9

К1- Передача с ПТК с нагруженным сепаратором.

К2- Передача с ПТК и с свободной обоймой.

По нашему мнению, наиболее целесообразным по технологическим и экономическим соображениям является применение передачи с ПТК и с свободной обоймой. Целесообразность применение данной передачи обуславливается минимизированным трением в зацеплении.

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.

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

Таблица 3 - Матрица SWOT

	Сильные стороны:	Слабые стороны:
	<p>C1. Возможность при определенных входных параметрах, выбрать оптимальную модель передачи с ПТК и свободной обоймой.</p> <p>C2. Долгая служба механизма</p> <p>C3. Уменьшение деформации в зацеплении</p> <p>C4. Снижения затрат в эксплуатационный период</p> <p>C5. Повышения нагрузочной способности конструкции</p>	<p>Сл1. Широкий вариационный интервал, что увеличивает затраты времени на расчеты</p> <p>Сл2. Сложный процесс изготовления и сборки в сравнение с обычными зубчатыми редукторами</p> <p>Сл3 Большие затраты на этапе производства.</p> <p>Сл4. Для высокого срока службы работа редуктора требует определённых оптимальных условий</p>

<p>Возможности:</p> <p>В1. Использование гидроабразивной и электроэрозионной установки для получения профиля</p> <p>В2. В связи с последними политическими событиями наблюдается тенденция на импортозамещение в данной отрасли.</p> <p>В3. Возможность внедрения технологии в производство</p> <p>В4. Участие в грантах</p> <p>В5. Так как группа имеет знания и опыт в данном направлении, то если возможность улучшить свойства для других изделий.</p>	<p>С1В2 – вероятность расширения потенциальных потребителей</p> <p>С1В3 - упрощение внедрения технологии в производство за счет оптимальных значений сил в зацеплении</p> <p>С2В2 – позволяют при наличии спроса быстро нарастить объемы производства.</p> <p>С3В2, С4В2 - качество изделия будет являться конкурентным преимуществом на российском рынке.</p>	<p>В1Сл1 – новейшее оборудование, позволит на ранних стадиях исследования, выявить и предотвратить появление брака</p>
--	--	---

<p>Угрозы:</p> <p>У1. Вероятность появления более выгодных предложений на рынке, так как в данном направлении ведется большое количество исследований.</p> <p>У2. Отсутствие оборудования для массового производства</p> <p>У3. Допущенные ошибки на этапе расчётов или проектирования могут привести к полной неработоспособности конструкции.</p> <p>У4. Узкий круг возможных потребителей при наличии на рынке дешёвых, но менее эффективных аналогов.</p>	<p>С1У1-возможность за счет разновидности этих передач создавать новые и более качественные универсальные изделия.</p>	<p>У2Сл2. Проектируемый продукт может ещё не скоро выйти на рынок потребителей</p> <p>У3Сл1. В случае ошибки в расчётах, всю выполненную работу придётся начать с начала.</p> <p>У4Сл3. Низкий спрос продукции.</p>
--	--	---

Для успешной реализации продукции, придётся уделить большое внимание этапу проектирования, во избежание возможных конструкторских ошибок. Так же для уменьшения брака на всех этапах реализации потребуется

привлечение новейшего оборудования. На данном этапе старт продукции на рынке сложно предугадать. Велика вероятность слабого старта продукции на потребительском рынке из-за низкого спроса. Однако при наличии хорошего спроса можно быстро нарастить объёмы продукции. Ещё не до конца известно, на сколько дороже или дешевле обойдётся данный продукт в сравнении с уже имеющимися аналогами на этапе производства и эксплуатации. Возможно продукция будет долго захватывать рынок потребителей, однако с большой вероятностью можно заявить, что рано или поздно данный механизм завоюет целевой рынок особенно в сферах в который необходимы высокие точности, надёжность, малые потери (космонавтика) и универсальность конструкции.

Инициация проекта

В получении результата заинтересованы следующие стороны, представленные в таблице

Таблица 4- Заинтересованные стороны проекта

Заинтересованные стороны проекта	Ожидания заинтересованных сторон
Университет	Наличие НИОКР
Студент	Защита магистерского диплома. Получение высшего образования
Предприятия, занимающиеся изготовлением подшипников	Сокращение времени производственного цикла.
	Возможность выбора самых оптимальных значений габаритов и сил в зацеплении Снижение себестоимости
Потребители	Низкая стоимость изделий по сравнению, с изделиями полученными стандартными методами. Увеличение срока эксплуатации
Государство	Развитие импортозамещения

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

Таблица 5- Цели и результат проекта

Цели проекта:	Спроектировать редуктор с промежуточными телами качения и свободной обоймой по схеме 2k-v
Ожидаемые результаты проекта:	Результатом проекта будет являться сборочный чертёж редуктора и его спецификация
Критерии приемки результата проекта:	Законченная научно-исследовательская работа, авторами которой имеют список публикаций и участие на международных конференциях.
Требования к результату проекта:	Требование:
	Выполнены проектировочные и проверочные расчёты наиболее слабых узлов механизма.

Организационная структура проекта

Таблица 6 - 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	1080
Васильев А.В.	<i>Исполнитель по проекту</i>	выполняет отдельные работы по проекту	1856

Таблица 7 - Ограничения и допущения проекта

Фактор	Ограничения/ допущения
3.1. Бюджет проекта	450000 руб
3.1.1. Источник финансирования	ИФПМ СО РАН
3.2. Сроки проекта:	
3.2.1. Дата утверждения плана управления проектом	20.09.2016
3.2.2. Дата завершения проекта	08.06.2018

Планирование управления научно-техническим проектом
Иерархическая структура работ проекта

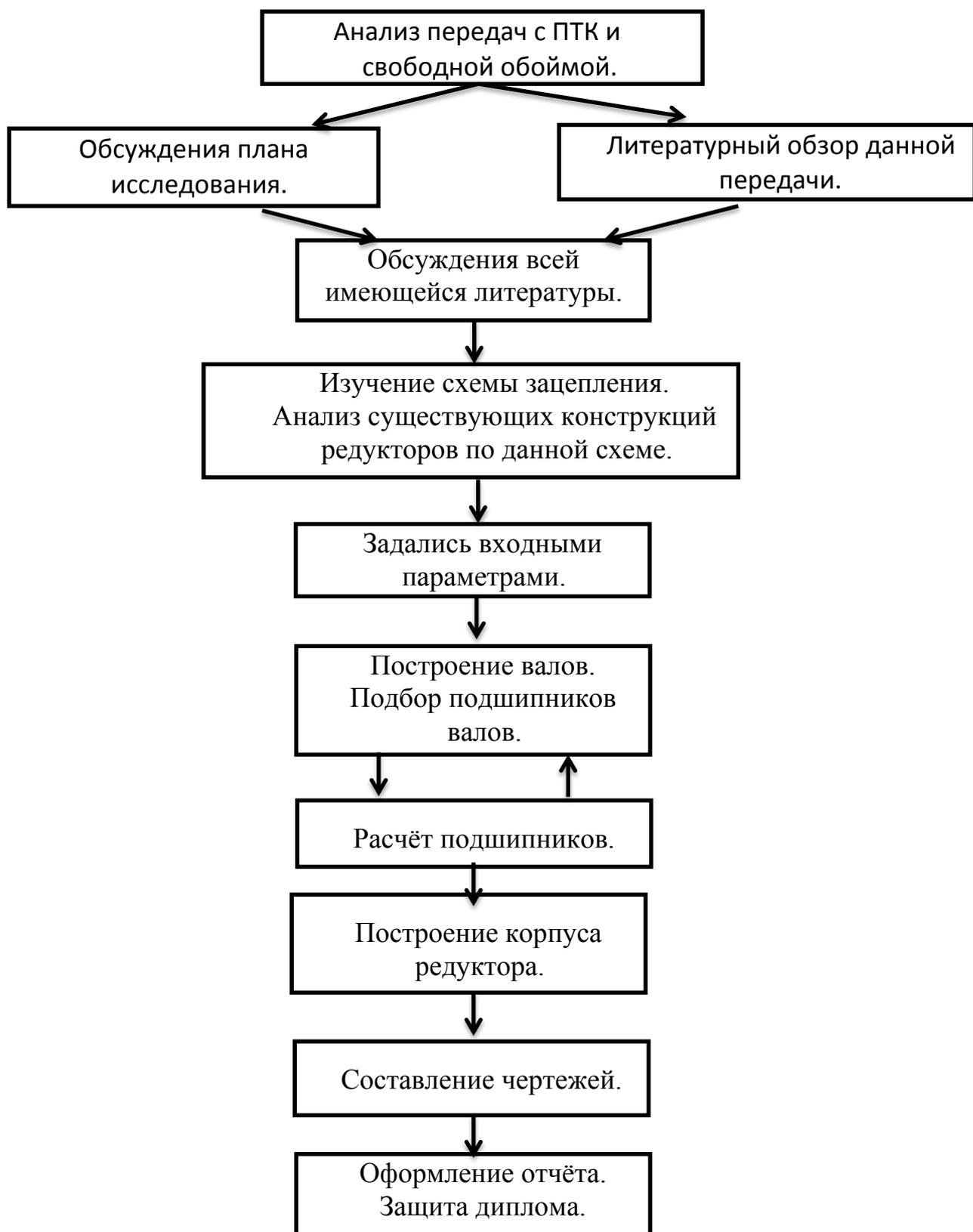


Рис. 14. – Иерархическая структура проекта

Контрольные события проекта

Таблица 8- Контрольные события проекта

Контрольное событие	Дата	Результат (подтверждающий документ)
Обсуждение плана проект	20.09.16	Утверждение участников исследования
Обзор литературы	15.12.16	Отчет по изученной литературе.
Изучение схемы зацепления; Анализ существующих конструкций редукторов по данной схеме.	20.3.17	Отчёт вошедший в выступление при участие в Машиноведение и Инновации. XXIX Конференция Молодых Учёных и Студентов (МИКМУС-2017),
Задались входными параметрами	01.04.17	Встреча с руководителем
Построение валов; Выбор подшипников	01.05.17	Отчет
Уточнительный расчёт подшипников; Корректировка валов и подшипников	10.09.17	Отчет
Построение корпуса редуктора	20.10.17	Отчет
Участие в XXIX Конференция Молодых Учёных и Студентов (МИКМУС-2017)	6.11.17	Сертификат участника
Составление чертежей. Оформление ВКР	3.04.18	Чертежи, приложение, отчёт.
Защита диплома	8.06.18	ДИПЛОМ

План проекта

Таблица 9 - Календарный план проекта

Название	Длительность, раб. дни	Дата начала- окончания работ	Состав участников (ФИО ответственных исполнителей)
Обсуждения плана исследования	22	1.09.16 1.10.16	Ефременков Е.А. Васильев А.В.
Литературный обзор данной передачи	31	15.11.16 15.12.16	Васильев А.В.
Обсуждения всей имеющейся литературы	2	15.12.16 17.12.16	Васильев.А.В. Ефременков Е.А.
Изучение схемы зацепления;	14	01.03.17 15.03.17	Васильев А.В.
Анализ существующих конструкций редукторов по данной схеме.	5	15.03.17 20.03.17	Васильев А.В. Ефременков Е.А.
Задались входными параметрами; Построение валов; Выбор подшипников	30	01.04.17 01.05.17	Васильев А.В. Ефременков Е.А.

Уточнительный расчёт подшиников; Корректировка валов и подшипников	5	05.09.17 10.09.17	Васильев А.В.
Построение редуктора	76	01.10.17 15.12.17	Васильев А.В. Ефременков Е.А.
Написание дипломного проекта	47	3.04.18 20.05.18	Васильев А.В.
И т о г о:	232		

Бюджет научного исследования

Заработная плата рабочим рассчитана по тарифным ставкам и отработанному времени. Расчёт заработной платы персоналу сведём в таблицу.

Таблица 10- Расчёт заработной платы

Исполнители	Количество	Зарплата, руб./мес.	Количество отработанных дней	Всего з.п, руб	Дополнительная з.п	Отчисления на социальные нужды
<i>Руководитель</i>	1	25000	135	112500	13500	37800
<i>Исполнитель</i>	1	9000	232	69600	8352	23386
<i>Итого</i>				182100	21852	61186

Дополнительная заработная плата рассчитывается исходя из 12% от основной заработной платы, работников, непосредственно участвующих в выполнении темы:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}}, \quad (4.3)$$

Отчисления на социальные нужды

Статья включает в себя отчисления во внебюджетные фонды.

$$C_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}), \quad (4.4)$$

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

Отчисления на социальные нужды составляет 30%

Накладные расходы

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

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

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

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

Таблица 11 - Накладные расходы

Исполнитель	Всего з.п.,руб.	Дополнительная З.п., руб.	Накладные расходы, руб.
Руководитель1	112500	13500	100800
Исполнитель	69600	8352	62362
Итого			163162

Таблица 12 - Полная смета затрат

Статьи	Затраты, руб
Основная заработная плата	182100
Дополнительная заработная плата	21852
Отчисления на социальные нужды	61186
Компьютер для работы	18000
Затраты на электроэнергию	1285
Затраты на канцелярию (бумага, ручки, печать)	1100
Прочие накладные расходы	163162
Итого	448685

Оценка сравнительной эффективности исследования

Аналог 1 – редуктор с зубчатым зацеплением

Аналог 2 – редуктор с ПТК но без СО

Таблица 13 - Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Критерии \ ПО	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Аналог 1	Аналог 2
1. Способствует росту производительности труда пользователя	0,2	5	3	4
Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,1	4	3	4
Помехоустойчивость	0,1	3	5	3
Энергосбережение	0,2	5	3	4
Надежность	0,2	4	5	4
Материалоемкость	0,2	4	2	4
Итого баллов	1			

$$I_{\text{тп}} = 0.2 \cdot 5 + 0.1 \cdot 4 + 0.1 \cdot 3 + 0.2 \cdot 5 + 0.2 \cdot 4 + 0.2 \cdot 4 = 4.7$$

$$\text{Аналог 1} = 0.2 \cdot 3 + 0.1 \cdot 3 + 0.1 \cdot 5 + 0.2 \cdot 3 + 0.2 \cdot 5 + 0.2 \cdot 2 = 3.4$$

$$\text{Аналог 2} = 0.2 \cdot 4 + 0.1 \cdot 4 + 0.1 \cdot 3 + 0.2 \cdot 4 + 0.2 \cdot 4 + 0.2 \cdot 4 = 3.9$$

Сравнение значений показателей эффективности позволяет понять и выбрать более эффективный вариант решения поставленной в магистерской диссертации технической задачи с позиции финансовой и ресурсной эффективности.

Вывод

В этой главе была проанализирована и рассчитана экономическая эффективность научного исследования.

Проанализирован целевой рынок и произведено сегментирование потенциальных покупателей. Также проведен SWOT - анализ и составлена итоговая матрица SWOT - анализа. Приведен план проекта и рассчитан бюджет научного исследования.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что предлагаемый научно-исследовательский проект имеет не только научную новизну, но и заявляет о своей, энергоэффективности и экономической эффективности.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Васильеву Анатолию Викторовичу

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 редуктор, который преобразует крутящий момент. Механизм 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>1. Производственная безопасность</p> <p>1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – 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>1.2. Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – 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><i>Вредными проявлениями факторов производственной среды, которые могут возникнуть на рабочем месте, являются: 1. Высокая степень шума на рабочем месте.</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - <i>Степень шума не превышает нормы.</i> <p><i>2. Недостаточная освещенность рабочей зоны и недостаток естественного освещения.</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - <i>Для обеспечения требуемой освещенности устанавливаются лампы искусственного освещения.</i> <p><i>3. Пониженная влажность воздуха.</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - <i>Требуется производить проветривание для обеспечения требуемого уровня влажности воздуха.</i> <p><i>Психофизиологическими факторами являются: Офисная, сидячая работа представляет собой использование ЭВМ, с помощью которой будет производиться сбор информации, ее обработка, проведение расчетов. Во время работы автору требуется значительные затраты умственной, эмоциональной и физической энергии. Это требует комплексного решения проблем эргономики, гигиены и организации труда, регламентации режимов труда и отдыха. Большое значение имеет рациональная конструкция и расположение элементов рабочего места.</i></p> <p><i>Опасными проявлениями факторов</i></p>
---	---

	<p>производственной среды, которые могут возникнуть на рабочем месте, являются: электрический ток.</p> <p>- Требуется обеспечить заземление.</p>
<p>2. Экологическая безопасность:</p> <ul style="list-style-type: none"> - 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. 	<p>Устройство на этапе проектирования не оказывает влияния на экологию. К отходам можно отнести пустые картриджи, люминесцентные лампы, которые утилизируются на специальном предприятии, по специальной технологии.</p>
<p>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> - 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. 	<p>Типичная ЧС – возникновение пожара, так как используется электрическое оборудование. При работе с оборудованием необходимо придерживаться ТБ основанной на Тои Р-45-068-97. Кабинет оснащен средствами электрической пожарной сигнализации и пожаротушения.</p>
<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> - специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; - организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	<p>Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности</p> <p>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.</p> <p>2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны: оптимальное размещение используемых предметов в рабочей зоне регулируется СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03.</p>

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

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Васильев Анатолий Викторович		

Описание рабочего места

Работа представляет собой сбор информации, её обработка, проведение расчётов. А также составление рекомендаций, на основе полученных данных. Выполняется в закрытом помещении (кабинет, аудитория) на персональном компьютере, с помощью которого обрабатывается вся информация.

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

В данном разделе дипломного проекта рассматриваются следующие вопросы:

- организация рабочего места пользователя ПЭВМ;
- определение оптимальных условий труда пользователя ПЭВМ.

Рабочее место оборудовано персональным компьютером и жидкокристаллическим монитором.

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

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

Также необходимо учитывать возможность чрезвычайных ситуаций. Так как лаборатория находится в городе Томске, наиболее типичной ЧС является мороз. Так же, в связи с беспокойной ситуацией в мире, одной из возможных ЧС может быть диверсия.

Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды

ПЭВМ, безусловно увеличивает производительность при выполнении работ, но имеет отрицательные последствия для здоровья людей. Основная задача, выполняемая в данном разделе – снизить вред здоровью человека от использования им персонального компьютера в работе.

Условия труда пользователя, работающего с ПК, определяются особенностями организации рабочего места, условиями производственной среды (освещение, микроклимат, шум, электромагнитные и электростатические поля, визуально эргономические параметры дисплея), а также характеристиками информационного взаимодействия человека и ПК. Могут быть следующие вредные факторы: наличие - а) не комфортных метеоусловий; б) вредных веществ; в) производственного шума; г) недостаточной освещенности; д) электромагнитного излучения;

Метеоусловия

Микроклимат в производственных условиях определяется следующими параметрами:

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

При высокой температуре воздуха в помещении кровеносные сосуды кожи расширяются, происходит повышенный приток крови к поверхности тела, и выделение тепла в окружающую среду значительно увеличивается. При низкой температуре окружающего воздуха реакция человеческого организма иная: кровеносные сосуды кожи сужаются, приток крови к поверхности тела замедляется, и теплоотдача конвекцией и излучением уменьшается. Таким образом, для теплового самочувствия человека важно определенное сочетание температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне.

Повышенная влажность воздуха ($\phi > 85\%$) затрудняет терморегуляцию организма, т.к. происходит снижения испарения пота, а пониженная влажность

($\varphi < 20\%$) вызывает пересыхание слизистых оболочек дыхательных путей.

Оптимальные и допустимые показатели температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 14 [ГОСТ 12.1.005-88].

Для обеспечения оптимальных и допустимых показателей микроклимата в холодный период года следует применять средства защиты рабочих мест от остекленных поверхностей оконных проемов, чтобы не было охлаждения. В теплый период года необходимо предусмотреть защиту от попадания прямых солнечных лучей.

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

Таблица 14 - Требования к микроклимату

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

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

Производственный шум

Вентиляция производственных помещений предназначена для уменьшения запыленности, задымленности и очистки воздуха от вредных

выделений производства, а также для сохранности оборудования. Она служит одним из главных средств оздоровления условий труда, повышения производительности и предотвращения опасности профессиональных заболеваний. Система вентиляции обеспечивает снижение содержания в воздухе помещения пыли, газов до концентрации, не превышающей ПДК. Проветривание помещения проводят, открывая форточки. Проветривание помещений в холодный период года допускается не более однократного в час, при этом нужно следить, чтобы не было снижения температуры внутри помещения ниже допустимой. Воздухообмен в помещении можно значительно сократить, если улавливать вредные вещества в местах их выделения, не допуская их распространения по помещению. Для этого используют приточно-вытяжную вентиляцию. Кратность воздухообмена не ниже 3.

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

Допустимый уровень шума ограничен ГОСТ 12.1.003-83 и СанПиН 2.2.4/2.1.8.10-32-2002. Максимальный уровень звука постоянного шума на рабочих местах не должно превышать 80 дБА. В нашем случае этот параметр соответствовал значению 75 дБА.

При значениях выше допустимого уровня необходимо предусмотреть СКЗ и СИЗ.

СКЗ

- устранение причин шума или существенное его ослабление в источнике образования;
- изоляция источников шума от окружающей среды средствами звуко- и

виброизоляции, звуко- и вибропоглощения;

- Применение средств, снижающих шум и вибрацию на пути их распространения

СИЗ

- применение спецодежды, спецобуви и защитных средств органов слуха: наушники, беруши, антифоны.

Освещенность

Согласно СНиП 23-05-95 в лаборатории, где происходит периодическое наблюдение за ходом производственного процесса при постоянном нахождении людей в помещении освещенность 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:

$$S = A \times B,$$

где A – длина, м; B – ширина, м. $S = 6 \times 5 = 35 \text{ м}^2$

Коэффициент отражения свежепобеленных стен с окнами, без штор $\rho_C = 50\%$, свежепобеленного потолка $\rho_{П} = 70\%$. 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 $\Phi_{ЛД} = 2800 \text{ Лм}$.

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 λ , которая для люминесцентных светильников с защитной решёткой лежит в диапазоне 1,1–1,3. Принимаем $\lambda = 1,1$, расстояние светильников от перекрытия (свес) $h_c = 0,4 \text{ м}$.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = h_n - h_p,$$

где h_n – высота светильника над полом, высота подвеса, h_p – высота рабочей поверхности над полом.

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

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = H - h_p - h_c = 3,5 - 1 - 0,6 = 1,9 \text{ м}$$

Расстояние между соседними светильниками или рядами определяется по формуле: $L = \lambda \cdot h = 1.1 \cdot 1.9 = 2.09 \text{ м}$

Число рядов светильников в помещении:

$$Nb = \frac{B}{L} = \frac{5}{2.09} = 2.39 \approx 2$$

Общее число светильников:

$$N = Na \cdot Nb = 2 \cdot 3 = 6$$

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

$$l = \frac{L}{3} = \frac{2.09}{3} = 0.7 \text{ м}$$

Размещаем светильники в два ряда. На рисунке 30 изображен план помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

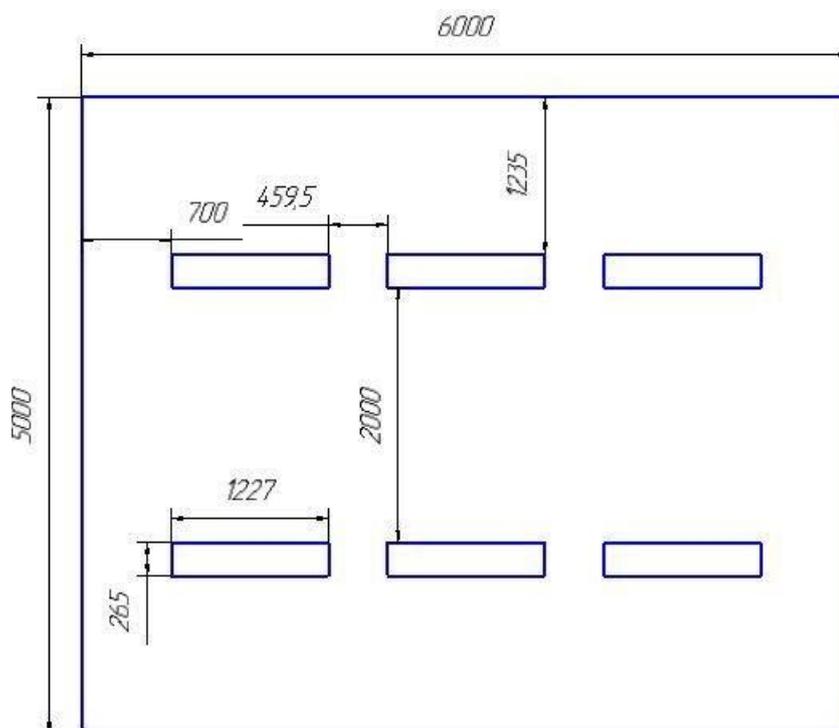


Рис. 15 – План помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

Индекс помещения определяется по формуле:

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{6 \cdot 5}{1.9 \cdot (6 + 5)} = \frac{30}{20.9} = 1.4$$

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

Потребный световой поток группы люминесцентных ламп светильника определяется по формуле:

$$\Phi_{\text{П}} = \frac{E \cdot A \cdot B \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 1.5 \cdot 1.1}{12 \cdot 0.47} = 2632.98 \text{ лм}$$

Делаем проверку выполнения условия:

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

$$\frac{\Phi_{\text{ЛД}} - \Phi_{\text{П}}}{\Phi_{\text{ЛД}}} \cdot 100\% = \frac{2800 - 2632.98}{2800} \cdot 100\% = 5.97\%$$

Таким образом: $-10\% \leq 5.97\% \leq 20\%$, необходимый световой поток светильника не выходит за пределы требуемого диапазона.

Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды

Факторы электрической природы

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

Классификация

В нашем случае, рабочий кабинет не имеет токопроводящий пол и т.п. опасные среды повышенной опасности. Поэтому помещения относится к I классу опасности поражения электрическим током.

При подключении локального заземления к нейтрали трансформатора /

генератора в системе TN суммарное сопротивление заземления (локального + всех повторных + заземления трансформатора / генератора) должно быть не более **4 Ом** (ПУЭ 1.7.101). Напряжение составляет менее **36 В**. Сила тока должна быть менее **0,1 ампера**.

СКЗ

- защита временем;
- защита расстоянием;
- снижение интенсивности излучения непосредственно в самом источнике излучения;
- экранирование источника;
- защита рабочего места от излучения;

Техника безопасности

- часто включать и выключать компьютер без необходимости,
- прикасаться к экрану и к тыльной стороне блоков компьютера,
- работать на средствах вычислительной техники и периферийном оборудовании мокрыми руками,
- работать на средствах вычислительной техники и периферийном оборудовании, имеющих нарушения целостности корпуса, нарушения изоляции проводов,
- неисправную индикацию включения питания, с признаками электрического напряжения на корпусе, класть на средства вычислительной техники и периферийное оборудование посторонние предметы.
- Запрещается под напряжением очищать от пыли и загрязнения электрооборудование.
- Запрещается проверять работоспособность электрооборудования в непригодных для эксплуатации помещениях с токопроводящими полами, сырых, не позволяющих заземлить доступные металлические части.
- При обнаружении неисправности немедленно обесточить электрооборудование. Продолжение работы возможно только после устранения неисправности.
- При обнаружении оборвавшегося провода необходимо немедленно принять

меры по исключению контакта с ним людей. Прикосновение к проводу опасно для жизни.

- Во всех случаях поражения человека электрическим током немедленно вызывают врача.
- До прибытия врача нужно, не теряя времени, приступить к оказанию первой помощи пострадавшему.
- После окончания работы необходимо обесточить все средства вычислительной техники и периферийное оборудование.
- В случае непрерывного производственного процесса необходимо оставить включенными только необходимое оборудование.

Факторы пожарной и взрывной природы

По взрывопожарной и пожарной опасности помещения подразделяются на категории А, Б, В1 - В4, Г и Д, а здания - на категории А, Б, В, Г и Д. По пожарной опасности наружные установки подразделяются на категории A_n , B_n , B_{1n} , G_n и D_n . Согласно НПБ 105-03 лаборатория относится к категории Г - негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива

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

Причины возникновения пожара неэлектрического характера:

а) халатное неосторожное обращение с огнем (оставленные без присмотра нагревательные приборы, использование открытого огня);

б) утечка метана (при концентрации в воздухе от 4,4 % до 17 % метан взрывоопасен).

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

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

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

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

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

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

В общественных зданиях и сооружениях на каждом этаже должно размещаться не менее двух переносных огнетушителей. Огнетушители следует располагать на видных местах вблизи от выходов из помещений на высоте не более 1,35 м. Размещение первичных средств пожаротушения в коридорах, переходах не должно препятствовать безопасной эвакуации людей. Здание должно соответствовать требованиям пожарной безопасности, а именно, наличие охранно-пожарной сигнализации, плана эвакуации, порошковых или

углекислотных огнетушителей с поверенным клеймом, табличек с указанием направления к запасному (эвакуационному) выходу (рис.).

План эвакуации из рабочего кабинета *3-ЭТАЖ*

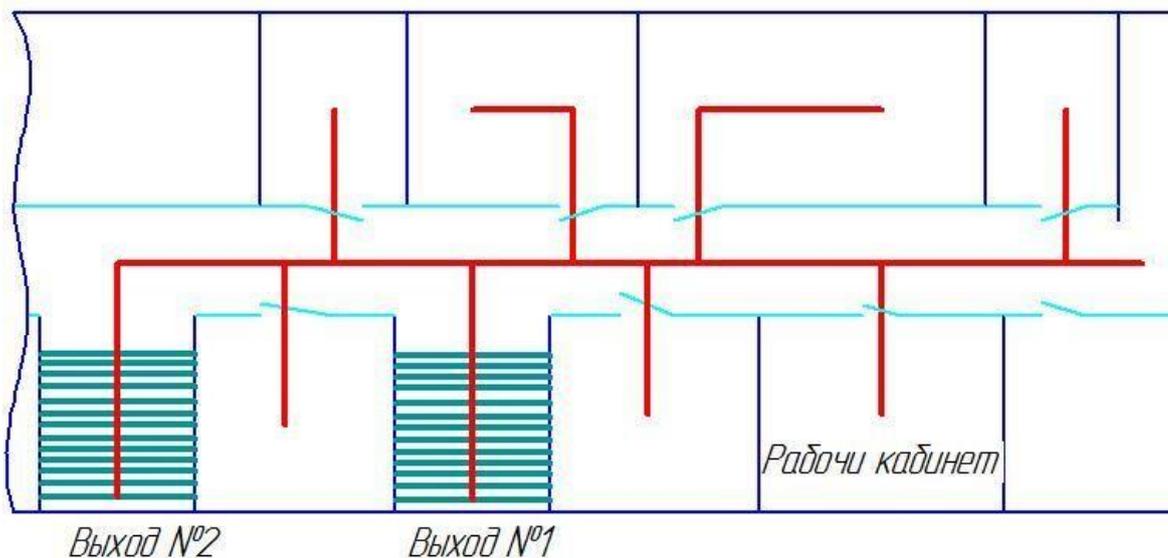


Рис. 16 – Пути эвакуации.

Охрана окружающей среды

Утилизация картриджей

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

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

Сейчас утилизация б/у картриджей проводится несколькими способами.

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

Другой способ – разложение. Он делится на механическую и термическую составляющую. Отработанное изделие разбирается в производственных условиях на комплектующие, которые далее сортируются и утилизируются частями. Инновационные технологии позволяют делать это с высокой эффективностью и минимальным вредом для окружающей среды.

Так, остатки тонера подвергаются термическому воздействию (при 1000⁰С). Такая высокая температура обеспечивает полное разложение исходных вредных веществ с образованием новых нетоксичных. Пластиковые части гранулируются (механически дробятся), а далее переплавляются, и используется далее в качестве вторсырья.

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

Утилизация люминесцентных ламп

Перегоревшие люминесцентные лампы можно отнести в свой районный ДЕЗ или РЭУ, где установлены специальные контейнеры. Там их должны бесплатно принять. Основанием для того, чтобы в ДЕЗе приняли у вас лампы, является распоряжение правительства Москвы «Об организации работ по централизованному сбору, транспортировке и переработке отработанных ртутьсодержащих люминесцентных и компактных люминесцентных ламп» от 19 мая 2010 года № 949-РП.

Утилизация макулатуры

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

Не перемешивать бумагу с остальным мусором. Сбирать в отдельный урну или контейнер, и сдать в пункт переработки макулатуры.

Важно понимать, что не все бумажные отходы подлежат переработке. Из 12 марок макулатуры, служащей сырьем, учитываются вид, цвет, состав каждой. Изделия с глянцевым или ламинированным покрытием, содержащие элементы металла или пластика, отсыревшие или обгоревшие, а также изготовленные из вторсырья (например, лотки для яиц) не относятся к категории вторичных ресурсов. Такие отходы, а также уничтожение документов нуждаются в особом виде утилизации. К макулатуре относятся гофро-тара, газеты, книги и тетради, писчая и чертежная бумага и прочие изделия полиграфической продукции, которые впоследствии становятся сырьем для производства картона, оберточной бумаги и упаковки (изготовление крафт-пакетов), теплоизоляционных и кровельных материалов. По самым скромным подсчетам 70 видов бумаги и картона, производимых в России, изготавливаются на основе макулатуры.

Защита в ЧС

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

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

Для Сибири в зимнее время года характерны морозы. Достижение критически низких температур приведет к авариям систем теплоснабжения и жизнеобеспечения, приостановке работы, обморожениям и даже жертвам среди населения. В случае переморозки труб должны быть предусмотрены запасные обогреватели. Их количества и мощности должно хватать для того, чтобы работа на производстве не прекратилась.

Чрезвычайные ситуации, возникающие в результате диверсий, возникают все чаще. Зачастую такие угрозы оказываются ложными. Но

случаются взрывы и в действительности.

Для предупреждения вероятности осуществления диверсии предприятие необходимо оборудовать системой видеонаблюдения, круглосуточной охраной, пропускной системой, надежной системой связи, а также исключения распространения информации о системе охраны объекта, расположении помещений и оборудования в помещениях, системах охраны, сигнализаторах, их местах установки и количестве. Должностные лица раз в полгода проводят тренировки по отработке действий на случай экстренной эвакуации.

Чрезвычайными ситуациями в аудитории учебного корпуса могут быть пожары. Основы пожарной безопасности определены по ГОСТ 12.1.004-91.

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.

Правовые нормы

Согласно трудовому кодексу РФ и СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03: 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.

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.

Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны

Большое значение имеет рациональная конструкция и расположение элементов рабочего места, что важно для поддержания оптимальной рабочей позы человека – оператора.

В процессе работы, все используемые предметы находятся в зоне досягаемости. Оптимальное размещение предметов труда и документации в зонах досягаемости приведено на рисунке 1.

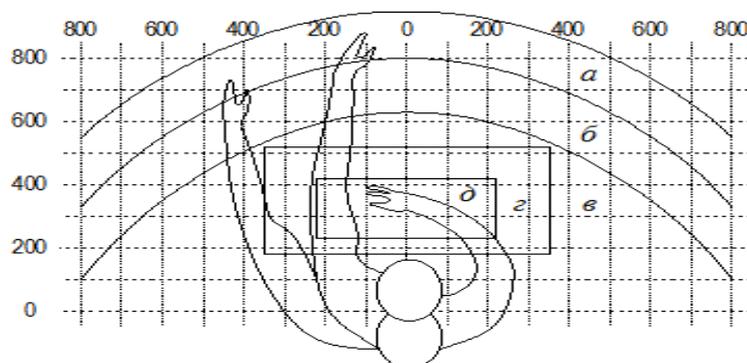


Рис. 17 - Оптимальное размещение предметов труда и документации в зонах досягаемости

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 *z/d*, «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.

Вывод

Был произведен анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды, вредных веществ, производственного шума, освещенность помещения, пожарной безопасности, защита в ЧС.

Заключение

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ существующих конструкций планетарно-цевочных редукторов по схеме 2k-v. В качестве прототипа был взят редуктор фирмы Sumitomo и по заданным исходным данным был спроектирован редуктор с промежуточными телами качения и свободной обоймой с учётом предъявленных требований.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» 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 использованных источников

1. Беляев А.Е. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами. Томск: ТПУ, 1992.-231с.
2. Беляев. А.Е. Механические роликовые передачи. Новоуральск: 1994.-120с.
3. Гордин П.В., Росляков Е.М., Эвелеков В.И. Детали машин и основы конструирования: Учебное пособие. СПб.: СЗТУ, 2006. – 186с
4. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
5. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида.// Известия ТПУ №1, Том 308. Издательство ТПУ, 2005. – 5с.
6. Ефременков Е.А., Покатилов Д.А. Анализ технологического процесса изготовления циклоидального профиля деталей передачи с промежуточными телами качения.// Известия Самарского научного центра Российской академии наук, том 17, №2(4), 2015 С. 868-873.
7. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Крикунов Д.Э., Мирошник А.А., Руднев С.К., Чиркин Д.Э. конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов // Вестник машиностроителя – 2013 - №3 – С. 9-12.
8. Иванов А.С., Зябликов В.М., Фомин М.В., Ермолаев М.М., Куралина Н.Н., Муркин С.В., Дубовецкий Б.О. Разработанная гамма высокоточных планетарно-цевочных редукторов // Вестник машиностроителя – 2014 - №4 – С. 15-18.
9. Иванов А.С., Муркин С.В. Конструирование современных мотор-редукторов. Электронное учебное пособие:
<http://wwwcdl.bmstu.ru/rk3/Motor.html>.
10. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 307 с.
11. Лустенков М.Е., Могилев Г.У. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности // Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
12. Панкратов Э.Н., Шумский В.В., Лушников С.В. Волновые редукторы с промежуточными звеньями. Бурения и нефть. 2003. №2. С.28-30

13. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства: Практикум лидера проектировщика. – Томск: ТГУ, 1998, - 295 с.
14. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – 3-е изд., перераб. и доп.– К.: «Издательство Дельта», 2008.–816с.
15. Становский В.В., Ремнева Т.А., Казакивичюс С.М. Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы.
16. Фомин М.В., Иванов А.С., Ермолаев М.М. Куралина Н.Н., Муркин С.В. Кинематический анализ планетарно-цевочных механизмов // Вестник машиностроителя – 2012 - №8 – С. 22-25.

Приложение А

Раздел на иностранном языке

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Васильев А.В.		

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.			

Chapter 2

Calculations and analytics

2.1 benchmark data

Transmission ratio with *TIRB* $u = 25$;

The output torque is $265 \text{ N} \cdot \text{m}$;

The speed of the motor is 3000 rpm.

2.2 Construction of transmission with TIRB and with free clip.

We calculate the number of teeth and the number of rolling bodies with the help of the program based on the value of the transfer ratio with TIRB (Fig. 9).

```
z1=50      u=25
z2=51
z3=52
```

Fig. 9. - Number of teeth and number of rolling bodies

$Z_1 = 50$ - number of teeth of the cam;

$Z_2 = 51$ - number of rolling bodies;

$Z_2 = 52$ - number of crown teeth.

To obtain the geometric dimensions of the cam, rollers and crown, we will use a special program in which the initial data is given (Fig. 10), and after that the program issues the geometric dimensions of the transmission with TIRB and with free clip. (Fig. 11).

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 - 6,8286 : мм

Введите число точек в файле

Fig. 10. - Input of initial transmission parameters with TIRB and with free clip into the program

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

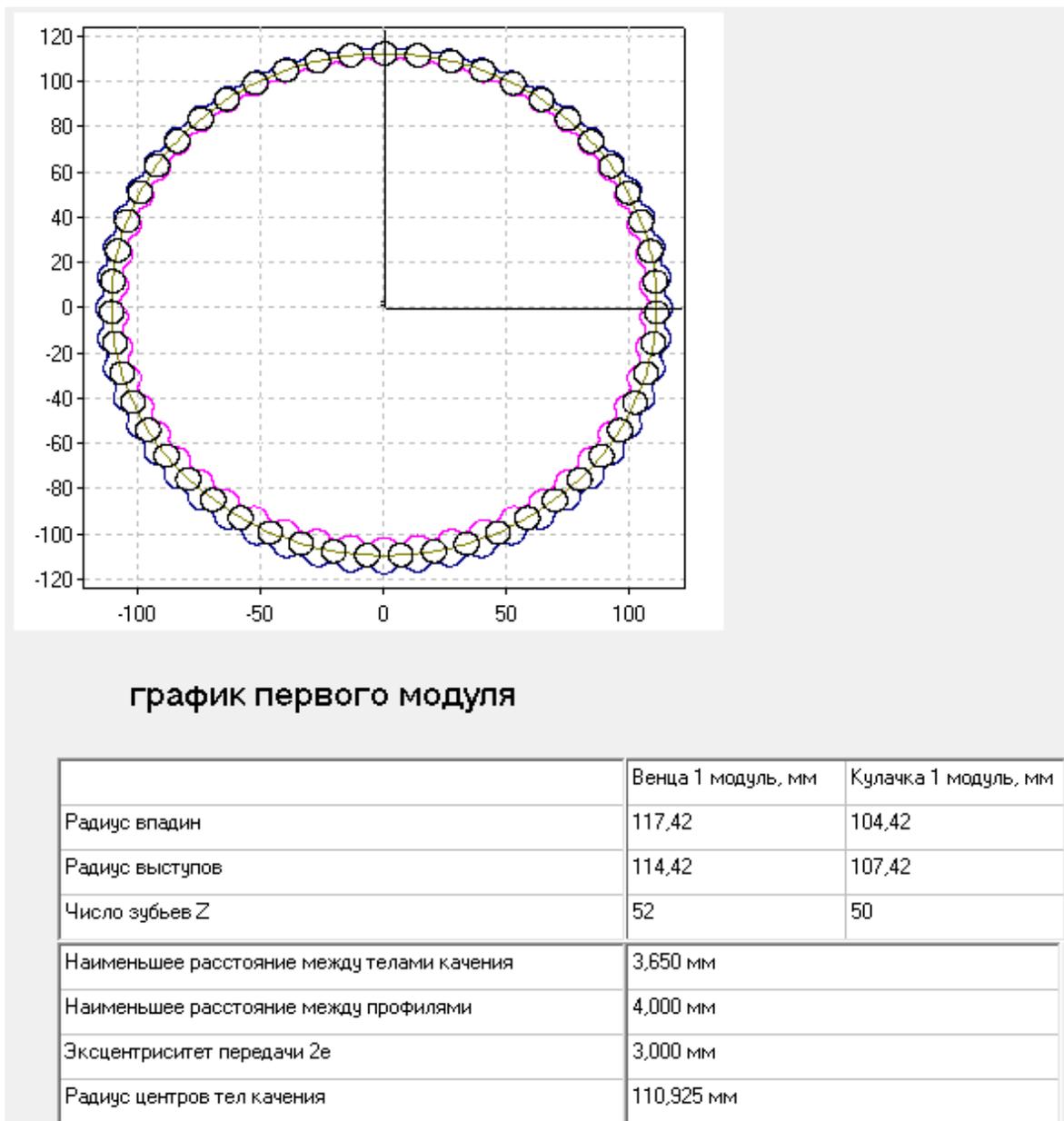


Fig. 11. - Calculated transmission profile data from TIRB and with free clip

Also, a file with profile points is created, according to which we can build profiles using the program "KOMPAS".

2.3 Determination of shaft diameters

$$\text{Shaft diameter: } d = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 \cdot [\tau_t]}}; T = \frac{T_{exit}}{u} \cdot \eta$$

where d is the diameter of the shaft;

T - torsion moment on the shaft;

T_{exit} - the moment on an exit;

u - gear ratio between shafts;

η - efficiency between shafts;

$[\tau_t] = 20 \text{ MPa}$ - allowable tangential stress of the material when torsion.

For the shaft, select the values: $t = 4 \text{ mm}$ - the approximate height of the bead, $f = 0,5 \text{ mm}$ - the size of the chamfers of the shaft.

Input shaft: $d_1 = \sqrt[3]{\frac{4800}{0.2 \cdot 20}} = 10.6 \text{ mm}$; Accept $d_1 = 20 \text{ mm}$ taking into

account the stock for the keyway. Define the diameter of the landing surface of the bearing: $d_{n1} = 25 \text{ mm}$. Accept the diameter of the bead $d_{b1} = 33 \text{ mm}$.

Eccentric shafts: $d_2 = \sqrt[3]{\frac{9550}{0.2 \cdot 20}} = 13.8 \text{ mm}$, We accept $d_2 = 22 \text{ mm}$ taking

into account the stock for the keyway. Define the diameter of the landing surface of the bearing: $d_{n2} = 25 \text{ mm}$. Accept the diameter of the bead $d_{b2.1} = 28 \text{ mm}$. The diameter of the eccentrics was chosen $d_e = 35 \text{ mm}$ and the diameter of the bead for bearings on eccentrics $d_{b2.2} = 40 \text{ mm}$.

2.4 Calculating the diameter of the pin

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

$$d_p = \sqrt{\frac{8T}{\pi r [\tau_s]}}$$

Where: d_p – is the diameter of the pin;

T - is the torque;

r - is the distance from the center of the shaft to the pin;

$[\tau_s]$ – is the allowable shear stress (35 ... 75 MPa)

$$d_p = \sqrt{\frac{8 \cdot 265000}{\pi \cdot 133.8 \cdot [\tau_s]}} = 8.2 \text{ mm accept the diameter of the pin } 10 \text{ mm}$$

2.5 Selection and calculation of spline for crumpling

Stress of crumpling

$$\sigma_{cr} = \frac{4.4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l} = [\sigma_{cr}] \leq 100 \dots 120 \text{ MPa}$$

Selection of keys we produce according to GOST 23360-78

Spline for a gear on the input shaft:

Basic these splines: $d = 20 \text{ mm}$, $h = 6 \text{ mm}$, $l = 14 \text{ mm}$, $T = 4.8 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\text{Calculation for crumpling: } \sigma_{cr} = \frac{4.4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l} = \frac{4.4 \cdot 4.8}{0.020 \cdot 0.006 \cdot 0.014} = 12.57 \text{ MPa} \leq$$

$[\sigma_{cr}]$

Spline symbol: 6 x 6 x 20

Quantity of splines: 1

Spline under a cylindrical cogwheel on eccentric shafts:

Basic these splines: : $d = 22 \text{ mm}$, $h = 6 \text{ mm}$, $l = 10 \text{ mm}$, $T = 10.4 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\text{Calculation for crumpling: } \sigma_{cr} = \frac{4.4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l} = \frac{4.4 \cdot 9.55}{0.022 \cdot 0.006 \cdot 0.010} = 34.67 \text{ MPa} \leq$$

$[\sigma_{cr}]$

Spline symbol: 6 x 6 x 16

Quantity of splines: 1

Design calculation of tooth gears

The radius of the wheel bearing determines the maximum dimension of 105 mm in which the gear wheels must be fitted. The minimum radius of the gear of the input shaft is 20 mm (radius of the seating surface of the gear wheel is 20 mm).

$105 - 20 = 85 \text{ mm}$ – free space under the gear wheel of eccentric shafts.

$$a_{\omega} = \frac{85}{2} + 20 = 62.5 \text{ mm} - \text{approximate interaxial distance}$$

We will take $a_{\omega} = 60 \text{ mm}$ - this distance between the axles will provide us with a convenient arrangement of cogwheels and will allow us to provide a gear ratio $u = 2$

The module m is defined:

$$m = (0.01 \dots 0.02) \cdot a_{\omega}$$

$$m = (0.01 \dots 0.02) \cdot 60 = 0.6 \dots 1.2$$

The value of the module is selected in accordance with GOST 9563-60 and assume $m = 1 \text{ mm}$.

The numbers of the teeth of the wheels z_1 and z_2 are determined:

$$z = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{(u + 1) \cdot m}$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 60}{(2+1) \cdot 1} = 40 \text{ take the number of teeth } z_1 = 40$$

$$z_2 = z_1 \cdot 2 = 40 \cdot 2 = 80$$

Divisible wheel diameters d_1 and d_2 , mm:

$$d = m \cdot z$$

$$d_1 = 1 \cdot 40 = 40 \text{ mm}, d_2 = 1 \cdot 80 = 80 \text{ mm},$$

$$\text{Check: } a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$a_{\omega} = \frac{40 + 80}{2} = 60 \text{ mm}.$$

Width of cogwheel b , mm:

$$b = a_{\omega} \cdot \Psi_{ba}$$

Ψ_{ba} - coefficient of width of the ring gear $\Psi_{ba} = 0.315$,

Width of cogwheel $b_1 = 60 \cdot 0.315 = 18.9 \text{ mm}$ take $b_1 = 20 \text{ mm}$

pinion width $b_2 = b_1 + 5 = 25 \text{ mm}$

The degree of accuracy is chosen:

Degree of accuracy 8, for spur gears according to GOST 1643-81.

The diameters of the tips of the teeth d_a and depressions d_f of the cogwheels are determined, mm:

$$\text{Diameter of the vertices of the teeth: } d_a = d + 2 \cdot m$$

$$\text{Diameter of tooth cavities: } d_f = d - 2.5 \cdot m$$

input shaft gear:

$$d_{a1} = 40 + 2 \cdot 1 = 42 \text{ mm};$$

$$d_{f1} = 40 - 2.5 \cdot 1 = 37.5 \text{ mm};$$

Wheels of eccentric shafts:

$$d_{a2} = 80 + 2 \cdot 1 = 82 \text{ mm};$$

$$d_{f2} = 80 - 2.5 \cdot 1 = 77.5 \text{ mm}.$$

Check of bearing life

The greatest risk of breakage is caused by bearings on eccentric shafts. Let's check the bearings for durability in the position of the greatest perceived load.

By the values of the diameters of the landing surfaces of the shaft, the bearings were selected in accordance with GOST 8338-75:

For points 2 and 5 - 1000905: $d = 25 \text{ mm}$, $D = 42 \text{ mm}$, $B = 9 \text{ mm}$, $C = 7320$
 $N C_0 = 3680 \text{ N}$.

For points 3 and 4, 1000807: $d = 35 \text{ mm}$, $D = 55 \text{ mm}$, $B = 10 \text{ mm}$, $C =$
 $10400 \text{ N } C_0 = 5650 \text{ N}$.

where: d - internal diameter of the bearing;

D is the outer diameter of the bearing;

B - bearing width;

C - dynamic load-bearing capacity in the catalog;

C_0 - static load-bearing capacity according to the catalog.

Gear wheel load:

$$F_1 = \frac{3540 \cdot 1.2}{6} = 700 \text{ H}$$

где: 1.2 – коэффициент запаса,

6 – количество подшипников

$F_1 = - F_2 = 700 \text{ N}$ - the load sensed by one bearing under the cam

$$F_3 = \frac{2T_2}{d_2}$$

where T_2 - is the moment on the shaft;

d_2 - shaft diameter

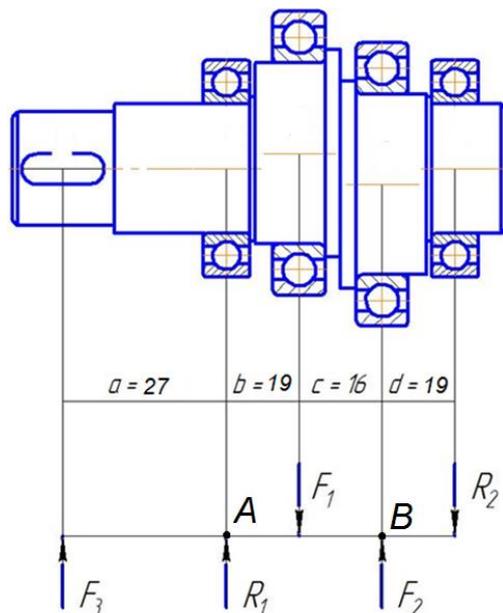


Fig. 12 - The perceived loads by bearings on the shaft

Distances between applied loads (between bearings and gear):

$a=31.6$ mm; $b=14$ mm; $c=16$ mm; $d=14$ mm.

We make the calculations:

$$F_3 = \frac{2 \cdot 9550}{22} = 868 \text{ N}$$

We find the support reactions:

Let us form the equation of equilibrium of the moments with respect to the points A and B (Fig.12)

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-F_3 \cdot a - F_1 \cdot b + F_2 \cdot (b + c) - R_2 \cdot (b + c + d) = 0$$

$$R_2 = \frac{-F_3 \cdot a - F_1 \cdot b + F_2 \cdot (b + c)}{(b + c + d)}$$

$$R_2 = \frac{-868 \cdot 27 - 700 \cdot 19 + 700 \cdot (19 + 16)}{(19 + 16 + 19)} = -226 \text{ N}$$

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$-F_3 \cdot (a + b + c + d) - R_1 \cdot (b + c + d) + F_1 \cdot (c + d) - F_2 \cdot d = 0$$

$$R_1 = \frac{-F_3 \cdot (a + b + c + d) + F_1 \cdot (c + d) - F_2 \cdot d}{(b + c + d)}$$

$$R_1 = \frac{-868 \cdot (27 + 19 + 16 + 19) + 700 \cdot (16 + 19) - 700 \cdot 19}{(19 + 16 + 19)} = -1094 \text{ N}$$

Let's calculate for the second loaded position (Figure 13)

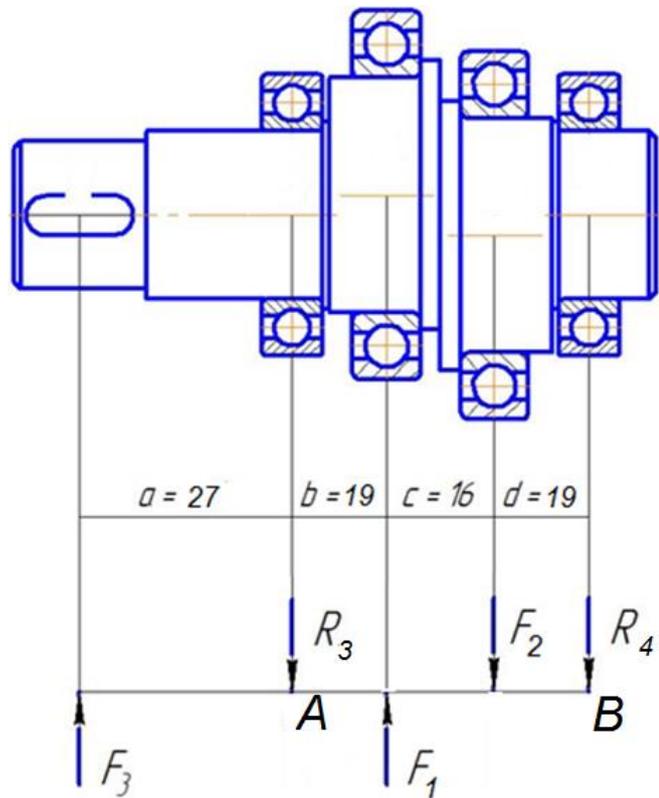


Рис. 13. – The perceived loads by the bearings on the shaft in the second position

We find the support reactions:

Let us compose the equation of equilibrium of the moments with respect to the points A and B (Fig. 13)

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-F_3 \cdot a + F_1 \cdot b - F_2 \cdot (b + c) - R_{2.2} \cdot (b + c + d) = 0$$

$$R_4 = \frac{-F_3 \cdot a + F_1 \cdot b - F_2 \cdot (b + c)}{(b + c + d)}$$

$$R_4 = \frac{-868 \cdot 27 + 700 \cdot 19 - 700 \cdot (19 + 16)}{(19 + 16 + 19)} = -641 \text{ N}$$

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$-F_3 \cdot (a + b + c + d) + R_{1.2} \cdot (b + c + d) - F_1 \cdot (c + d) + F_2 \cdot d = 0$$

$$R_3 = \frac{F_3 \cdot (a + b + c + d) + F_1 \cdot (c + d) - F_2 \cdot d}{(b + c + d)}$$

$$R_3 = \frac{868 \cdot (27 + 19 + 16 + 19) + 700 \cdot (16 + 19) - 700 \cdot 19}{(19 + 16 + 19)} = 1509 \text{ N}$$

Find the average value of the load on the bearing in the node A:

$$R_{re} = \frac{R_1 + 2R_3}{3}$$

$$R_{re} = \frac{1094 + 2 \cdot 1509}{3} = 1237 \text{ N}$$

We calculate the equivalent load for the most loaded bearing.

Equivalent load:

$$P_E = (P_{re} \cdot v \cdot X + F_\alpha \cdot Y) \cdot k_s \cdot k_t$$

Where: P_E - equivalent load;

P_{re} - is the radial load;

F_α - is the axial load;

v - is the rotation coefficient that takes into account which ring rotates (internal - $v = 1$ or external - $v = 1.2$);

X, Y - coefficients of radial and axial loads (for a radial ball bearing $X = 1, Y = 0$);

k_s - factor of safety, taking into account the nature of the load on the bearing (the nature of the load on the bearing is light, the shocks are absent $k_s = 1$);

k_t - temperature coefficient, taking into account the operating temperature of the bearing heating, if it exceeds 100°C .

Equivalent load on bearing in node A:

$$P_E = (1239 \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1 = 1237 \text{ N}$$

Estimated durability, mln.rev.:

$$L = \left(\frac{C}{P_E}\right)^3$$

Design life at 1 bearing: $L = \left(\frac{7320}{1237}\right)^3 = 207.2$ mln.rev.

Estimated durability for 2 and 3 bearings: $L = \left(\frac{10400}{700}\right)^3 = 3279.5$ mln.rev.

Estimated durability, hours:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n};$$

Where: n - shaft speed = 1500 rpm

Estimated durability at node A: $L_h \frac{207.2 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500} = 2302$ hours

With an 8-hour working day, the bearings serve: $2302/8 = 288$ days or 0.8 years.

Recommendations: From the beginning of the introduction of the reducer into operation, carry out maintenance of bearing replacement every 3 quarters or 0.75 years.