

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная Школа новых производственных технологий
Направление подготовки 15.04.01 «Машиностроение»
Отделение материаловедения школы (НОЦ)

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Проектирование конструкции автомобильной лебедки с использованием конечно-элементного анализа

УДК 621.864.001.66.629.33.517.962

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ71	Сун Цилун		

Руководитель

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

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

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

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Романова С.В.			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
15.04.01 «Машиностроение»	Арляпов А.Ю.	к.т.н.		

Томск – 2019 г.

Планируемые результаты обучения по программе

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
Профессиональные компетенции	
P1	Способность выбирать аналитические и численные методы при разработке математических моделей машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов в машиностроении
P2	Способность подготавливать технические задания на разработку проектных решений, разрабатывать эскизные, технические и рабочие проекты технических разработок с использованием средств автоматизации проектирования и передового опыта разработки конкурентоспособных изделий, участвовать в рассмотрении различной технической документации, подготавливать необходимые обзоры, отзывы, заключения
P3	Способность изучать и анализировать необходимую информацию, технические данные, показатели и результаты работы, систематизировать их и обобщать
P5	Способность получать и обрабатывать информацию из различных источников с использованием современных информационных технологий, уметь применять прикладные программные средства при решении практических вопросов с использованием персональных компьютеров с применением программных средств общего и специального назначения, в том числе в режиме удаленного доступа
Общекультурные компетенции	
P6	Способность выбирать оптимальные решения при создании продукции с учетом требований качества, надежности и стоимости, а также сроков исполнения, безопасности жизнедеятельности и экологической чистоты производства
P7	Способность самостоятельно применять методы и средства познания, обучения и самоконтроля, для приобретения новых знаний и умений.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная Школа новых производственных технологий
Направление подготовки 15.04.01 «Машиностроение»
Отделение материаловедения школы (НОЦ)

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель ООП

(Подпись) _____ (Дата) Арляпов А.Ю.
(Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
8ЛМ71	Сун Цилун

Тема работы:

Проектирование конструкции автомобильной лебедки с использованием конечно-элементного анализа	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	

Срок сдачи студентом выполненной работы:	01.06.19
--	----------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Объектом проектирования является – лебедка с планетарным колесом, уменьшенный размер. Задача: разработать конструкцию автомобильной лебедки с использованием конечно-элементного анализа.
---------------------------------	--

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	<ol style="list-style-type: none"> 1. Обзор литературы и задачи проектирования. 2. Методика проведения и процесс расчета проектировальной работы. 3. Анализ и результаты проектирования. 4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение. 5. Социальная ответственность.
Перечень графического материала	<ol style="list-style-type: none"> 1. Демонстрационный материал (презентация в MS PowerPoint); 2. Чертеж схемы технологии сборки – 1 лист формата А2
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Исследовательский	Шибинский К.Г.
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Конотопский В.Ю.
Социальная ответственность	Романова С.В.
Исследовательский (на англ. яз.)	Ажель Ю.П.
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Исследовательский раздел	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	31.10.17
---	----------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Шибинский К.Г.			31.10.17

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ71	Сун Цилун		31.10.17

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит из 133 с., 54 рис., 16 табл., 42 источников, 2 приложений.

Ключевые слова: лебедка, привод, проектирование, планетарный редуктор, НДС.

Объектом исследования является разработка конструкции лебедки автомобильной и исследование их напряженно-деформированного состояния.

В рамках работы были выполнены:

В первой главе описаны общие сведения об элементах автомобильной лебёдки и анализ конструкции каждой детали.

Во второй главе рассмотрены разработка конструкции лебедки для автомобиля массой до 2000-х килограммов, разработка технологии сборки лебедки, разработка основных геометрических параметров редуктора и их проверка.

В третьей главе были исследованы напряженно-деформированного состояния и экономически анализ изготовления деталей.

Область применения: автомобильная промышленность.

ABSTRACT

As one of the important self-help equipment, automobile winch as an accident when important self-help equipment function can save in the snow, swamp, desert, beach, muddy road and other harsh environments and rescue. With the development of national self-driving and expedition grow with each passing day, the number of trips winch has become an indispensable tool for these people. The winch will be more popular in the use of the various models. In this paper, the form and the development status of the existing winch off-road vehicle, winch illustrates the function. The overall design of the winch including the dynamic scheme design, drive system design.

Key words:

Automotive winch, design, drive system design, stress-strain state, stress analyze

ОГЛАВЛЕНИЕ

Реферат.....	5
Оглавление.....	7
Введение.....	9
I. Элементы автомобильной лебёдки.....	10
1.1. Барабаны для намотки каната.....	10
1.1.1. Барабаны.....	10
1.1.2. Канатоукладчик.....	11
1.1.3. Канаты.....	12
1.2. Понижающий редуктор.....	15
1.2.1. Цилиндрический редуктор.....	16
1.2.2. Планетарный редуктор.....	16
1.2.3. Червячный редуктор.....	17
1.3. Привод.....	18
1.3.1. Ручные автомобильные лебедки.....	19
1.3.2. Электрические автомобильные лебедки.....	19
1.3.3. Механические автомобильные лебедки.....	20
1.3.4. Гидравлические автомобильные лебедки.....	20
II. Разработка конструкции автомобильной лебёдки.....	22
2.1. Исходные данные.....	22
2.2. Конструирование барабана.....	22
2.2.1. Определение силы тяги.....	22
2.2.2. Определение диаметра каната.....	22
2.2.3. Расчет и проверка основных конструктивных размеров барабана..	22
2.2.4. Вычисление минимального крутящего момента редуктора.....	24
2.3. Выбор электродвигателя.....	25
2.3.1. Определение требуемой мощности электродвигателя.....	25
2.3.2. Выбор электродвигателя.....	27
2.4. Проектирование редуктора.....	28
2.4.1. Определение передаточного отношения.....	28
2.4.2. Проектирование редуктора.....	28
2.4.3. Расчет основных геометрических параметров редуктора.....	28
2.5. Проектирование и проверка соединительных элементов.....	37
2.5.1. Расчет шпоночных или шлицевых соединений.....	37
2.5.2. Расчет валов.....	39
2.5.3. Расчет болтовых соединений.....	40
III. Моделирование НДС.....	43
3.1. Сформирование 3D модель каждой детали.....	43
3.1.1. Центральные валы лебедки.....	43
3.1.2. Планетарное колесо первой ступени.....	44
3.1.3. Планетарное колесо второй ступени.....	45
3.1.4. Опоры и корпусы.....	47

3.1.5. Другие элементы.....	47
3.1.6. Полный вид лебедки.....	49
3.2. Анализ напряженно-деформированного состояния.....	50
3.2.1. Центральные валы лебедки.....	50
3.2.2. Планетарное колесо первой ступени.....	53
3.2.3. Планетарное колесо второй ступени.....	57
3.2.4. Опоры и другие элементы.....	61
3.3. Настройка системы и результаты.....	64
IV. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	78
Введение.....	78
4.1. Краткое описание выполненной работы.....	79
4.2. План проекта.....	79
4.3. Продолжительность этапов работ.....	80
4.4. Расчет сметы затрат на выполнение проекта.....	85
4.4.1. Расчет затрат на материалы.....	85
4.4.2. Расчет заработной платы.....	87
4.4.3. Расчет затрат на социальный налог.....	87
4.4.4. Расчет затрат на электроэнергию.....	88
4.4.5. Расчет амортизационных расходов.....	89
4.4.6. Расчет расходов, учитываемых непосредственно на основе платежных (расчетных) документов (кроме суточных)	90
4.4.7. Расчет прочих расходов.....	91
4.5. Расчет общей себестоимости разработки.....	91
4.6. Расчет прибыли.....	92
4.7. Расчет НДС.....	92
4.8. Цена разработки НИР.....	92
4.9. Оценка сравнительной эффективности исследования.....	93
V. Социальная ответственность	97
5.1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности....	101
5.2. Профессиональная социальная безопасность.....	103
5.2.1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды.....	103
5.2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия опасных и вредных факторов на исследователя.....	107
5.3. Экологическая безопасность.....	108
5.4. Защита в ЧС.....	109
Заключение	110
Список использованных источников	111
Приложение А	114
Приложение Б	133

ВВЕДЕНИЕ

В основном автомобильная лебедка для джипов применяется водителями, которые ездят по бездорожью. Также зачастую ее используют путешественники и спортсмены. Когда проходит гонка на трассе, или когда автомобиль передвигается по бездорожью, порой случается такое, что без помощи не обойтись. Именно для таких целей и устанавливают такую лебедку. С ее помощью можно вытянуть застрявший автомобиль, прочистить дорогу, а также для иных различных целей.

Историю автомобильной лебедки можно проследить до периода Первой мировой войны. В то время из-за чрезвычайно плохих дорожных условий, отсутствия в городах дорог надлежащего качества, из-за того, что поля битвы были заполнены грязью и траншеями, из-за отношения дифференциалов автомобилей, легковые автомобили легко могли попасть в грязевые ямы или застрять в траншеях, что сказывалось на скорости передвижения войск. Технические специалисты много думали над тем, как решить данную проблему. В конце концов, одного из специалистов вдохновила лебедка, используемая в порту для буксировки кораблей, и он применил ее к машине, более того, привел ее в движение цепью. Этот проект увенчался успехом. После окончания Второй мировой войны наука и техника развивались стремительными темпами, и большое количество военных технологий было применяли для производства гражданской продукции. По мере развития внедорожника как средства передвижения обычных семей, а также развития разработки конкурентоспособных внедорожников, автомобильная лебедка как основная составная часть внедорожников стала гражданским продуктом и достигла стремительного развития.

Существует много типов лебедок, которые отличаются многими параметрами, и подойдут не на каждый автомобиль. Выбирая необходимое устройство, нужно учитывать его конструктивные особенности и некоторые характеристики машины, на которую лебедка будет устанавливаться.

Назначение и устройство автомобильных лебедок:

Автомобильная лебедка предназначена для вытаскивания автомобиля из сложных условий бездорожья, которые сам он преодолеть не в состоянии. Для этого требуется найти неподвижный прочный объект, закрепить на нем конец троса лебедки, и задействовать ее механизм. В этом случае устройство выступает вторым двигателем машины. Лебедками оснащают внедорожники, участвующие в прохождении лесных трасс.

Рабочий элемент лебедки – это намоточный барабан, оснащенный внутри встроенным тормозом. По одну сторону от барабана располагают понижающий редуктор, а по другую двигатель. В конструкции предусмотрен рычаг отключения барабана от привода в случае необходимости ручного разматывания троса.

I. ЭЛЕМЕНТЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ ЛЕБЕДОК

1.1. Барабаны для намотки троса.

1.1.1. Барабаны

Барабаны лебедок (рис.1.1.1) выполняются сварными или литыми. Они различают для многослойной и однослойной навивок канатов. Барабаны для многослойной навивки применяют только при больших длинах навиваемого каната. Их поверхность может быть гладкой или с канавками (нарезной) для укладки каната, как показано на рис. 2. При многослойной навивке барабаны бывают с гладкой поверхностью. При однослойной навивке применяют нарезные барабаны, что увеличивает поверхность контакта каната и барабана и уменьшает износ каната. Размеры профиля канавок на барабане зависят от параметров каната.

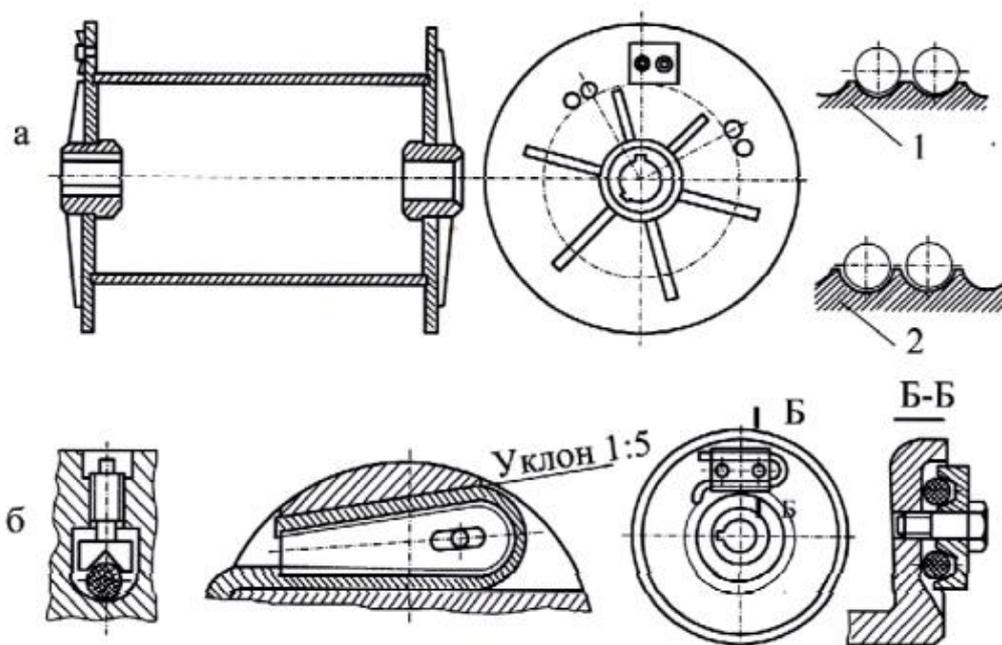


Рис. 1.1.1. Схемы барабанов: а – конструкция барабана; б – схемы запасовки канатов; 1 – нормальная канавка; 2 – глубокая канав

На барабане конец каната закрепляется различными способами: накладкой, клином, нажимными болтами. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Для уменьшения натяжения каната в месте его крепления на барабане всегда должен оставаться запас не менее 1,5...2 витков.

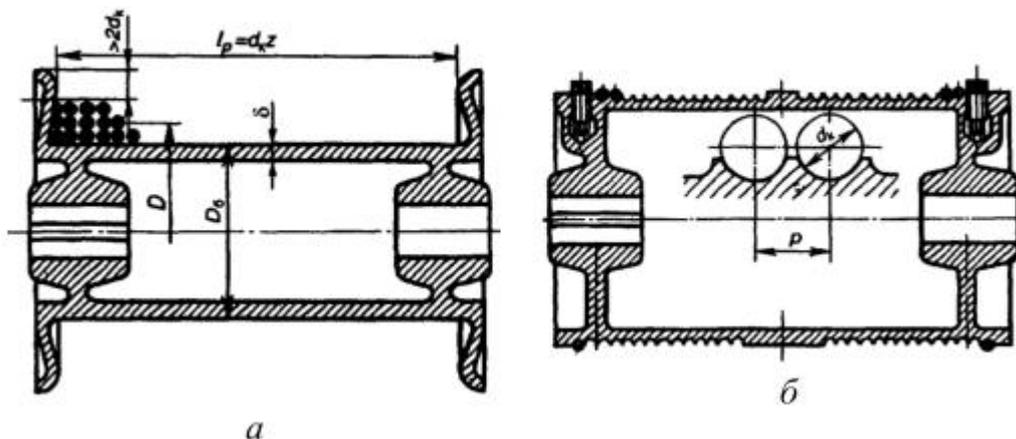


Рис. 1.1.2. Разновидности барабанов лебедок:
 а – гладкий, б – с канавками (нарезной)

Для нашего положения, планируем выбирать гладкий барабан.

1.1.2. Канатоукладчик

Канатоукладчик содержит расположенный со стороны сбегания тягового каната с барабана и установленный на опорной раме блок роликов, между роликами которого пропущен тяговый канат. Блок выполнен из двух групп роликов, из которых ролики одной группы расположены горизонтально друг над другом, а ролики другой группы установлены вертикально с зазором, достаточным для пропуска тягового каната между ними, ориентируя последний в свободном пространстве, образованном боковыми поверхностями этих роликов совместно с боковыми поверхностями горизонтальных роликов. Прижимное устройство для каната лебедки, входящее в состав канатоукладчика, состоит из установленного на оси прижимного элемента, двуплечего рычага, установленного на оси вращения, ориентированной горизонтально вдоль барабана, и груза для приложения к прижимному элементу посредством массы этого груза постоянно действующего усилия. Прижимной элемент выполнен из однотипных роликов, установленных на упомянутой оси прижимного элемента вдоль барабана и контактирующих с витками каната на барабане. Ось роликов прижимного элемента жестко связана с одним из плеч рычага, к другому плечу которого приложена масса упомянутого груза. Ось вращения рычага проходит через сквозные отверстия в вертикальных стойках, жестко закрепленных на опоре с возможностью поворота ее в указанных отверстиях. Горизонтально расположенные ролики установлены с возможностью регулирования расстояния между ними с возможностью установки их при наматывании каната на барабан с обеспечением им прижима к тяговому канату, а при сматывании с возможностью установки их на расстоянии друг от друга,

обеспечивающем возможность свободного прохода тягового каната между ними.

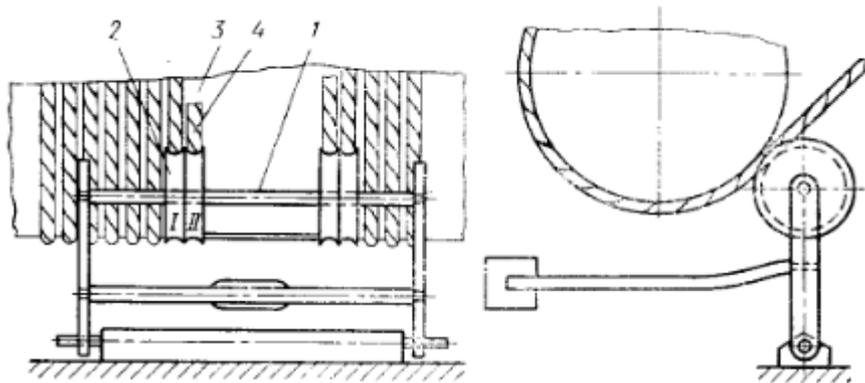


Рис. 1.1.3. Канатоукладчик конструкции



а



б

Рис. 1.1.4. Роликовый канатоукладчик(а)
и алюминиевый канатоукладчик(б)

Для нашего положения, планируем выбрать канатоукладчик формы а.

1.1.3. Канаты

Канаты относятся к такелажному оборудованию, в состав которого также входят цепи и стропы. Канаты бывают стальные, пеньковые и капроновые. Пеньковые канаты применяют редко, так как они обладают низкой механической прочностью. Капроновые канаты считаются более надежными. Стальные канаты изготавливают из проволоки диаметром 0,5...2 мм (реже 3...5 мм). Проволоки предварительно свиваются в пряди, а пряди свивают вокруг пенькового сердечника, который придает канату гибкость и является хранилищем смазочного материала. Стальные канаты являются сложным и ответственным видом проволочных изделий. Они имеют большое количество типов и конструкций и различаются по форме поперечного сечения как самого каната, так и его элементов, а также по физико-химическим характеристикам проволок и сердечников.

Стальные канаты (рис.) должны отвечать действующим государственным стандартам в соответствии с ГОСТ 2688-80 «Канаты стальные, технические условия». В соответствии с настоящим стандартом канаты имеют следующую классификацию.

1. По конструкции:
 - одинарной свивки (спиральные);
 - двойной свивки;
 - тройной свивки.
2. По типу свивки прядей:
 - с точечным касанием проволок между слоями – ТК;
 - с линейным касанием проволок между слоями – ЛК;
 - с комбинированным точечно-линейным касанием проволок – ТЛК.
3. По форме поперечного сечения:
 - круглые;
 - плоские.
4. По форме поперечного сечения прядей:
 - крупнопрядные;
 - фасоннопрядные.
5. По степени крутимости:
 - крутящиеся;
 - малокрутящиеся.
6. По материалу сердечника:
 - с органическим сердечником из натуральных или синтетических материалов – ОС;
 - с металлическим сердечником – МС.
7. По способу свивки:
 - нераскручивающиеся – Н;
 - раскручивающиеся Р.
8. По степени уравновешенности:
 - рихтованные – Р;
 - нерихтованные.

9. По направлению свивки каната:

- правой;
- левой – Л.

10. По сочетанию направлений свивки канатов и его элементов в канатах двойной и тройной свивки.

11. По механическим свойствам:

- канаты марок ВК, В, 1.

12. По виду покрытия поверхности проволоки в канате:

- из проволоки без покрытия;
- из оцинкованной проволоки.

13. По назначению:

- грузоподъемные – ГЛ;
- грузовые – Г;

14. По точности изготовления:

- нормальной;
- повышенной – Т.

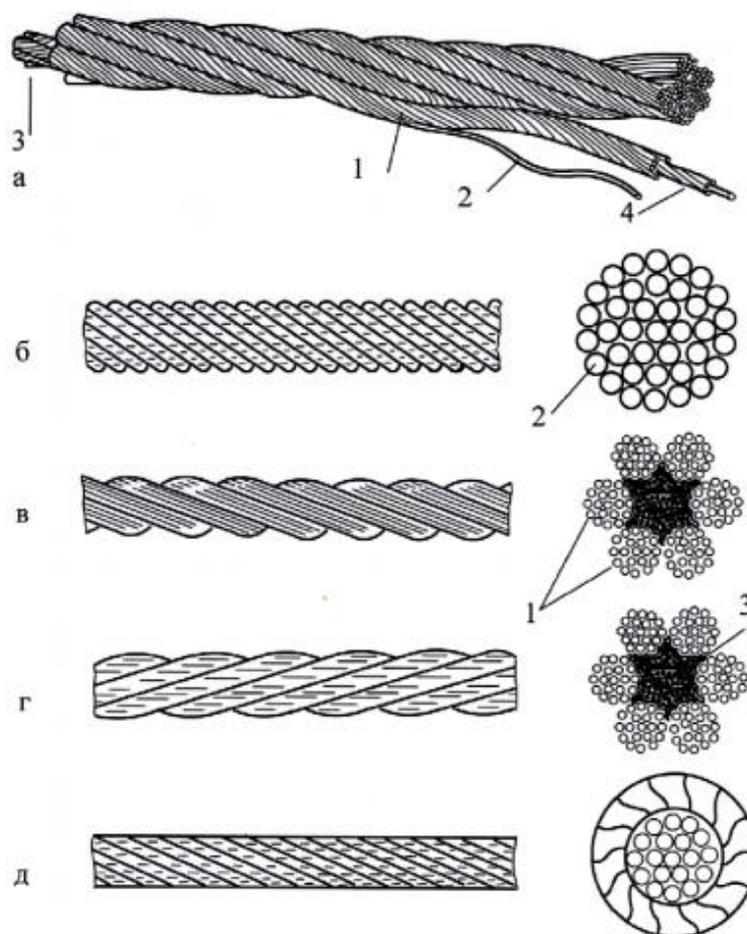


Рис. 1.1.5. Стальные проволочные канаты: а – структура каната; б – одинарной свивки; в – двойной односторонней свивки; г – крестовой свивки; д – спиральный (закрытый); 1 – пряди; 2 – проволока; 3 – сердечник; 4 – верхний слой пряди.

Для тяжело нагруженных канатов и канатов, работающих в условиях высоких температур, в качестве сердечника используют одну из прядей. В грузоподъемных машинах применяют канаты крестовой свивки, которые имеют большую жесткость, хорошо сопротивляются расплющиванию и раскручиванию при огибании блоков и барабанов.

Канат, изготовленный из проволок различного диаметра, имеет линейный контакт проволок между прядями. Прочность таких канатов на 10...15% выше, чем прочность обычного.

Для нашего положения, согласно [5] выбираем канат стальной по ГОСТ 2688-80.

1.2. Понижающий редуктор

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепные или ременные передачи. Указанные механизмы являются наиболее распространенной тематикой курсового проектирования.

Назначение редуктора — понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют ускорителями или мультипликаторами.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугуна или сварного стального), в котором помещают элементы передачи — зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазывания зацеплений и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещен шестеренный масляный насос) или устройства для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения. Второй случай характерен для специализированных заводов, ка которых организовано серийное производство редукторов.

Кинематические схемы и общие виды наиболее распространенных типов редукторов представлены на рис. На кинематических схемах буквой Б обозначен входной (быстроходный) вал редуктора, буквой Т - выходной (тихоходный).

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные); числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.); типу зубчатых колес

(цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т. д.); относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные); особенностям кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т. д.).

Возможности получения больших передаточных чисел при малых габаритах обеспечивают планетарные и волновые редукторы.

Мощность двигателя в лебедке, как известно, составляет всего несколько лошадиных сил, такой небольшой мотор мощности, который способен тянуть тяжелый автомобиль, благодаря того, что заключается в использовании редуктора. Хотя мотор может дать лишь небольшую силу, но редуктор может превратить его в мощную силу.

1.2.1. Цилиндрический редуктор

Редуктор цилиндрический — это разновидность механического редуктора, в основе которого лежит цилиндрическая зубчатая передача, а оси ведущего и ведомого валов параллельны. Применяется на дробильном, шредерном оборудовании, грузоподъемных механизмах, а также в установках, которые требуют приложения значительного усилия, например, на газоочистных и пылеулавливающих станциях.

Редукторы данного вида имеют высокий КПД, большой диапазон передаваемой мощности, надежны и долговечны в эксплуатации. Работать могут при постоянной, переменной, реверсивной, однонаправленной нагрузке.

Цилиндрический редуктор представляет собой одну или несколько последовательно соединенных цилиндрических передач, заключенных в общий корпус. Редуктор имеет входной и выходной валы, которые посредством муфт или иных соединительных элементов соединяются с двигателем и рабочей машиной соответственно. В свою очередь цилиндрическая зубчатая передача представляет собой пару зубчатых колес, находящихся в зацеплении друг с другом.

Когда к входному валу прикладывается вращающий момент, он, как и закрепленное на нем зубчатое колесо, приводится в движение. Посредством цилиндрической передачи усилие передается от колеса входного вала к колесу, находящемуся с ним в зацеплении. Колеса изготавливаются разных диаметров и с разным количеством зубьев, причем колесо с меньшим числом зубьев называется шестерней, а с большим — колесом. Вращающий момент последовательно передается с входного вала на промежуточный, а с промежуточного на выходной (в случае двухступенчатого редуктора).

1.2.2. Планетарный редуктор

Планетарный редуктор (дифференциальный редуктор) — один из классов механических редукторов. Редуктор называется планетарным из-за планетарной передачи, находящейся в редукторе, передающей и

преобразующей крутящий момент. Планетарный редуктор может быть с одной или более планетарными передачами.

Устройство планетарного редуктора:

Солнечная шестерня — в центре редуктора.

Коронная шестерня (эпицикл) — на периферии редуктора.

Сателлиты — три малые шестерни между солнечной и коронной.

Водило — механически соединяет все сателлиты, на осях водила сателлиты вращаются. Вращение от главной передачи передается через полуоси на солнечную шестерню. Солнечная шестерня вращает сателлиты, они вращаются на своих осях, а оси закреплены на водиле, водило — на балке моста. Сателлиты, вращаясь, передают вращение коронной шестерне, а они — к ступице. Крутящий момент увеличивается во столько раз, во сколько раз количество зубьев на солнечной шестерне меньше количества зубьев на коронной.

К достоинствам планетарных редукторов можно отнести:

1. Компактность.

2. Малая масса.

3. Большие передаточные отношения.

4. С помощью дифференциальных передач в машинах получается сложение или разложение движения, что используют, в частности, в автомобилях и металлорежущих станках.

К недостаткам планетарного редуктора можно отнести:

1. Планетарные передачи, по сравнению с другими типами передач, требуют повышенной точности изготовления и сложнее в сборке.

2. Дороже по сравнению с другими видами редукторов.

1.2.3. Червячный редуктор

Редуктор червячный — один из классов механических редукторов. Редукторы классифицируются по типу механической передачи. Редуктор называется червячным по виду червячной передачи, находящейся внутри редуктора, передающей и преобразующей крутящий момент. Винт, который лежит в основе червячной передачи, внешне похож на червяка, отсюда и название. Червячный редуктор может быть с одной или более механическими планетарными передачами.

В червячном редукторе увеличение крутящего момента и уменьшение угловой скорости выходного вала происходит за счет преобразования энергии, заключенной в высокой угловой скорости и низком крутящем моменте на входном валу.

Двигатель со встроенным червячным редуктором называют червячным мотор-редуктором.

Наиболее распространены одноступенчатые червячные редукторы. При больших передаточных числах применяют либо двухступенчатые червячные редукторы, либо комбинированные червячно-зубчатые или зубчато-

червячные редукторы. В одноступенчатых червячных редукторах червяк может располагаться под колесом, над колесом, горизонтально сбоку колеса и вертикально сбоку колеса. Выбор схемы червячного редуктора определяется требованиями компоновки. Червячные редукторы с нижним расположением червяка применяют при $v_1 < 5$ м/с, с верхним — при $v_1 > 5$ м/с. В червячных редукторах с боковым расположением червяка смазка подшипников вертикальных валов затруднена.

В червячных редукторах для повышения сопротивления заеданию применяют более вязкие масла, чем в зубчатых редукторах. При скоростях скольжения $V_{ск} < 7...10$ м/с смазку червячных передач редукторов осуществляют окунанием червяка или колеса в масляную ванну. При нижнем расположении червяка уровень масла в ванне должен проходить по центру нижнего шарика или ролика подшипника качения, а червяк должен быть погружен в масло примерно на высоту витка. Если уровень масла устанавливают по подшипникам и червяк не окунается в масло, то на валу червяка устанавливают маслоразбрызгивающие кольца (крыльчатки), которые и подают масло на червяк и колесо. В червячных редукторах $V_{ск} < 7...10$ м/с применяют циркуляционно-принудительную смазку, при которой масло от насоса через фильтр и холодильник подаётся в зону зацепления.

Для нашего положения, планируем выбирать планетарный редуктор. Ввиду преимуществ планетарного редуктора много. Его объем меньше, а коэффициент редукции относительно велик, и более длительный срок службы. Лебедки обычно устанавливают в небольших помещениях, поэтому чем меньше, тем легче. Планетарное снаряжение для удовлетворения этого требования, поэтому планетарным редуктором является самый оптимальный выбор.

1.3. Привод

Существует несколько видов приводов лебедок, которые различаются по способу приведения в действие механизма и простоты использования.

1.3.1. Ручные автомобильные лебедки

Ручные автолебедки – наиболее старый вид лебедок. Механизм приводится в действие вручную, и требует значительных физических усилий.



Рис.1.3.1. Ручная автомобильная лебедка.

1.3.2. Электрические автомобильные лебедки

Электрические автолебедки – наиболее популярная разновидность. Работают от автомобильного аккумулятора. Отличается простотой управления, но потребляют много энергии, которой хватит не более чем на полчаса работы.



Рис. 1.3.2. Электрическая автомобильная лебедка.

1.3.3. Механические автомобильные лебедки

Механические автолебедки – своего двигателя не имеют, и подключаются к автомобильному. Это может создать проблемы использования в сложных условиях эксплуатации – когда внедорожник застрял в грязи или реке.



Рис. 1.3.3. Механическая автомобильная лебедка.

1.3.4. Гидравлические автомобильные лебедки

Гидравлические автолебедки – совмещают в себе достоинства электрической разновидности и характеризуются плавной и бесшумной работой. В тяжелых условиях эксплуатации эти преимущества достаточно сомнительны, а цена у данных устройств на порядок выше, чем у других видов лебедок.



Рис.1.3.4. Гидравлическая автомобильная лебедка.

Для нашего положения, планируем выбрать автомобильную лебедку с электроприводом. Ввиду того, что ее главными преимуществами были легкий

вес, низкая стоимость производства, а также возможность подстроить ее под разные модели автомобилей. Даже если двигатель автомобиля не работает, лебедка может продолжать функционировать. Таким образом, появление электрических лебедок способствовало популяризации лебедки в целом.

Конструкция электролебедки

Конструкция электролебедки представляет собой барабан для намотки троса, оснащенный тормозным механизмом. С одной стороны к барабану крепится электродвигатель, с другой стороны – редуктор, необходимый для увеличения и передачи тягового усилия. Обычно возле редуктора располагается рычаг сцепления с предохранителем, предназначенный для отключения барабана от привода и ручного разматывания троса.

Управление всем этим механизмом выполняется посредством блока реле. Он, в свою очередь, может быть съемным или монтироваться на корпусе лебедки. Съемный блок можно установить в любом удобном месте автомобиля.

Плюсы электрической лебедки

Плюсы электрической лебедки: большой коммутируемый ток; малый размер и вес; удобство установки; возможность управления из салона; герметичность; надежная защита корпуса на "пробой"; надежность самой электроники.

Двигатель

Устройство электродвигателя несложное и особенно разбираться там не с чем. Единственным важным моментом именно автомобильного использования является возможность вращения ротора двигателя в обоих направлениях для реализации смотки и намотки троса на барабан. Для этого на корпус двигателя выведено не два, а три силовых контакта. Смена «прямого» подключения на «обратное» осуществляется в блоке соленоидов. Вращается ротор электромотора в двух шарикоподшипниках, один из которых впрессован в крышку мотора или напрессован непосредственно на вал, а второй впрессован в моторную стойку. Разборке это не мешает, так как при откручивании двух болтов корпус двигателя с ротором легко выходит из «второго» подшипника.

II. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ЛЕБЕДКИ

Решение для источника питания

На данный момент источником питания лебедки является бортовая сеть автомобиля, напряжением 12 В. Автомобильная лебедка состоит в основном из: двигателя постоянного тока, тормозной муфты, редуктора, барабан.

Решение для механизма передачи

Поскольку выходная мощность электродвигателя постоянного тока небольшая, но ее не хватает для вращения барабана, то необходимо использовать понижающий редуктор.

2.1. Исходные данные

Масса автомобиля: 2000 кг.

Длина каната: 20 м.

Срок службы: 100 ч.

2.2. Конструирование барабана

2.2.1. Определение силы тяги

Сила тяжести автомобиля определяется по следующей формуле:

$$G_{\text{авт}} = mg = 2000 \cdot 9,8 = 19600 \text{ Н}$$

Тогда сила тяги лебедки:

$$F_{\text{т.л.}} = G \cdot k_{\text{тр}} \cdot k_3$$

где $k_{\text{тр}} = 0,5$ – коэффициент трения.

$k_3 = 1,5 \dots 2$. – коэффициент запаса. Принимаем $k_3 = 1,7$.

Подставляя числовые данные, получим

$$F_{\text{т.л.}} = 19600 \cdot 0,5 \cdot 1,7 = 16660 \text{ Н.}$$

2.2.2. Параметры троса

Из ГОСТ для необходимого усилия выбираем диаметр каната $d_k = 5,6$ мм; и его обозначение:

Канат 5,6-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1670 ГОСТ 2688-80

Расчетная площадь сечения всех проволок $A = 11,90 \text{ мм}^2$;

Расчетная масса 1000м смазанного каната $m_{\text{км}} = 116,5 \text{ кг}$;

Маркировочная группа – 1670 н/мм², по которой взяты диаметр каната и разрывное усилие;

Разрывное усилие $F \geq 16800 \text{ Н}$.

2.2.3. Расчет и проверка основных конструктивных размеров барабана

Минимальный диаметр барабана и блоков определяется согласно Правилам Ростехнадзора по формуле

$$D_{\text{б}} \geq (e - 1) \cdot d_{\text{к}}$$

где e – коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима ее эксплуатации: $e = 16$ при легком режиме работы; $e = 18$ при среднем режиме работы; $e = 20$ при тяжёлом режиме работы. В нашем случае $e = 18$;

$d_{\text{к}}$ – диаметр каната.

Подставляя числовые данные, получим

$$D_{\text{б}} \geq 17 \cdot 5,6 = 106,4 \text{ мм}$$

Принимаем $D_{\text{б}} = 110$ мм.

Количество рабочих витков в одном слое навивки

$$Z_{\text{р}} = \frac{1000 \cdot L_{\text{к}}}{\pi \cdot m \cdot (m \cdot d_{\text{к}} + D_{\text{б}}) \varphi} ,$$

где $L_{\text{к}}$ – длина каната, $L_{\text{к}} = 20$ м;

m – число слоев укладки каната на барабан. Из конструктивных соображений принимаем $m = 3$;

φ – коэффициент неплотности навивки каната (для гладких барабанов $\varphi = 0,9 \dots 0,95$, для нарезных $\varphi = 1$). Принимаем $\varphi = 0,9$.

Подставляя числовые данные, получим

$$Z_{\text{р}} = \frac{1000 \cdot 20}{3,14 \cdot 3(3 \cdot 5,6 + 110) \cdot 0,9} = 18,6 ;$$

Общее число витков

$$Z = Z_{\text{р}} + Z_{\text{з}} + Z_{\text{к}}$$

где $Z_{\text{з}}$ – число запасных витков, от 1,5 до 2. Принимаем $Z_{\text{з}} = 1,8$;

$Z_{\text{к}}$ – число витков каната находящихся под зажимным устройством, для нарезных барабанов $Z_{\text{к}}$ составляет от 3 до 4 витков, для гладких равно нулю.

Получается

$$Z = 18,6 + 1,8 + 0 = 20,4$$

Длина барабана гладкого вычисляется

$$L_{\text{б}} = Z \cdot d_{\text{к}} = 20,4 \cdot 5,6 = 114,24 \text{ мм}$$

Принимаем $L_{\text{б}} = 120$ мм.

Гладкие барабаны выполняются с ребордами, диаметр которых $D_{\text{р}}$ равен

$$D_{\text{р}} = D_{\text{б}} + 2 \cdot d(m + 2) ,$$

Подставляя числовые данные, получим

$$D_p = 110 + 2 * 5,6(3 + 2) = 166 \text{ мм}$$

Толщина барабана вычисляется

$$\delta_6 = d_k = 5,6 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta_6 = 6 \text{ мм}$.

В барабанах длиной менее трех диаметров создается более благоприятная картина напряженного состояния из-за сравнительно небольшого изгибающего момента в материале. И так же длиной должно не менее половины диаметра.

Поэтому должно быть выдержано условие

$$0,5 \leq L_6/D_6 \leq 3 ,$$

Проверяем выполнение этого условия

$$L_6/D_6 = 120/110 = 1,09 \in [0,5 \dots 3] .$$

Параметры барабана:

Диаметр	$D_6 = 110 \text{ мм}$
Длина	$L_6 = 120 \text{ мм.}$
Число слоев укладки каната на барабан	$m = 3$
Толщина барабана	$\delta_6 = 6 \text{ мм}$
Диаметр с ребордами	$D_p = 166 \text{ мм}$

2.2.4. Вычисление минимального крутящего момента редуктора

Радиус приложения усилия показан на рис. 2.2.1.

$$R = D_6/2 + 2 \cdot d_k + d_k/2 ,$$

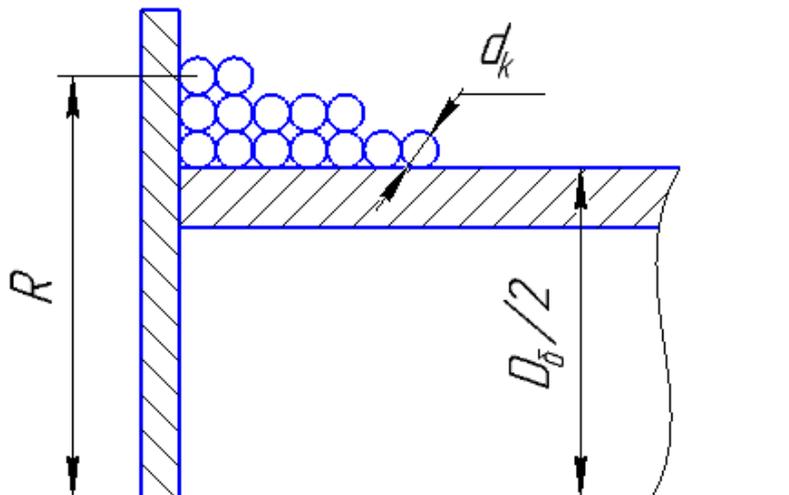


Рис.2.2.1. Радиус приложения усилия R

Подставляя числовые данные, получим

$$R = 110/2 + 2 * 5,6 + 5,6/2 = 64 \text{ мм} = 0,06 \text{ м} .$$

Крутящий момент исполнительного механизма определяется по формуле

$$T_{\text{и.м.}} = F_{\text{т.л.}} \cdot R ,$$

Подставляя числовые данные, получим

$$T_{\text{мин.}} = 16660 * 0,06 = 999,6 \text{ Нм},$$

Минимальный крутящий момент редуктора определяется по формуле:

$$T_{\text{мин.}} = T_{\text{и.м.}} \cdot K_{\text{реж}} ,$$

Коэффициент режима работы $K_{\text{реж}}$ определяется по формуле:

$$K_{\text{реж}} = K_{\text{дв}} \cdot K_{\text{пв}} \cdot K_{\text{с}} \cdot K_{\text{м}} \cdot K_{\text{рев}}$$

где $K_{\text{дв}}$ – коэффициент учитывающий динамические характеристики двигателя;

$K_{\text{пв}}$ – коэффициент зависящий от продолжительности включения;

$K_{\text{с}}$ – коэффициент учитывающий продолжительность работы в сутки;

$K_{\text{м}}$ – коэффициент учитывающий динамические характеристики приводимой машины;

$K_{\text{рев}}$ – коэффициент реверсивности.

Согласно [Фролов К.В. Энциклопедия по машиностроению XXL], принимаем $K_{\text{дв}} = 1,0$; $K_{\text{пв}} = 0,67$; $K_{\text{с}} = 0,7$; $K_{\text{м}} = 1,0$; $K_{\text{рев}} = 0,75$.

Получается

$$K_{\text{реж}} = 1,0 * 0,67 * 0,7 * 1,0 * 0,75 = 0,35$$

Подставляя числовые данные, получим

$$T_{\text{мин.}} = 999,6 * 0,35 = 349,86 \text{ Нм} ,$$

Таким образом, принимаем минимальный крутящий момент редуктора $T_{\text{мин.}} = 350 \text{ Нм}$.

2.3. Выбор электродвигателя

Двигатель выбирается по мощности. Крутящий момент на валу двигателя в данный момент времени определяется текущим значением нагрузки на рабочем органе, приведённой к валу двигателя, т.е. весом груза, передаточным числом редуктора и коэффициент полезного действия всей механической цепочки от груза до электродвигателя.

2.3.1. Определение требуемой мощности электродвигателя

Для определения требуемой мощности электродвигателя должны быть указаны вращающий момент T_p (Н · м) на валу барабана и угловая скорость ω_p (рад/с) этого вала или же сила тяги F (Н) и скорость каната v (м/с).

Искомую мощность P (Вт) электродвигателя определяют из выражения

$$P = \frac{T_p \omega_p}{\eta} = \frac{Fv}{\eta}$$

где η – коэффициент полезного действия (КПД) лебедки, включающий КПД привода и барабана, равен произведению частных КПД передач, входящих в кинематическую схему:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_k$$

Значения КПД передач отдельных типов приведены в табл.2.3.1

Таблица 2.3.1.

Тип передачи или устройства	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор):	
цилиндрическими колесами	0,98
коническими колесами	0,97
Зубчатая открытая	0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка:	
$z_1 = 1$	0,75
$z_1 = 2$	0,85
$z_1 = 4$	0,90
Цепная закрытая	0,95
Цепная открытая	0,93
Ременная:	
плоским ремнем	0,97
клиновыми ремнями	0,96
Подшипники	
качения (одна пара)	0,99
скольжения (одна пара)	0,96
Муфта	
типа МУТО	1
типа МУВП	0,98
типа МЗ	0,99
Планетарный редуктор	
одноступенчатый	0,93
двухступенчатый	0,90
Примечание. Потери на трение в опорах каждого вала учитываются множителем $\eta_o = 0,99 \dots 0,995$.	

Потери в опорах барабана: при подшипниках качения $\eta_6 = 0,95 \dots 0,97$;
 при подшипниках скольжения $\eta_6 = 0,93 \dots 0,95$.

Таким образом, коэффициент полезного действия привода определяется

$$\eta = 0,9 * 0,99 * 0,95 = 0,83$$

Сила тяги $F_{т.л.} = 16600$ н,

Принимаем скорость каната $v = 0,045$ м/с .

Тогда требуемая мощность электродвигателя:

$$P = \frac{F_{т.л.} \cdot v}{\eta} = \frac{16660 * 0,045}{0,83} = 903,3 \text{ Вт} ,$$

Принимаем $P = 0,91$ кВт.

2.3.2. Выбор электродвигателя

Подбираем электродвигатель модель KY110AS0210-15. Технические характеристики показаны в табл. 2.3.2

Таблица 2.3.2.

Модель двигателя	KY110AS0210-15
Масса, кг	6,8
Размер, мм	293*110*110
Номинальное напряжение, В	24
Номинальный ток, А	55
Полезная мощность, Вт	1000
Номинальная частота вращения, об/мин	1500
Номинальный крутящий момент, Нм	6,4
Перегрузка	(2х) 12,8Нм/30 с (3,5х) 22,4Нм/10 с
Уровень шума, дБ	<45

Из-за действительных условий использования лебёдки принимаем $T_{эд} = 22,4$ Нм . Таким образом, входящий крутящий момент редуктора равен моменту электродвигателя

$$T_{вх.} = T_{эд} = 22,4 \text{ Нм} .$$

2.4. Проектирование редуктора

2.4.1. Определение передаточного отношения

Для определения передаточного отношения должны быть указаны входящий и выходящий крутящий момент редуктора.

Передаточное отношение определяют из выражения

$$i = \frac{T_{\text{ВЫХ.}}}{T_{\text{ВХ.}}} = \frac{T_{\text{МИН.}}}{T_{\text{ЭД}}},$$

Подставляя числовые данные, получим

$$i = \frac{350}{22,4} = 15,62.$$

По ГОСТ 2185-66 ближайшее значение $i = 3,15 \times 5 = 15,75$.

2.4.2. Проектирование редуктора

Проектируем кинематическую схему планетарного редуктора двухступенчатого (рис. 2.4.1). Для первой ступени подбираем схему *а* (рис. 2.4.1) с передаточным отношением $i_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 5$; для второй ступени подбираем схему *б* (рис. 2.4.1) с передаточным отношением $i_{46} = \frac{z_6}{z_4} = 3,15$.

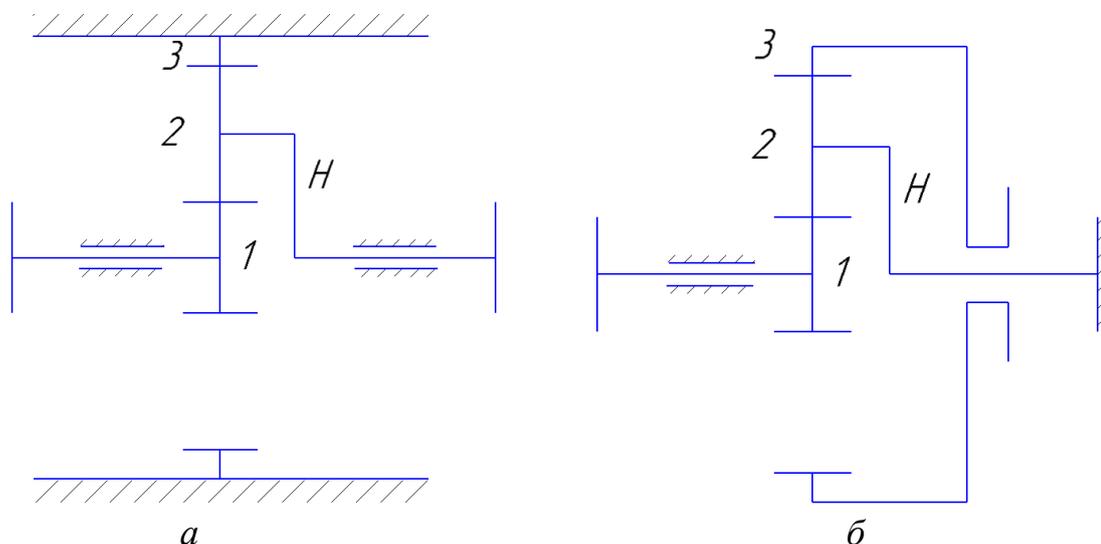


Рис.2.4.1 кинематическая схема передачи (а, б)

2.4.3. Расчет и проверка основных геометрических параметров

редуктора

Для первой ступени:

Принимаем число сателлитов (из условия уравновешивания сил в зацеплении) $n_{c1} = 3$.

Выбираем число зубьев солнечного колеса $z_1 = 18$.

Определяем число зубьев сателлита по формуле

$$z_2 = 0,5(z_3 - z_1) = 0,5z_1 \left(i_{1H}^{(3)} - 2 \right),$$

где z_2 и z_3 – числа зубьев сателлита 2 и корончатого колеса 3.

$$z_2 = 0,5 * 18(5 - 2) = 27$$

Проверяем выполнение условия вхождения зубьев в зацепление по формуле

$$\frac{2(z_1 + z_2)}{n_{c1}} = \gamma, \gamma - \text{целое число.}$$

Подставляя числовые данные, получим

$$\frac{2(18 + 27)}{3} = 30.$$

Условие сборки выполнено.

Проверяем выполнение условия соседства по формуле

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{n_{c1}} \geq z_2 + 2;$$

$$(18 + 27) \sin \frac{\pi}{3} = 39,0$$

$$z_2 + 2 = 27 + 2 = 29 < 39,0$$

Условие соседства выполнено.

Определяем число зубьев корончатого колеса из условия соосности по формуле

$$z_3 = z_1 + 2z_2,$$

$$z_3 = 18 + 2 * 27 = 72.$$

Выбираем материал для зубчатых колес сталь 18ХГТ. Цементация 930°С, воздух. Закалка 840°С, масло. Отпуск 190°С, воздух. Средняя твердость сердцевины зубьев НВ 340 (поверхности HRC 60).

Предел прочности $\sigma_b = 1180$ МПа ;

Предел текучести $\sigma_T = 980$ МПа ;

Базовое число циклов N_{HO} определяют в зависимости от твердости стали, при твердости НВ < 200 принимают $N_{HO} = 10^7$; при твердости НВ 200-500 значение N_{HO} возрастает по линейному закону от 10^7 до $6 * 10^7$.

Таким образом, базовое число циклов

$$N_{HO} = 2,67 * 10^7$$

Определяем рабочее число циклов перемены напряжений для солнечного колеса за весь срок службы $t = 100$ ч. по формуле

$$N_H = 60 \cdot n_{c1} \cdot n_1^{(H)} \cdot t,$$

Здесь $n_1^{(H)} = n_1^{(3)} - n_H^{(3)} = 1500 - 300 = 1200$ об/мин.

$$N_H = 60 \cdot 3 \cdot 1200 \cdot 100 = 2,16 \cdot 10^7$$

Определяем межосевое расстояние между солнечным колесом и сателлитом по формуле

$$a_w \geq K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{n'_c [\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}};$$

входящие в нее величины имеют значения

а) для передач цилиндрическими прямозубыми колесами $K_a = 49,5$;

б) передаточное число $u = z_2/z_1 = 27/18 = 1,5$;

в) вращающий момент

$$T_2 = T_{эд} \cdot i_{1H}^{(3)} = 22,4 \cdot 5 = 112 \text{ Н} \cdot \text{м} = 112 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

г) коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,1$;

д) расчетное число сателлитов $n'_c = n_{c1} - 0,7 = 3 - 0,7 = 2,3$;

е) допускаемое контактное напряжение по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} \cdot K_{HL}}{[S_H]};$$

Здесь $\sigma_{H \text{ limb}}$ – предельное значение контактной выносливости.

$$\sigma_{H \text{ limb}} = 23\text{HRC} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа};$$

K_{HL} – коэффициент долговечности. Если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают $K_{HL} = 1$. В других условиях, когда эквивалентное число циклов перемены напряжения N_H меньше базового N_{H0} , то

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}};$$

Если при расчете колес из нормализованной или улучшенной стали K_{HL} получается больше 2,6, то принимают $K_{HL} = 2,6$; для колес из закаленной стали $K_{HL} \leq 1,8$.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{2,67 \cdot 10^7}{2,16 \cdot 10^7}} = 1,04$$

Коэффициент безопасности $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$ для колес из улучшенной стали, принимаем среднее значение $[S_H] = 1,15$.

Подставляя числовые данные, получим

$$[\sigma_H] = \frac{1380 * 1,04}{1,15} = 1248 \text{ МПа};$$

Коэффициент ширины сателлита принимаем $\psi_{ba} = 0,5$.

После подстановки приведенных величин в формулу межосевого расстояния имеем

$$a_w \geq 49,5 * (1 + 1,5) \cdot \sqrt[3]{\frac{112 * 10^3 * 1,1}{2,3 * 1248^2 * 1,5^2 * 0,5}} = 38,71 \approx 39 \text{ мм}$$

Определяем модуль зацепления на основании формулы

$$m = \frac{2a_w}{z_1 + z_2} = \frac{78}{45} = 1,733 \text{ мм}$$

Принимаем $m = 1,75$ мм.

Определяем диаметры делительных окружностей колес и ширину

$$d_1 = mz_1 = 1,75 * 18 = 32 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 1,75 * 27 = 47 \text{ мм}$$

$$d_3 = mz_3 = 1,75 * 72 = 126 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{ba} a_w = 0,5 * 38 = 19 \text{ мм}$$

Выполняем проверочный расчет зубьев на изгиб по формуле. Последовательность расчета сходна с изложенной выше. Значения коэффициентов определяют по ГОСТ 21354-75.

Не воспроизводя всех выкладок, приводим результат:

Расчетное напряжение изгиба, МПа

$$\sigma_F = 2Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{T_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{n'_c z_2 b m^2};$$

где Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба. Принимаем $Y_F = 2,5$.

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба. Принимаем $Y_\beta = 1$.

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Принимаем $Y_\varepsilon = 0,75$.

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете зубьев на выносливость при изгибе. Принимаем $K_{F\alpha} = 1$.

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе. Принимаем $K_{F\beta} = 1,5$.

$K_{F\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, при расчете на выносливость при изгибе. Принимаем $K_{F\nu} = 1,2$.

Коэффициент Y_β введен для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы зуба, что и в случае прямых зубьев. Этот коэффициент определяют по формуле

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$$

где β° – угол наклона делительной линии зуба.

n'_c – расчетное число сателлитов. $n'_c = n_{c1} - 0,7 = 3 - 0,7 = 2,3$;

Подставляя числовые данные, получим

$$\sigma_F = 2 * 2,5 * 1 * 0,75 \frac{112 * 10^3 * 1 * 1,5 * 1,2}{2,3 * 27 * 20 * 1,75^2} = 198,76 \text{ МПа}$$

Сравним с допускаемым напряжением

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0 \cdot K_{FL} K_{Fc}}{[S_F]};$$

где $\sigma_{F\text{limb}}^0$ – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба. Принимаем $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 950 \text{ МПа}$. (38 с.)

K_{FL} – коэффициент долговечности, зависящий от соотношения базового и эквивалентного чисел циклов. Принимаем $K_{FL} = 1$.

K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки $K_{Fc} = 1$.

$[S_F]$ – коэффициент безопасности, определяют как произведение двух коэффициентов: $[S_F] = [S_F]' [S_F]''$. Первый коэффициент $[S_F]'$ учитывает нестабильность свойств материала зубчатых колес, принимаем $[S_F]' = 1,55$. (38 с.). Второй множитель $[S_F]''$ учитывает способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$; для проката $[S_F]'' = 1,15$; для литых заготовок $[S_F]'' = 1,3$.

Подставляя числовые данные, получим

$$[\sigma_F] = \frac{950 * 1 * 1}{1,55 * 1,15} = 533,0 \text{ МПа}$$

Условие прочности $\sigma_F < [\sigma_F]$ выполнено.

Для второй ступени:

Принимаем число сателлитов (из условия уравнивания сил в зацеплении) $n_{c2} = 3$.

Выбираем число зубьев солнечного колеса $z_4 = 22$.

Определяем число зубьев сателлита по формуле

$$z_5 = 0,5(z_6 - z_4) = 0,5z_4(i_{46} - 1),$$

где z_2 и z_3 – числа зубьев сателлита 2 и корончатого колеса 3.

$$z_5 = 0,5 * 22(3.15 - 1) = 23$$

Проверяем выполнение условия вхождения зубьев в зацепление по формуле

$$\frac{2(z_4 + z_5)}{n_{c2}} = \gamma, \gamma - \text{целое число.}$$

Подставляя числовые данные, получим

$$\frac{2(22 + 23)}{3} = 30.$$

Условие сборки выполнено.

Проверяем выполнение условия соседства по формуле

$$(z_4 + z_5) \sin \frac{\pi}{n_{c2}} \geq z_5 + 2;$$

$$(22 + 23) \sin \frac{\pi}{3} = 39,0$$

$$z_5 + 2 = 23 + 2 = 25 < 39,0$$

Условие соседства выполнено.

Определяем число зубьев корончатого колеса из условия соосности по формуле

$$z_6 = z_4 + 2z_5,$$

$$z_6 = 22 + 2 * 23 = 68.$$

Выбираем материал для зубчатых колес сталь 18ХГТ. Цементация 930°С, воздух. Закалка 840°С, масло. Отпуск 190°С, воздух. Средняя твердость сердцевины зубьев НВ 340 (поверхности HRC 60).

Предел прочности $\sigma_b = 1180$ МПа ;

Предел текучести $\sigma_T = 980$ МПа ;

Базовое число циклов N_{HO} определяют в зависимости от твердости стали, при твердости НВ < 200 принимают $N_{HO} = 10^7$; при твердости НВ 200-500 значение N_{HO} возрастает по линейному закону от 10^7 до $6 * 10^7$.

Таким образом, базовое число циклов

$$N_{HO} = 2,67 * 10^7$$

Определяем рабочее число циклов перемены напряжений для солнечного колеса за весь срок службы $t = 100$ ч. по формуле

$$N_H = 60 \cdot n_{c2} \cdot n_2 \cdot t,$$

Здесь $n_2 = n_H^{(3)} - n_6 = 300 - 95 = 205$ об/мин.

$$N_H = 60 \cdot 3 \cdot 205 \cdot 100 = 3,69 \cdot 10^6$$

Определяем межосевое расстояние между солнечным колесом и сателлитом по формуле

$$a_w \geq K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T'_2 K_{H\beta}}{n'_c [\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}};$$

входящие в нее величины имеют значения

- а) для передач цилиндрическими прямозубыми колесами $K_a = 49,5$;
- б) передаточное число $u = z_5/z_4 = 23/22 = 1,045$;
- в) вращающий момент

$$T'_2 = T_2 \cdot u = 112 \cdot 10^3 \cdot 1,045 = 117 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

- г) коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,1$;
- д) расчетное число сателлитов $n'_{c2} = n_{c2} - 0,7 = 3 - 0,7 = 2,3$;
- е) допускаемое контактное напряжение по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} \cdot K_{HL}}{[S_H]};$$

Здесь $\sigma_{H \text{ limb}}$ – предельное значение контактной выносливости.

$$\sigma_{H \text{ limb}} = 23\text{HRC} = 23 \cdot 64 = 1426 \text{ МПа};$$

K_{HL} – коэффициент долговечности. Если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают $K_{HL} = 1$. В других условиях, когда эквивалентное число циклов перемены напряжений N_H меньше базового N_{H0} , то

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}};$$

$$K_{HL} = 1$$

Коэффициент безопасности $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$ для колес из улучшенной стали, принимаем среднее значение $[S_H] = 1,15$.

Подставляя числовые данные, получим

$$[\sigma_H] = \frac{1426 * 1}{1,15} = 1240 \text{ МПа};$$

Коэффициент ширины сателлита принимаем $\psi_{ba} = 1$.

После подстановки приведенных величин в формулу межосевого расстояния имеем

$$a_w \geq 49,5 * (1 + 1.045) \cdot \sqrt[3]{\frac{117 * 10^3 * 1,1}{2,3 * 1240^2 * 1.045^2 * 1}} = 32,58 \approx 33 \text{ мм}$$

Определяем модуль зацепления на основании формулы

$$m = \frac{2a'_w}{z_4 + z_5} = \frac{66}{45} = 1,47 \text{ мм}$$

Принимаем $m = 1,5$ мм.

Определяем диаметры делительных окружностей колес и ширину

$$d_4 = mz_4 = 1,5 * 22 = 33 \text{ мм}$$

$$d_5 = mz_5 = 1,5 * 23 = 34,5 \text{ мм}$$

$$d_6 = mz_6 = 1,5 * 68 = 102 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{ba} a'_w = 1 * 33 = 33 \text{ мм}$$

Выполняем проверочный расчет зубьев на изгиб по формуле. Последовательность расчета сходна с изложенной выше. Значения коэффициентов определяют по ГОСТ 21354-75.

Не воспроизводя всех выкладок, приводим результат:

Расчетное напряжение изгиба, Мпа

$$\sigma_F = 2Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{T_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{n'_c z_2 b m^2};$$

где Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба. Принимаем $Y_F = 2,5$.

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба. Принимаем $Y_\beta = 1$.

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Принимаем $Y_\varepsilon = 0,75$.

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете зубьев на выносливость при изгибе. Принимаем $K_{F\alpha} = 1$.

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе. Принимаем $K_{F\beta} = 1,5$.

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, при расчете на выносливость при изгибе. Принимаем $K_{Fv} = 1,15$.

Коэффициент Y_β введен для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы зуба, что и в случае прямых зубьев. Этот коэффициент определяют по формуле

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$$

где β° – угол наклона делительной линии зуба.

Подставляя числовые данные, получим

$$\sigma_F = 2 * 2,5 * 1 * 0,75 \frac{117 * 10^3 * 1 * 1,5 * 1,15}{2,3 * 23 * 33 * 1,5^2} = 192,7 \text{ МПа}$$

Сравним с допускаемым напряжением

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0 \cdot K_{FL} K_{Fc}}{[S_F]} ;$$

где $\sigma_{F \text{ limb}}^0$ – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба. Принимаем $\sigma_{F \text{ limb}}^0 = 1000 \text{ МПа}$. (38 с.)

K_{FL} – коэффициент долговечности, зависящий от соотношения базового и эквивалентного чисел циклов. Принимаем $K_{FL} = 1$.

K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки $K_{Fc} = 1$.

$[S_F]$ – коэффициент безопасности, определяют как произведение двух коэффициентов: $[S_F] = [S_F]' [S_F]''$. Первый коэффициент $[S_F]'$ учитывает нестабильность свойств материала зубчатых колес, принимаем $[S_F]' = 1,55$. (38 с.). Второй множитель $[S_F]''$ учитывает способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$; для проката $[S_F]'' = 1,15$; для литых заготовок $[S_F]'' = 1,3$.

Подставляя числовые данные, получим

$$[\sigma_F] = \frac{1000 * 1 * 1}{1,55 * 1,15} = 561,0 \text{ МПа}$$

Условие прочности $\sigma_F < [\sigma_F]$ выполнено.

Таким образом, основные геометрические параметры редуктора получаются:

Параметры	Первая ступень	Вторая ступень
Передаточное отношение i	5	3,15
Число зубьев z	$z_1 = 18$ $z_2 = 27$	$z_4 = 22$ $z_5 = 23$

	$z_3 = 72$	$z_6 = 68$
Модуль зацепления m , мм	1,75	1,5
Диаметры делительных окружностей колес d , мм	$d_1 = 32$ $d_2 = 47$ $d_3 = 126$	$d_4 = 33$ $d_5 = 34,5$ $d_6 = 102$
Ширина колес b , мм	19	33

2.5. Проектирование и проверка соединительных элементов

2.5.1. Расчет шпоночных или шлицевых соединений

Длину шпонки назначают из стандартного ряда так, чтобы она была несколько меньше длины ступицы (примерно на 5—10мм). Напряжение смятия узких граней шпонки не должно превышать допускаемого, т. е. должно удовлетворяться условие (по ГОСТ 23360-78)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p t} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

где T — передаваемый вращающий момент, Н · мм;

d — диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

t — глубина врезания шпонки в ступицу, мм;

l_p — рабочая длина шпонки, мм. Для шпонки с плоскими торцами $l_p = l$, при скругленных торцах $l_p = l - b$; b — ширина шпонки, мм;

$[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение на смятие, МПа. При стальной ступице и спокойной нагрузке допускаемое напряжение смятия $[\sigma]_{\text{см}} \leq 150$ МПа; при колебаниях нагрузки следует снижать $[\sigma]_{\text{см}}$ на 20-25%; при ударной нагрузке снижать на 40-50%; для насаживаемых на вал чугуновых деталей приведенные значения $[\sigma]_{\text{см}}$ снижать вдвое.

Для шпонки соединения шпинделя электродвигателя и центрального колеса первой ступени (чертеж показан в приложении Б):

$$T = T' = 22,4 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p t} = \frac{2 * 22,4 * 10^3}{14 * 15 * 3,0} = 71,11 \text{ МПа}$$

Для шпонки соединения центрального вала и центрального колеса второй ступени:

$$T = T' = 117 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p t} = \frac{2 * 117 * 10^3}{17 * 28 * 3,5} = 140,46 \text{ МПа}$$

Условие напряжение на смятие $\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$ выполнено.

Шлицевые соединения рассчитывают на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_c z h l \psi} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

где T — передаваемый вращающий момент, Н · мм;

d_c — средний диаметр шлицевого соединения, мм. Для прямозубых шлицев $d_c = 0,5(D + d)$;

z — число шлицев;

h — высота поверхности контакта шлицев, мм.

l — длина поверхности контакта шлицев, принимаемая равной длине ступицы, мм;

ψ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами: $\psi = 0,7 \dots 0,8$. Принимаем $\psi = 0,75$;

$[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение на смятие рабочих поверхностей шлицев. $[\sigma]_{\text{см}} \leq 120$ МПа.

h определяют по формуле:

$$h = \frac{D - d}{2} - 2C;$$

где C — длина фаски.

Для первой ступени:

$$T = 112 * 10^3 \text{ Н · мм};$$

$$d_c = 0,5(D + d) = 0,5(20 + 16) = 18 \text{ мм};$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2C = \frac{20 - 16}{2} - 2 * 0,3 = 3,4 \text{ мм};$$

$$z = 6; l = 9 \text{ мм}.$$

Подставляя числовые данные, получим:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 * 112 * 10^3}{18 * 6 * 3,4 * 9 * 0,75} = 90,37 \text{ МПа}$$

Условие напряжение на смятие $\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$ выполнено.

Для второй ступени:

$$T = 117 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$d_c = 0,5(D + d) = 0,5(20 + 16) = 18\text{мм};$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2C = \frac{20 - 16}{2} - 2 * 0,3 = 3,4\text{мм};$$

$$z = 6; l = 9\text{мм}.$$

Подставляя числовые данные, получим:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 * 117 * 10^3}{18 * 6 * 3,4 * 9 * 0,75} = 94,41 \text{ Мпа}$$

Условие напряжение на смятие $\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$ выполнено.

2.5.2. Расчет валов

Проектирование вала начинают с определения диаметра выходного конца из расчета на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению без учета влияния изгиба

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}}$$

где T — крутящий момент, Н · мм;

$[\tau_k]$ — допускаемое напряжение на кручение. Выбираем материал валов марки стали 40Х, закалка с охлаждением в воде, и его $[\tau_k] = 160 \dots 220\text{Мпа}$ (Н/мм²) (по ГОСТ 4543-71), принимаем $[\tau_k] = 190\text{Мпа}$ (Н/мм²).

Для валов сателлита планетарного колеса первой ступени:

$$T_{\text{ит.}} = T_2 = 112 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

Для каждого вала:

$$T = T_{\text{ит.}}/3 = 37,33 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 37,33 * 10^3}{3,14 * 190}} = 9,99\text{мм};$$

Принимаем $d_1 = 10\text{мм}$.

Для центрального вала соединения водила сателлита первой ступени и центрального колеса второй ступени:

$$T = T_2 = 112 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 112 * 10^3}{3,14 * 190}} = 14,42\text{мм};$$

Принимаем $d_2 = 15\text{мм}$.

Ввиду существования канавки шпонки и шлица, диаметр вала должен увеличиваться 5% ... 10% при условии диаметр $d \leq 100\text{мм}$.

То принимаем $d_{2\text{мин.}} = 17\text{мм}$

Для валов сателлита второй ступени планетарного колеса:

$$T'_{\text{ит.}} = T'_2 = 117 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

Для каждого вала:

$$T = T'_{\text{ит.}}/3 = 39 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 39 * 10^3}{3,14 * 190}} = 10,15\text{мм};$$

Принимаем $d_3 = 12\text{мм}$.

Для центрального вала соединения водила второй ступени и опоры:

$$T = T'_2 = 117 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 117 * 10^3}{3,14 * 190}} = 14,63\text{мм};$$

Принимаем $d_4 = 15\text{мм}$.

Ввиду существования канавки шпонки и шлица, диаметр вала должен увеличиваться 5% ... 10% при условии диаметр $d \leq 100\text{мм}$.

То принимаем $d_{4\text{мин.}} = 17\text{мм}$

2.5.3. Расчет болтовых соединений

Болты рассчитывают по формуле, мм

$$\tau_{cp} = \frac{2M}{D \cdot z \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_{cp}]$$

где M — крутящий момент, Н·мм;

D — диаметр центральной окружности болтов, мм;

z — число болтов;

d — диаметр болтов;

$[\tau_{ср}]$ — допускаемое напряжение на срез, МПа. Для обычных болтов выбираем сталь 45, его $[\tau_{ср}] = 65 \dots 125$ МПа, принимаем $[\tau_{ср}] = 85$ МПа.

Для болтов соединения соединительного диска и коронного колеса первой ступени:

$$M = \frac{72}{18 + 27} \cdot T = 1,6 * 112 * 10^3 = 179,2 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$D = 144 \text{ мм};$$

$$z = 8;$$

$$d = 8 \text{ мм};$$

$$\tau_{ср} = \frac{2M}{D \cdot z \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2 * 179,2 * 10^3}{144 * 8 * \frac{\pi 8^2}{4}} = 6,19 \text{ МПа}.$$

Условие напряжение на срез $\tau_{ср} < [\tau_{ср}]$ выполнено.

Для болтов соединения бока барабана и центрального барабана:

$$M < 0,1 \cdot T = 0,1 * 352,8 * 10^3 = 35,3 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$D = 127 \text{ мм};$$

$$z = 8;$$

$$d = 5 \text{ мм};$$

$$\tau_{ср} \leq \frac{2M}{D \cdot z \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2 * 35,3 * 10^3}{127 * 8 * \frac{\pi 5^2}{4}} = 3,54 \text{ МПа}.$$

Условие напряжение на срез $\tau_{ср} < [\tau_{ср}]$ выполнено.

Для болтов соединения электродвигателя и соединительного диска:

$$M = T_{эд.} = 22,4 * 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$D = 130 \text{ мм};$$

$$z = 4;$$

$$d = 10 \text{ мм};$$

$$\tau_{ср} \leq \frac{2M}{D \cdot z \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2 * 22,4 * 10^3}{130 * 4 * \frac{\pi 10^2}{4}} = 1,10 \text{ МПа.}$$

Условие напряжение на срез $\tau_{ср} < [\tau_{ср}]$ выполнено.

III. Моделирование НДС

3.1. Сформирование 3D модель каждого элемента:

Детали автомобильной лебедки показаны на следующие:

3.1.1. Центральные валы лебедки:

Центральные валы лебедки включают в себя центральный вал 1 и центральный вал 2.

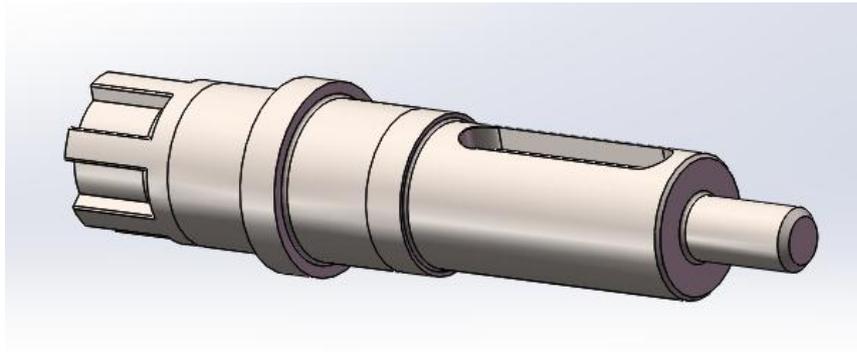


Рис.3.1.1. Центральный вал 1

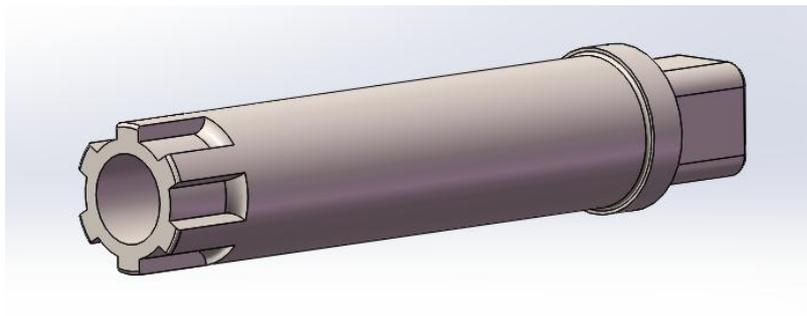
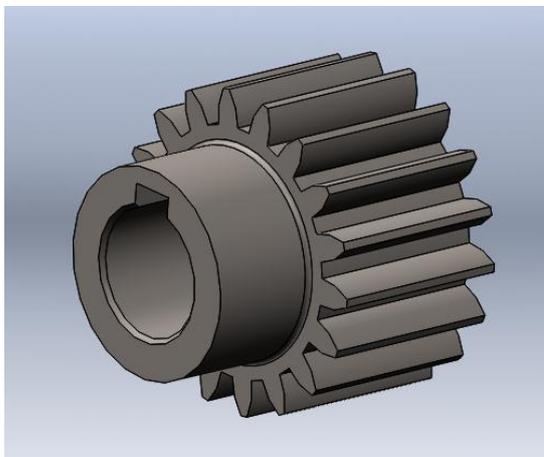


Рис. 3.1.2. Центральный вал 2

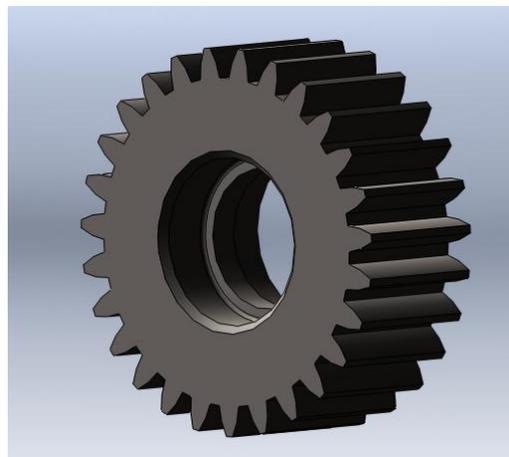
3.1.2. Планетарное колесо первой ступени:

Планетарное колесо первой ступени включает в себя центральное колесо, сателлиты, коронное колесо, водила сателлита, валы сателлита и т. д.



а

Рис. 3.1.3. Центральное колесо планетарного колеса первой ступени(а)



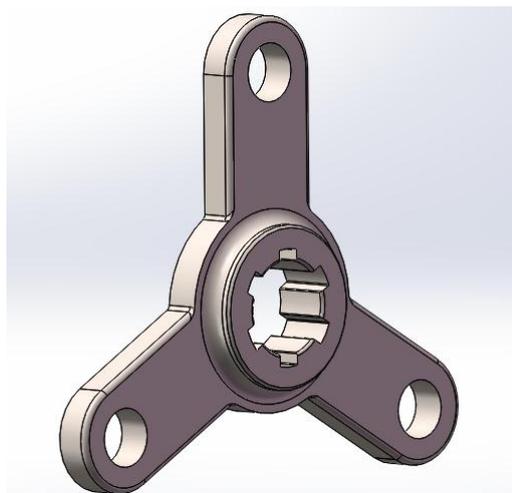
б

Рис. 3.1.4. Сателлит планетарного колеса первой ступени(б)



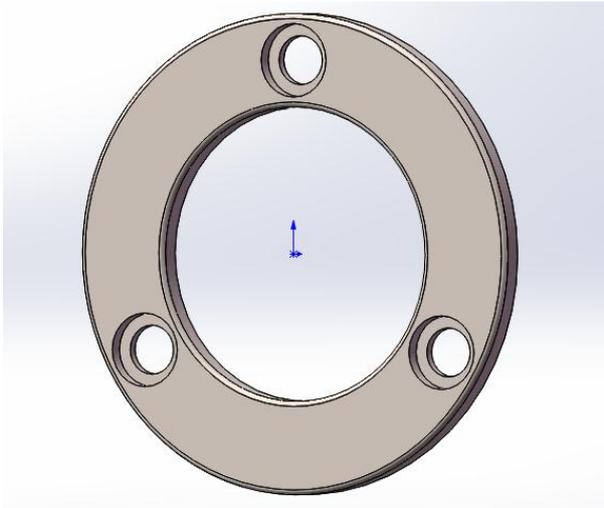
а

Рис. 3.1.5. Коронное колесо планетарного колеса первой ступени(а)

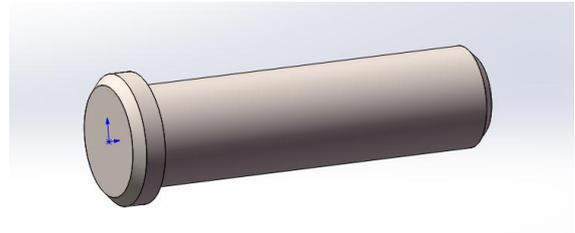


б

Рис. 3.1.6. Водило сателлита планетарного колеса первой ступени(б)



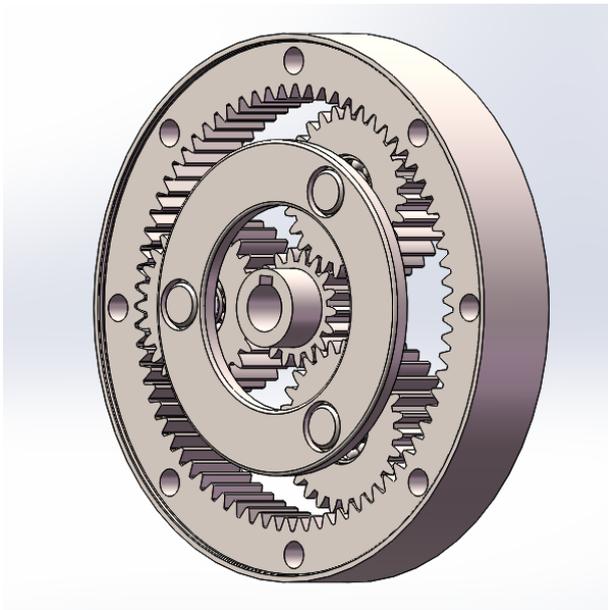
a



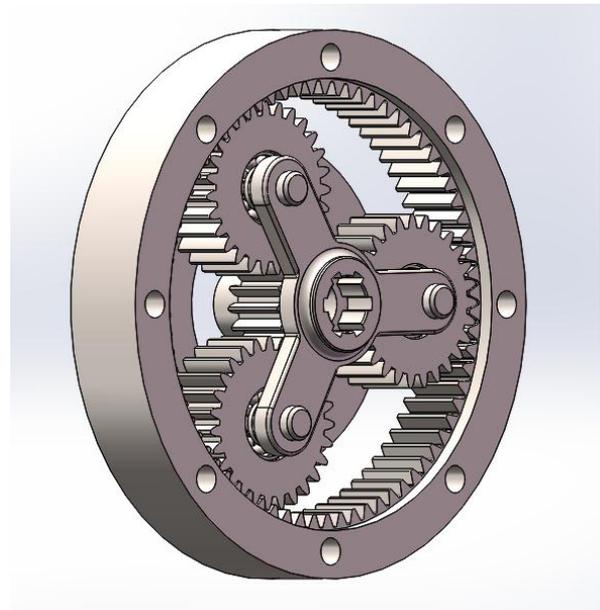
б

Рис. 3.1.7. Бок водила сателлита планетарного колеса первой ступени(а)

Рис. 3.1.8. Вал сателлита планетарного колеса первой ступени(б)



a

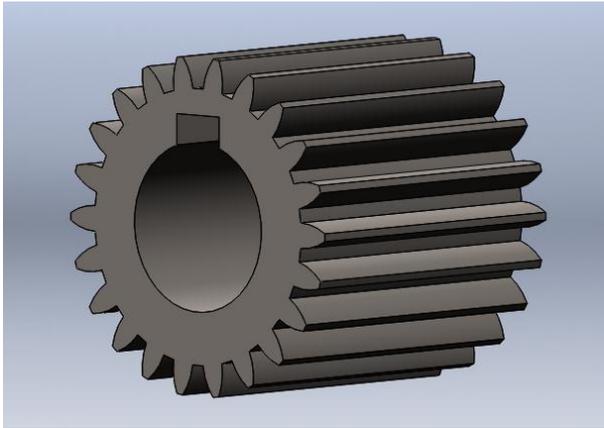


б

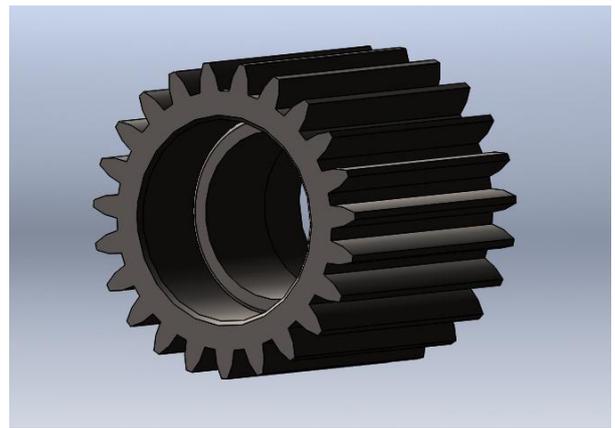
Рис. 3.1.9. Планетарное колесо первой ступени, слева(а) и справа(б)

3.1.3. Планетарное колесо второй ступени:

Планетарное колесо второй ступени включает в себя центральное колесо, сателлиты, коронное колесо, водила сателлита, валы сателлита и т. д.



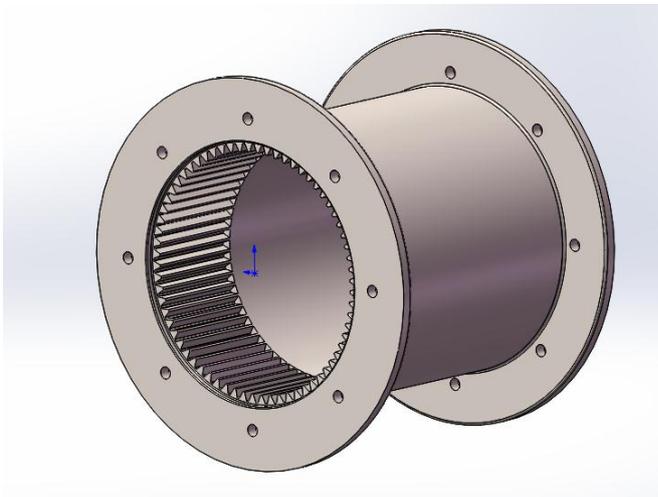
а



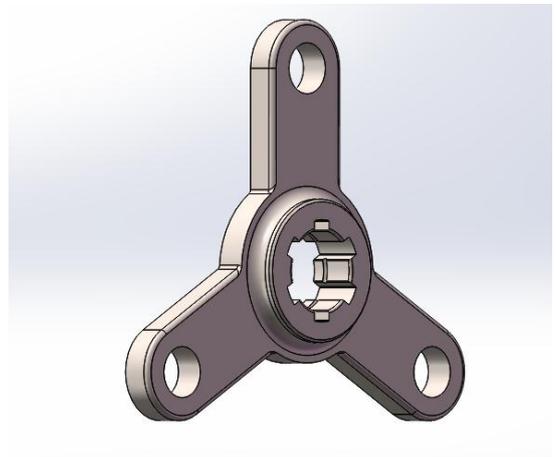
б

Рис. 3.1.10. Центральное колесо планетарного колеса второй ступени(а)

Рис. 3.1.11. Сателлит планетарного колеса второй ступени(б)



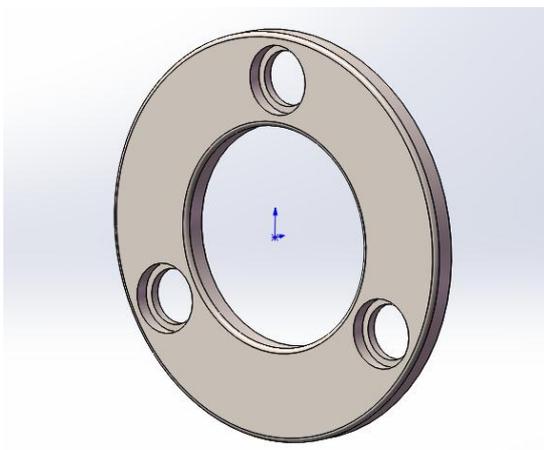
а



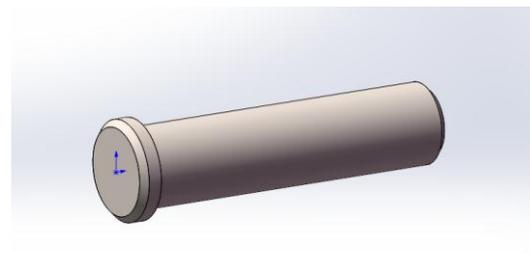
б

Рис. 3.1.12. Коронное колесо планетарного колеса второй ступени(а)

Рис. 3.1.13. Водило сателлита планетарного колеса второй ступени(б)



а



б

Рис. 3.1.14. Бок водила сателлита планетарного колеса второй ступени(а)

Рис. 3.1.15. Вал сателлита планетарного колеса второй ступени(б)

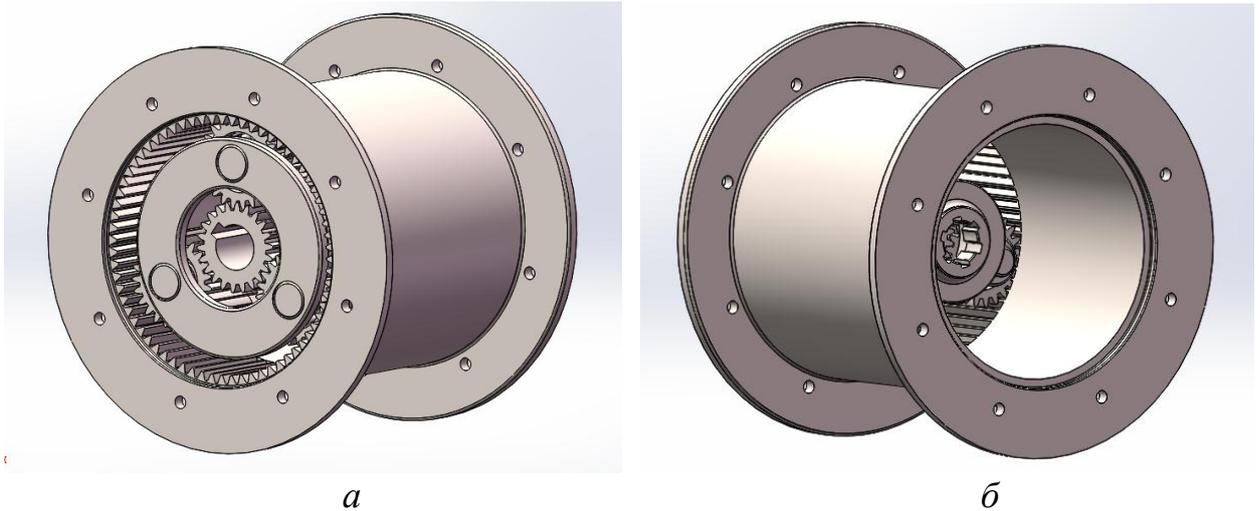


Рис. 3.1.16. Планетарное колесо второй ступени, слева(а) и справа(б)

3.1.4. Опоры и корпуса:

Опоры включают в себя опора электродвигателя верхняя, опора электродвигателя нижняя, левая опора барабана и правая опора барабана. Корпусы включают в себя корпус 1, корпус 2 и корпус 3.

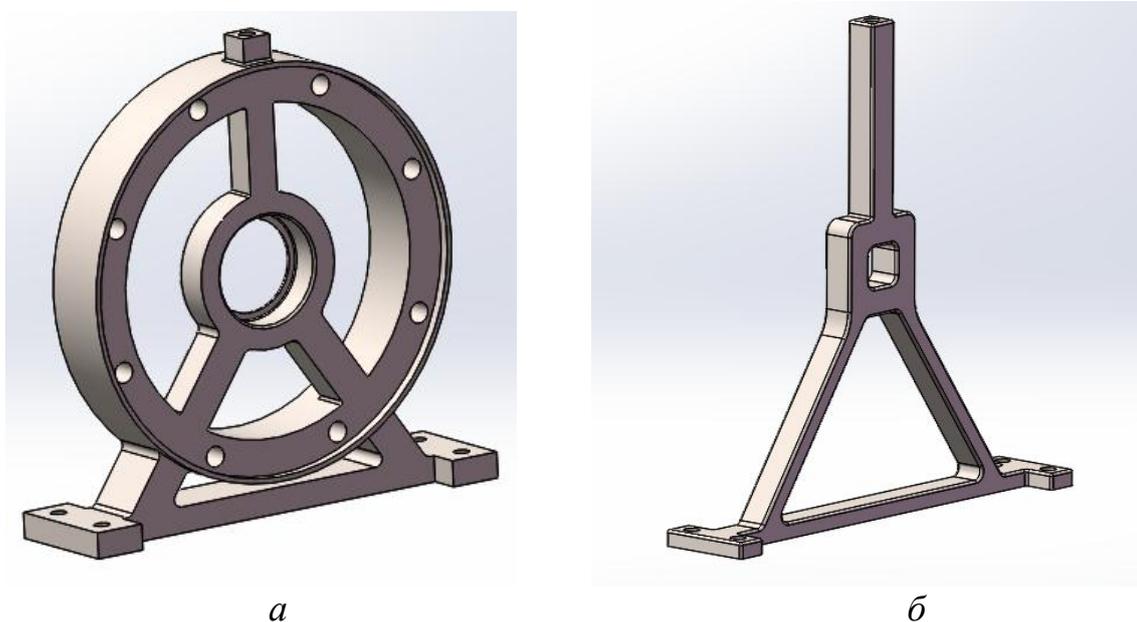
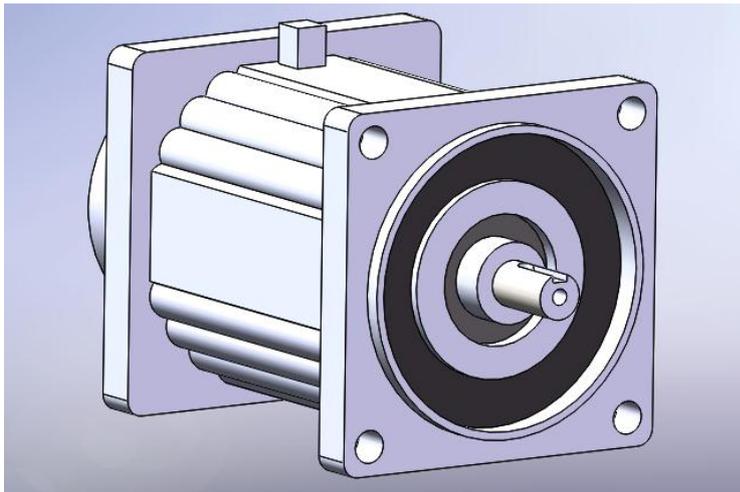


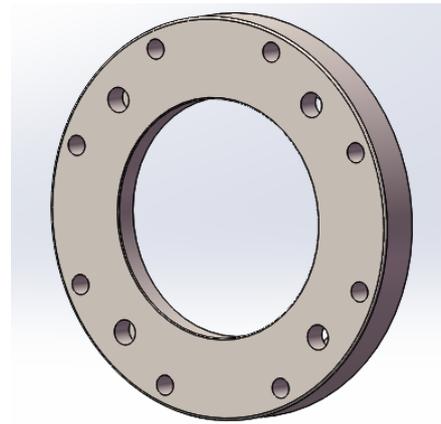
Рис. 3.1.17. Левая опора барабана(а) и правая опора барабана(б)

3.1.5. Другие элементы:

Другие элементы включают в себя электродвигатель, соединительный диск, канатоукладчик, левый и правый бок барабана.



а



б

Рис. 3.1.18. Электродвигатель(а) и соединительный диск(б).

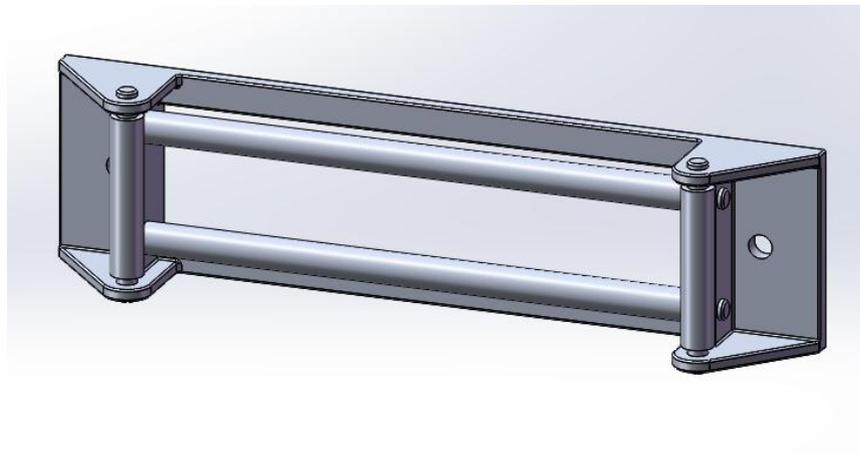
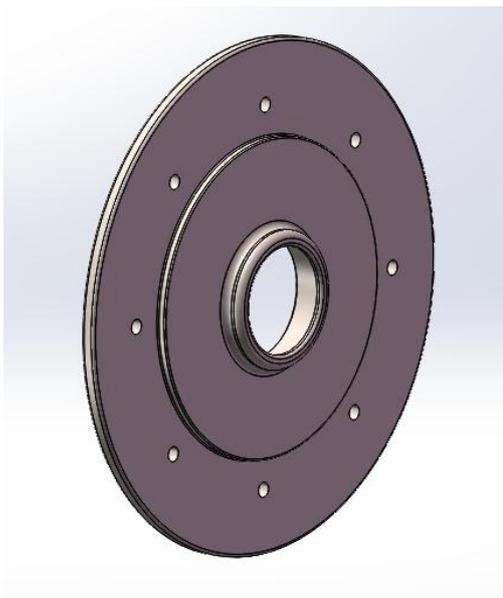
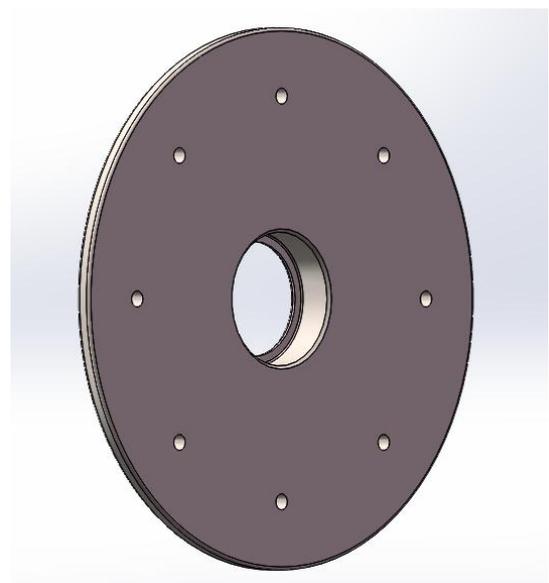


Рис. 3.1.19. Кантоукладчик



а



б

Рис. 3.1.20. Левый бок барабана(а) и правый бок барабана(б)

3.1.6. Полный вид лебедки:

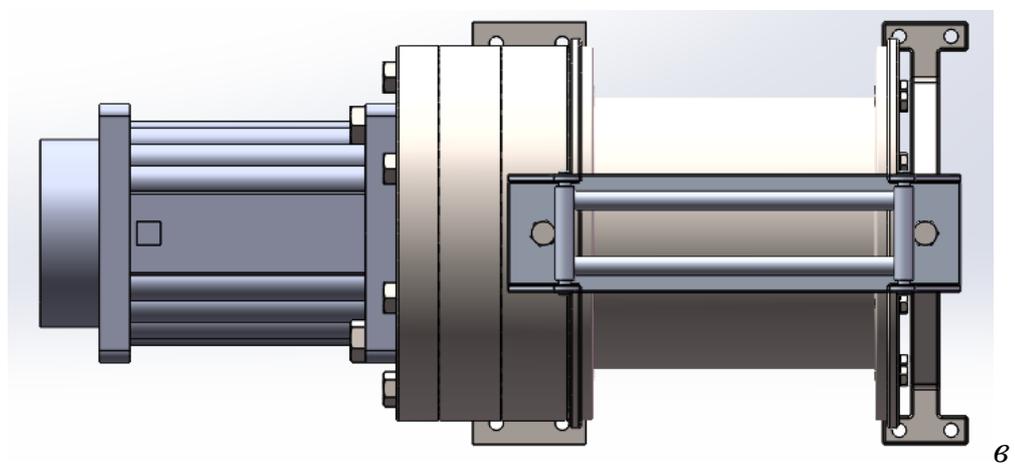
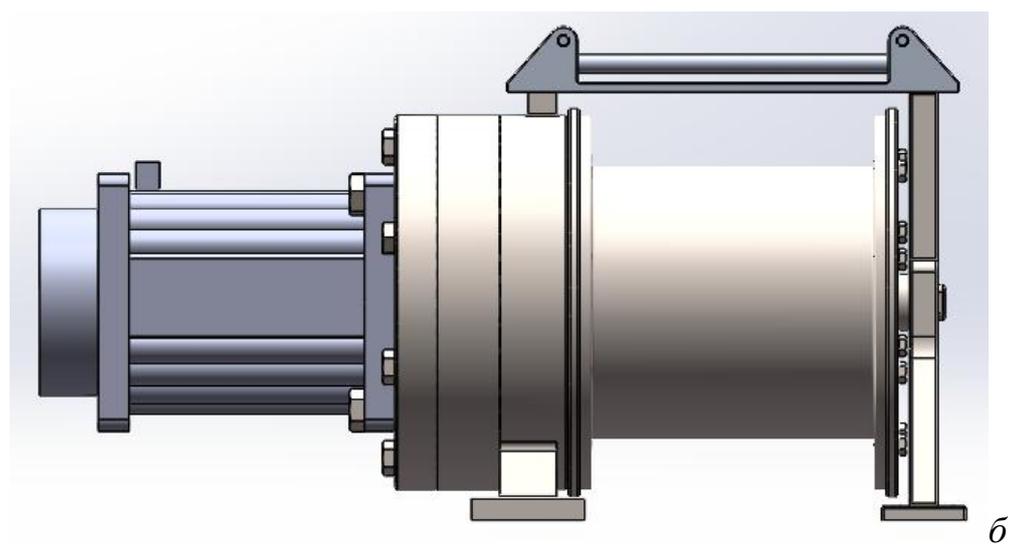
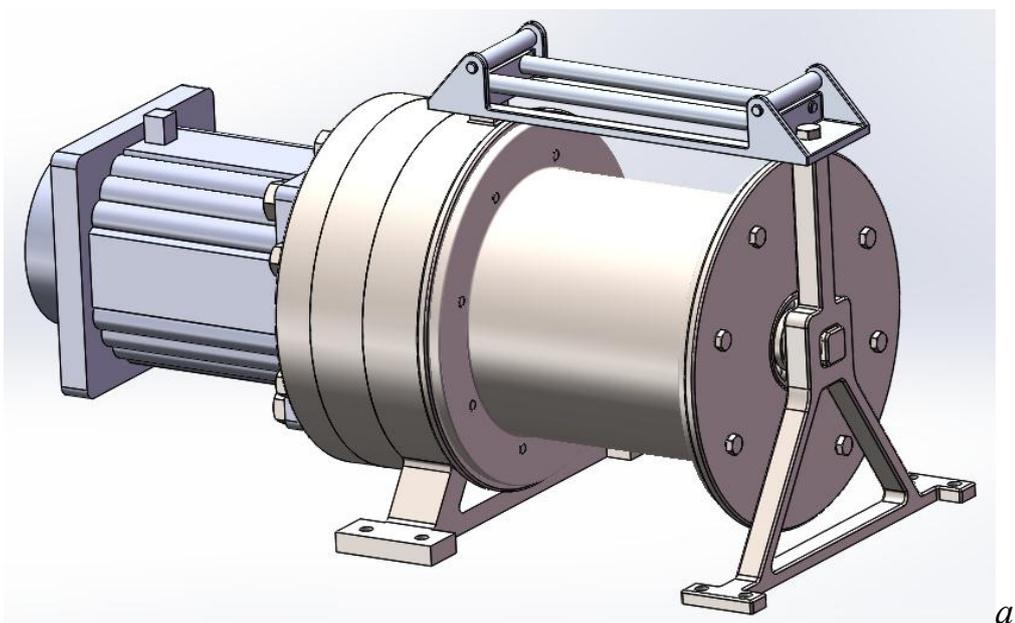


Рис. 3.1.21. Полный вид лебедки(а), вид спереди(б) и вид сверху(в)

3.2. Анализ напряженно-деформированного состояния

Метод конечных элементов – численный метод решения дифференциальных уравнений с частными производными, а также интегральных уравнений, возникающих при решении задач прикладной физики.

Суть МКЭ заключается в том, что исследуемая область разбивается на конечные элементы, в каждом из элементов произвольно аппроксимирующей функции и затем находятся значения этих функций на границах элементов.

Конечно-элементный анализ выполняется с использованием софта Solidworks simulation.

Задачи, которые необходимо решить для этого:

- 1) создать статическое исследование;
- 2) назначить материал детали;
- 3) задать граничные условия (ограничения и силы);
- 4) создать сетку с определенными параметрами;
- 5) запустить исследование;
- 6) построить эпюры напряжений, перемещений, деформаций;
- 7) создать отчет исследования.

Результаты показаны на следующие:

3.2.1. Центральные валы лебедки

Центральный вал 1. Его напряжение, перемещение и деформация:

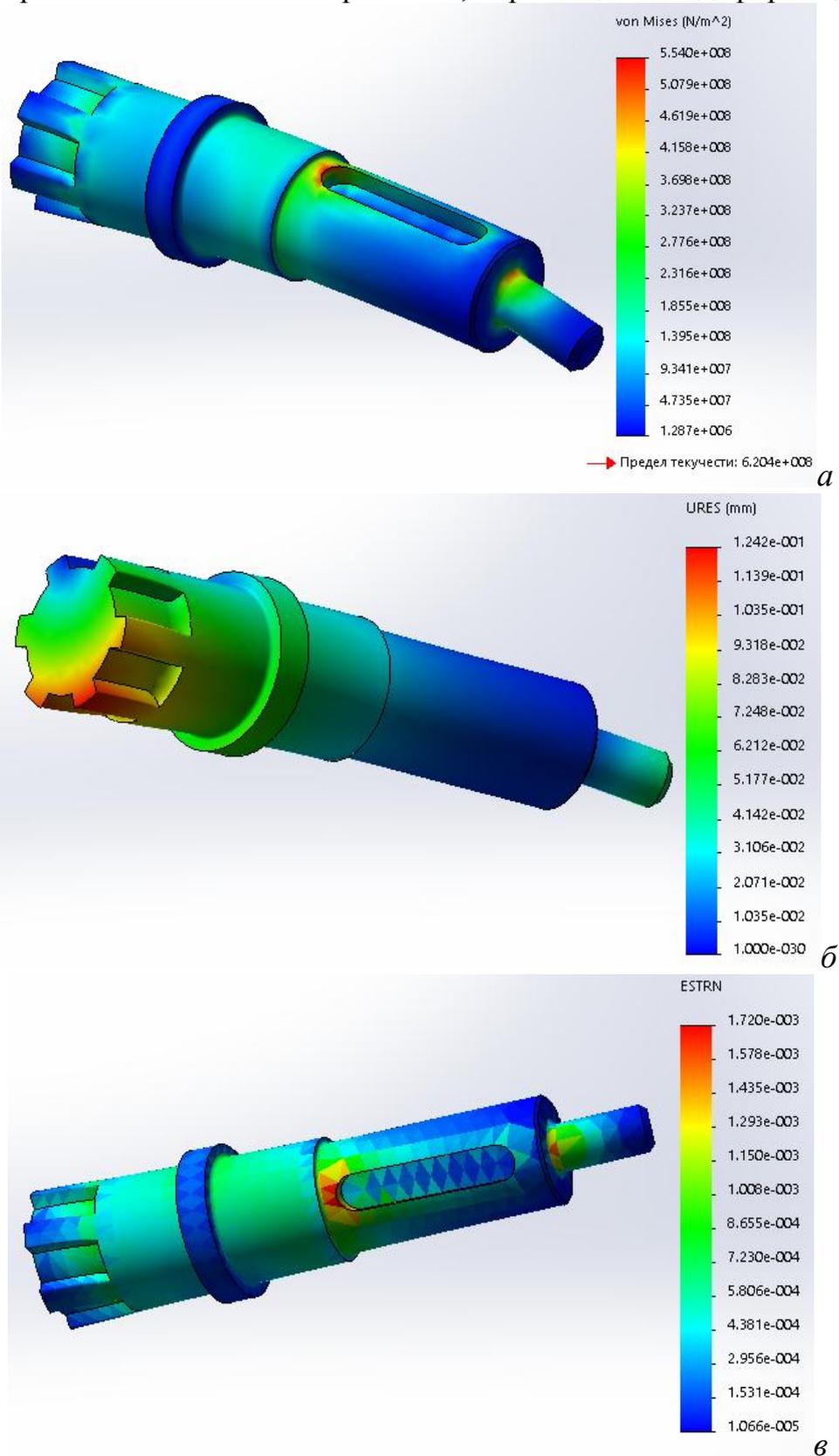


Рис.3.2.1. Центральный вал 1.
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

Центральный вал 2. Его напряжение, перемещение и деформация:

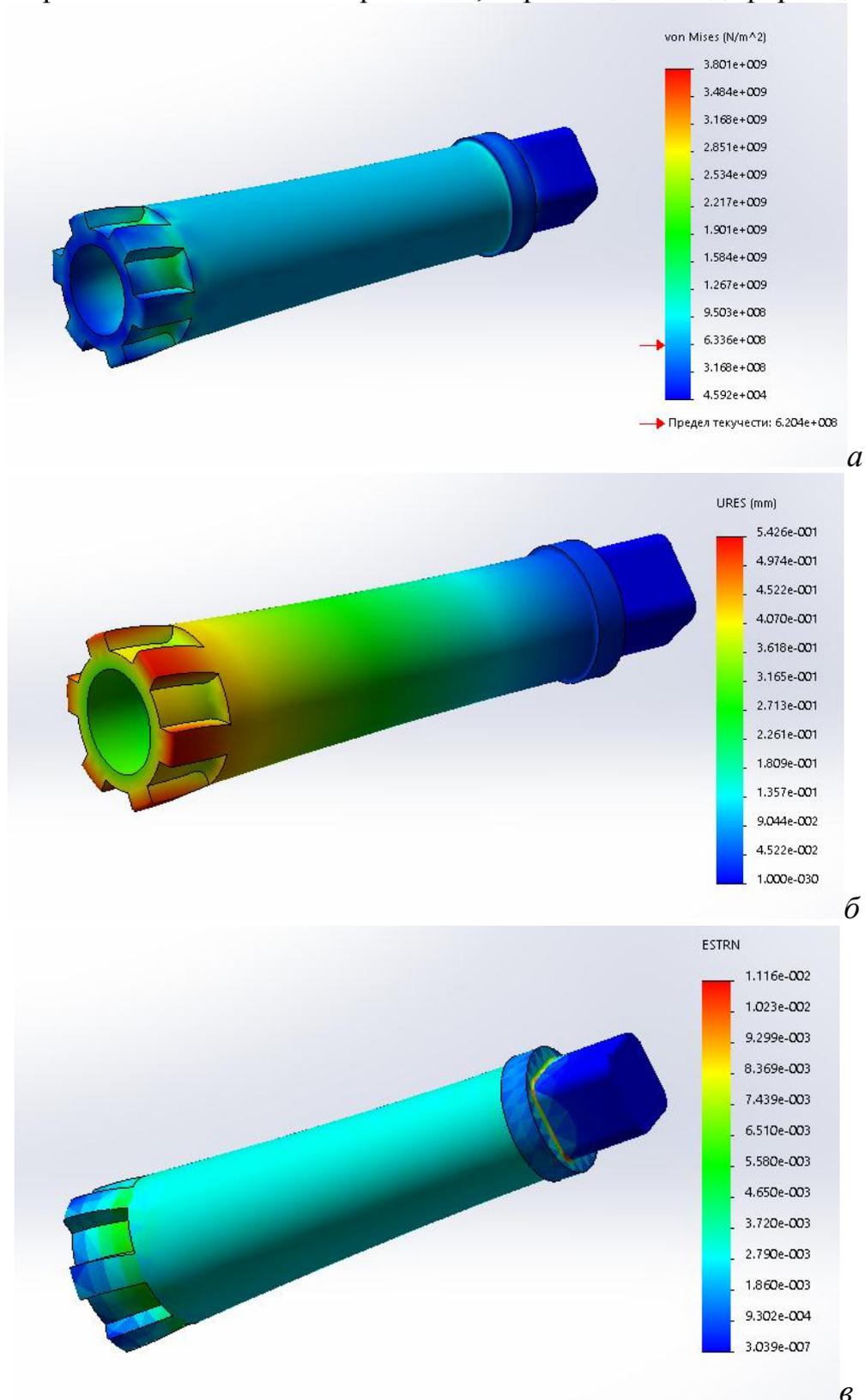


Рис. 3.2.2. Центральный вал 2.
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

3.2.2. Планетарное колесо первой ступени

Центральное колесо планетарного колеса первой ступени. Его напряжение, перемещение и деформация:

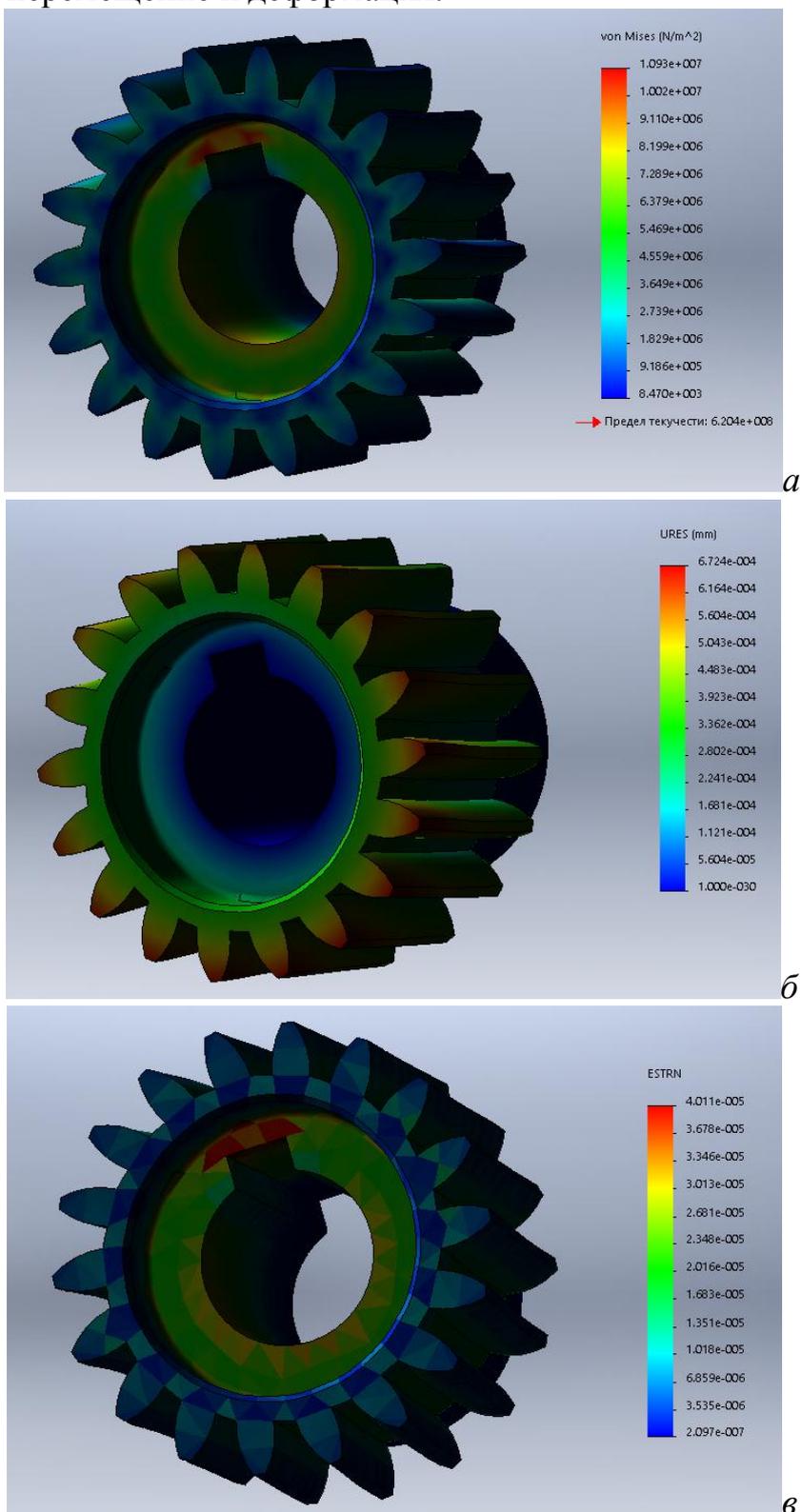


Рис. 3.2.3. Центральное колесо планетарного колеса первой ступени. Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

Сателлит планетарного колеса первой ступени. Его напряжение, перемещение и деформация:

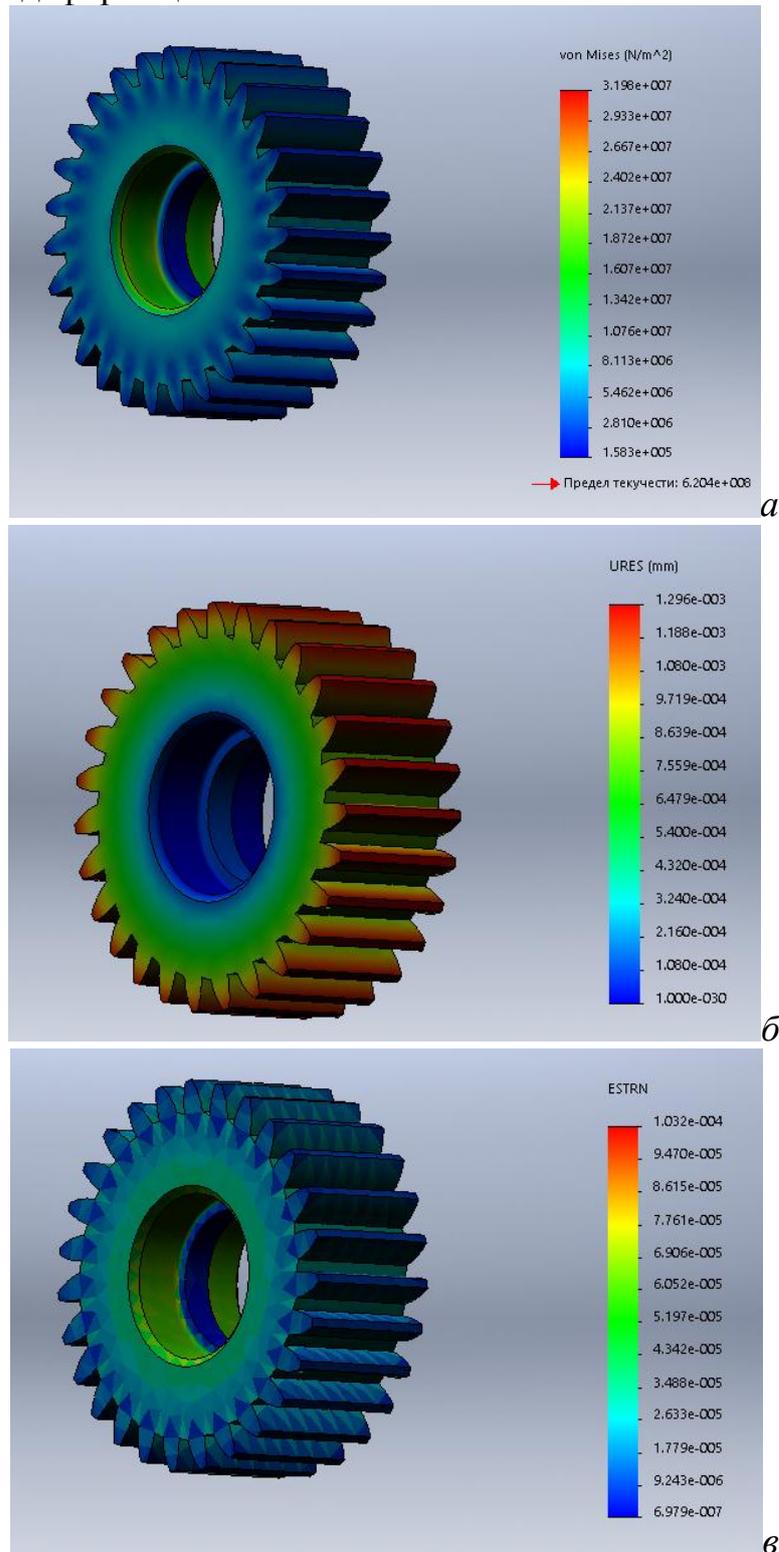


рис. 3.2.4. сателлит планетарного колеса первой ступени. Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

Коронное колесо планетарного колеса первой ступени. Его напряжение, перемещение и деформация:

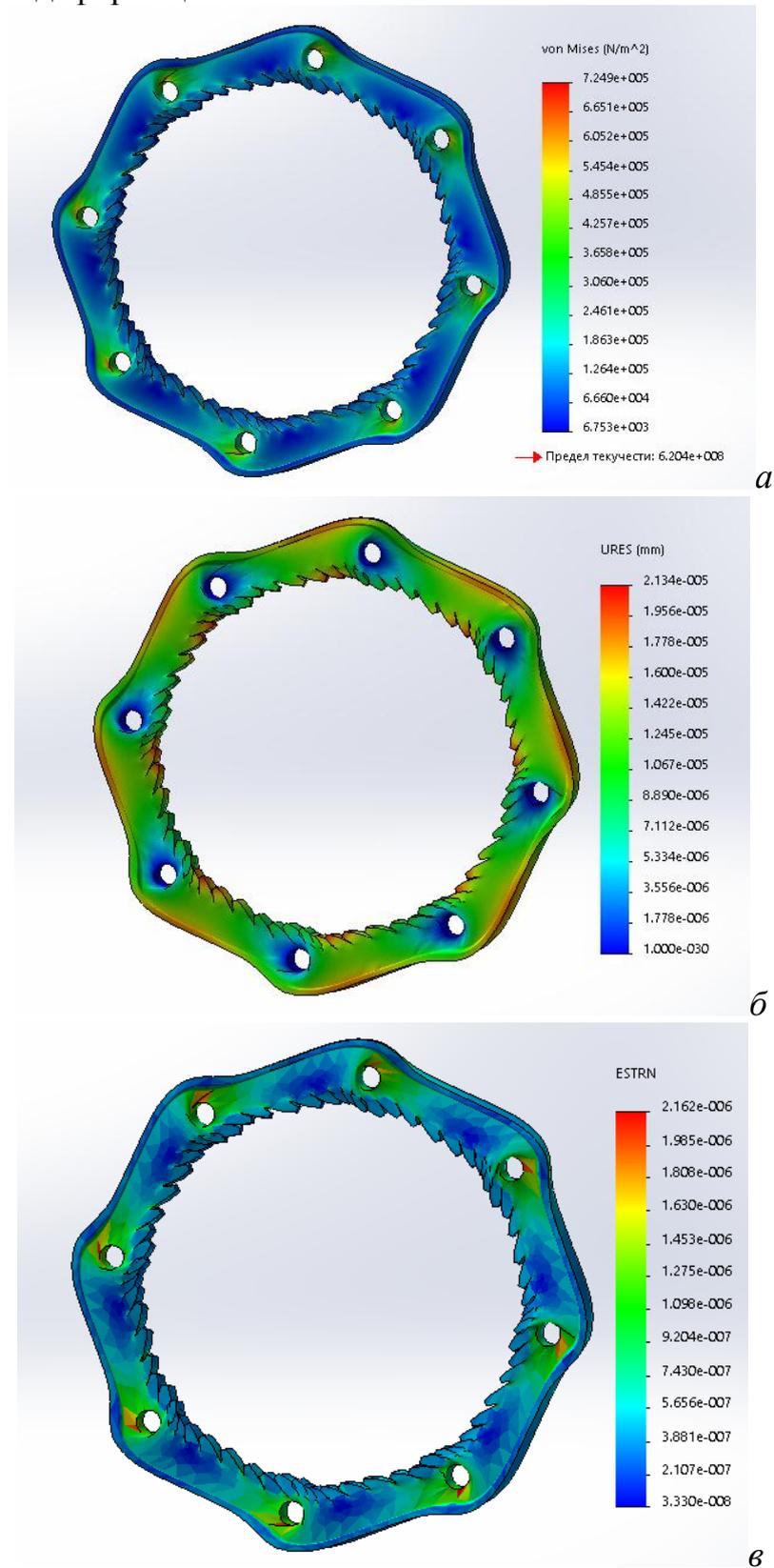


Рис. 3.2.5. коронное колесо планетарного колеса первой ступени. Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

Водило сателлита планетарного колеса первой ступени. Его напряжение, перемещение и деформация:

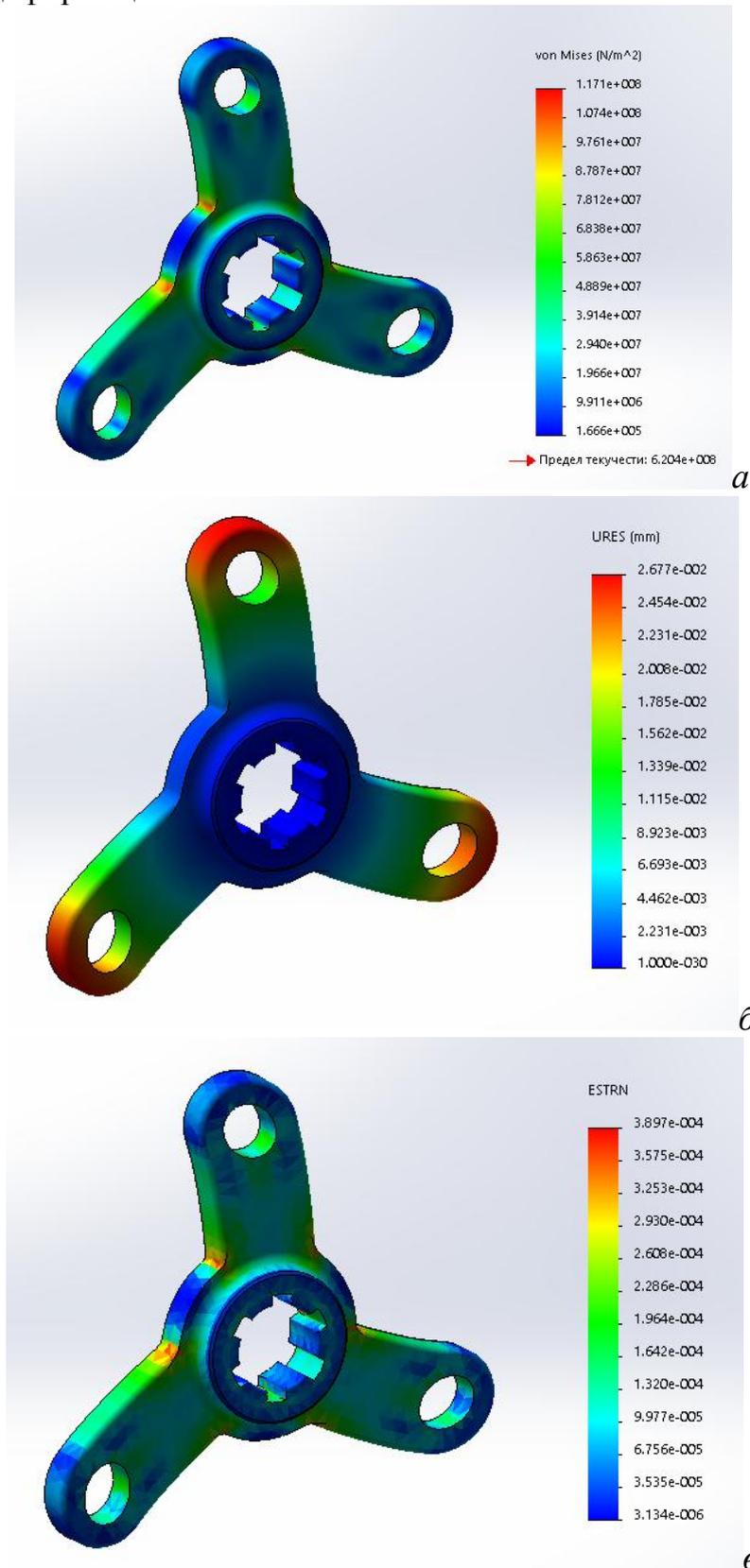


Рис. 3.2.6. Водило сателлита планетарного колеса первой ступени. Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

3.2.3. Планетарное колесо второй ступени

Центральное колесо планетарного колеса первой ступени. Его напряжение, перемещение и деформация:

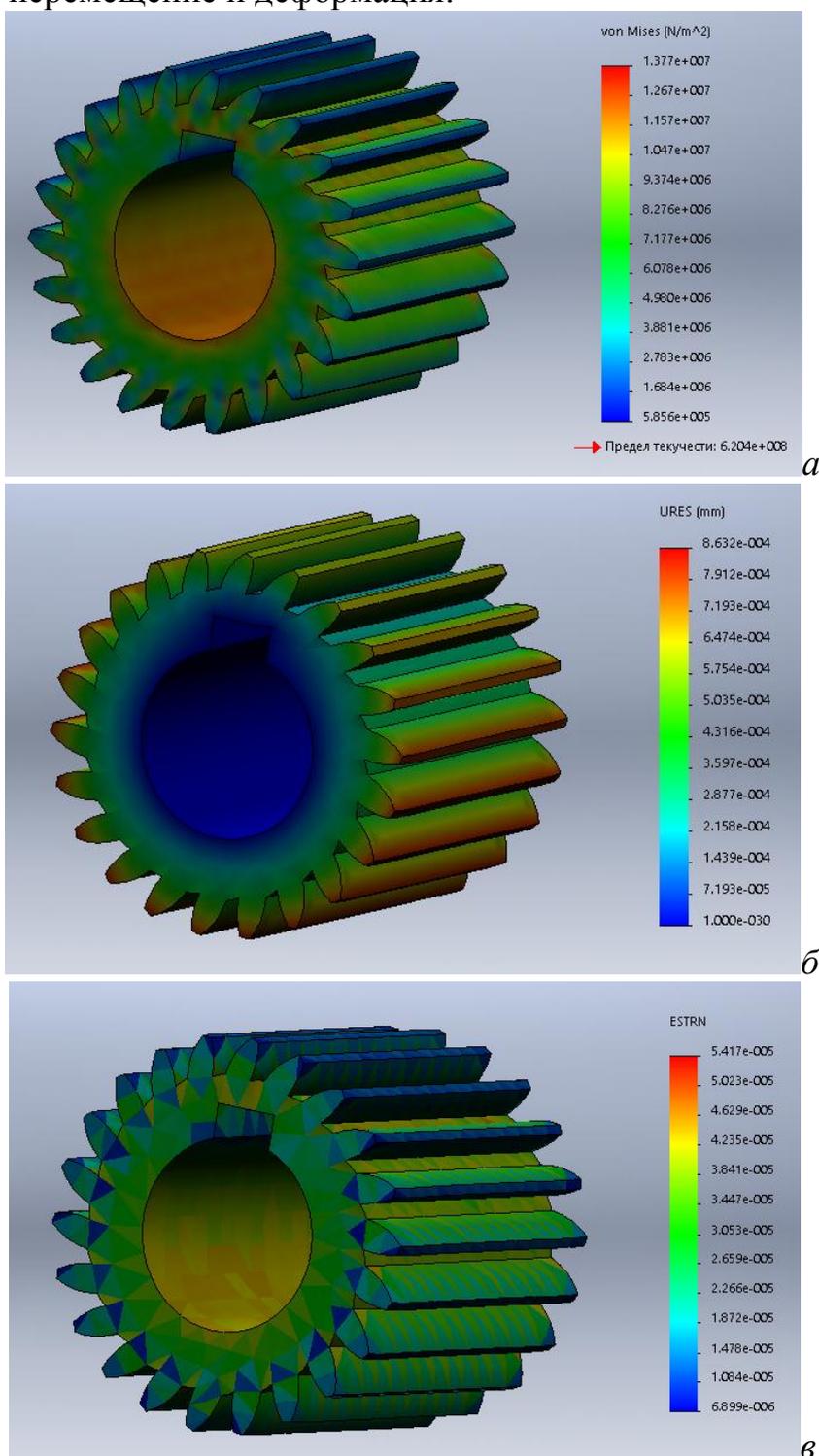


Рис. 3.2.7. Центральное колесо планетарного колеса второй ступени. Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

Сателлит планетарного колеса первой ступени. Его напряжение, перемещение и деформация:

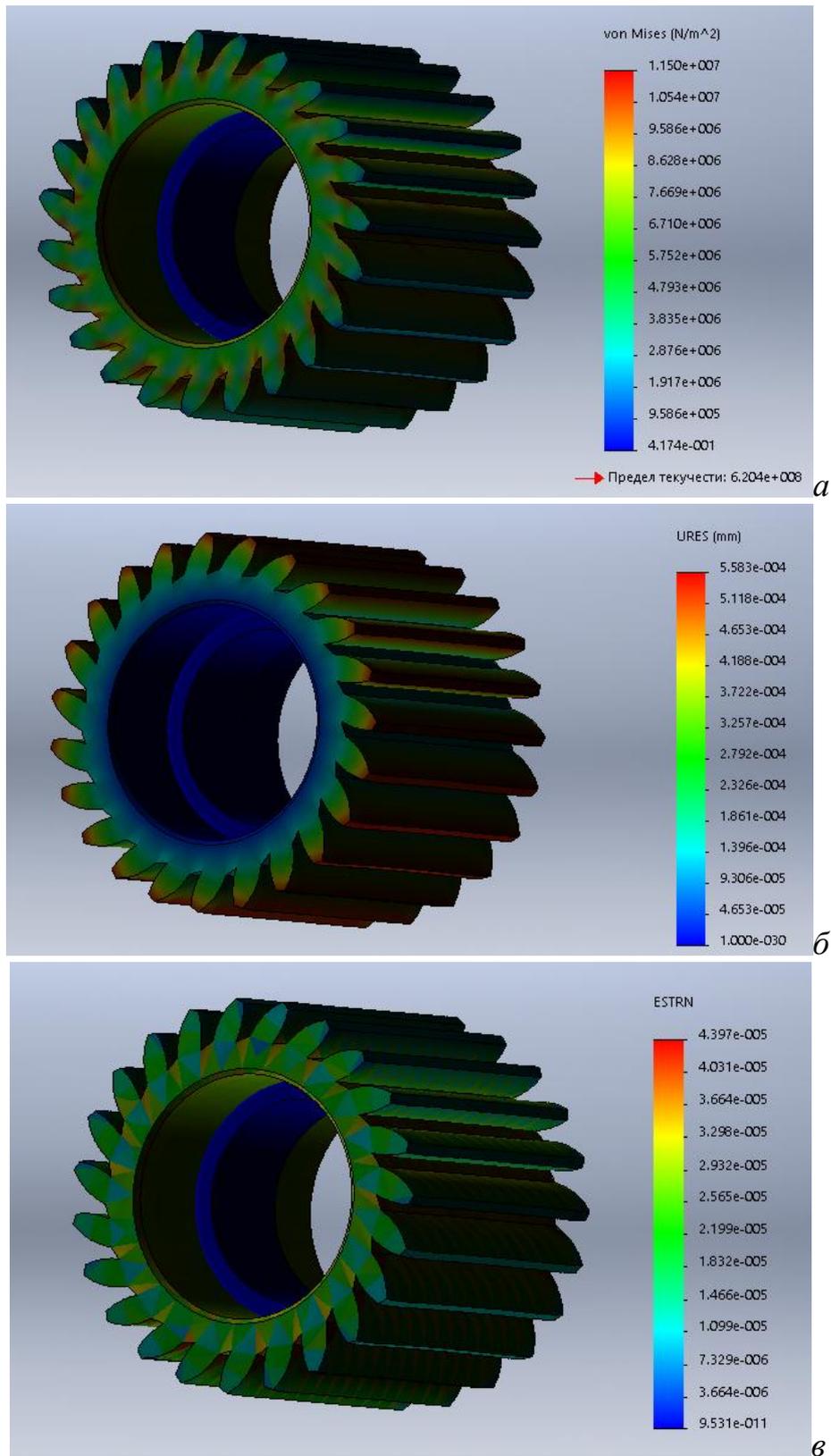


Рис. 3.2.8. Сателлит планетарного колеса второй ступени. Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

Коронное колесо планетарного колеса первой ступени. Его напряжение, перемещение и деформация:

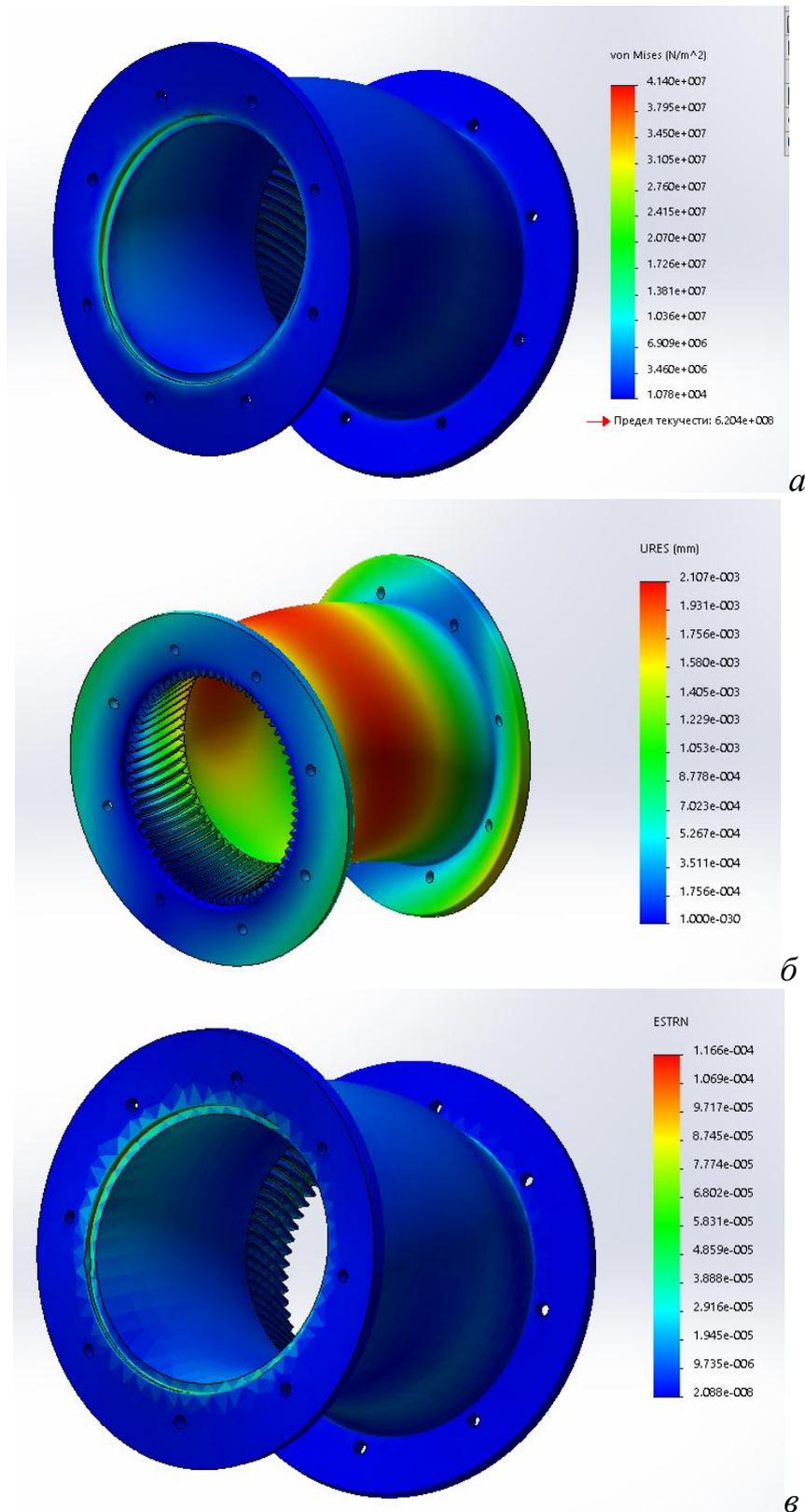


Рис. 3.2.9. Коронное колесо планетарного колеса второй ступени. Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

Водило сателлита планетарного колеса первой ступени. Его напряжение, перемещение и деформация:

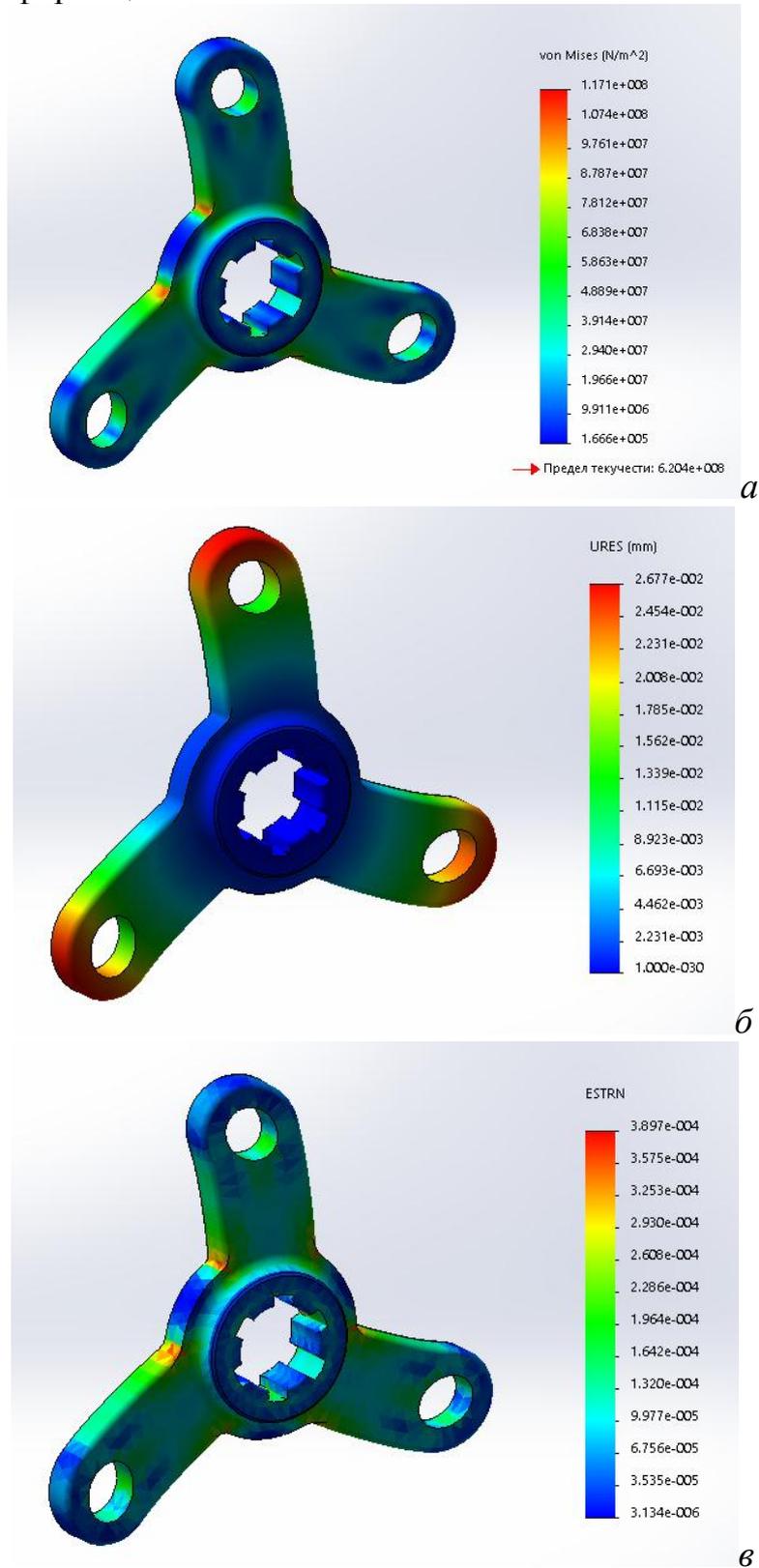


Рис. 3.2.10. Водило сателлита планетарного колеса второй ступени. Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

3.2.4. Опоры и другие элементы

Левая опора барабана. Её напряжение, перемещение и деформация:

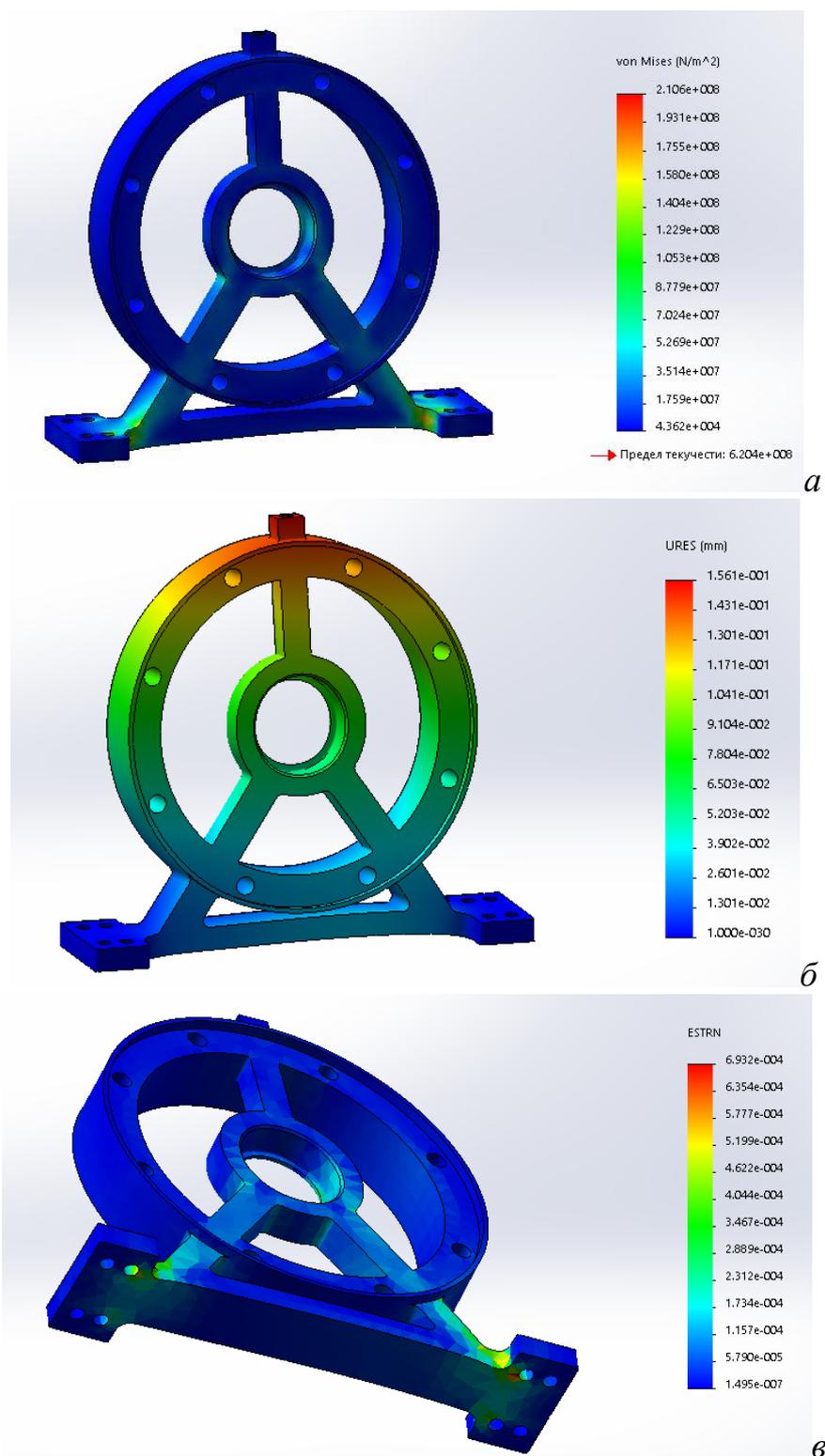


Рис. 3.2.11. Левая опора барабана.
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

Правая опора барабана. Её напряжение, перемещение и деформация:

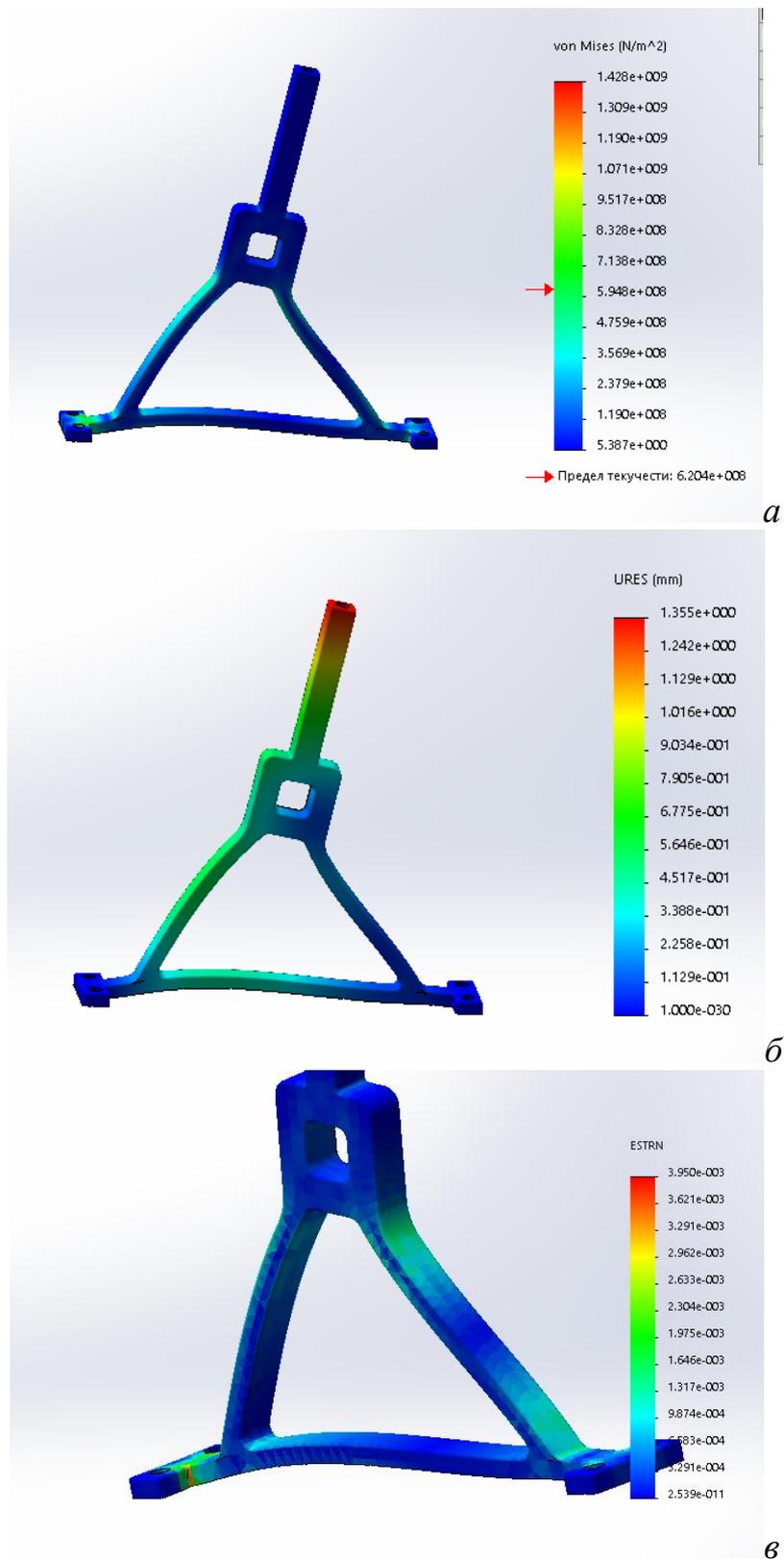


Рис. 3.2.12. Правая опора барабана.
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

Соединительный диск. Её напряжение, перемещение и деформация:

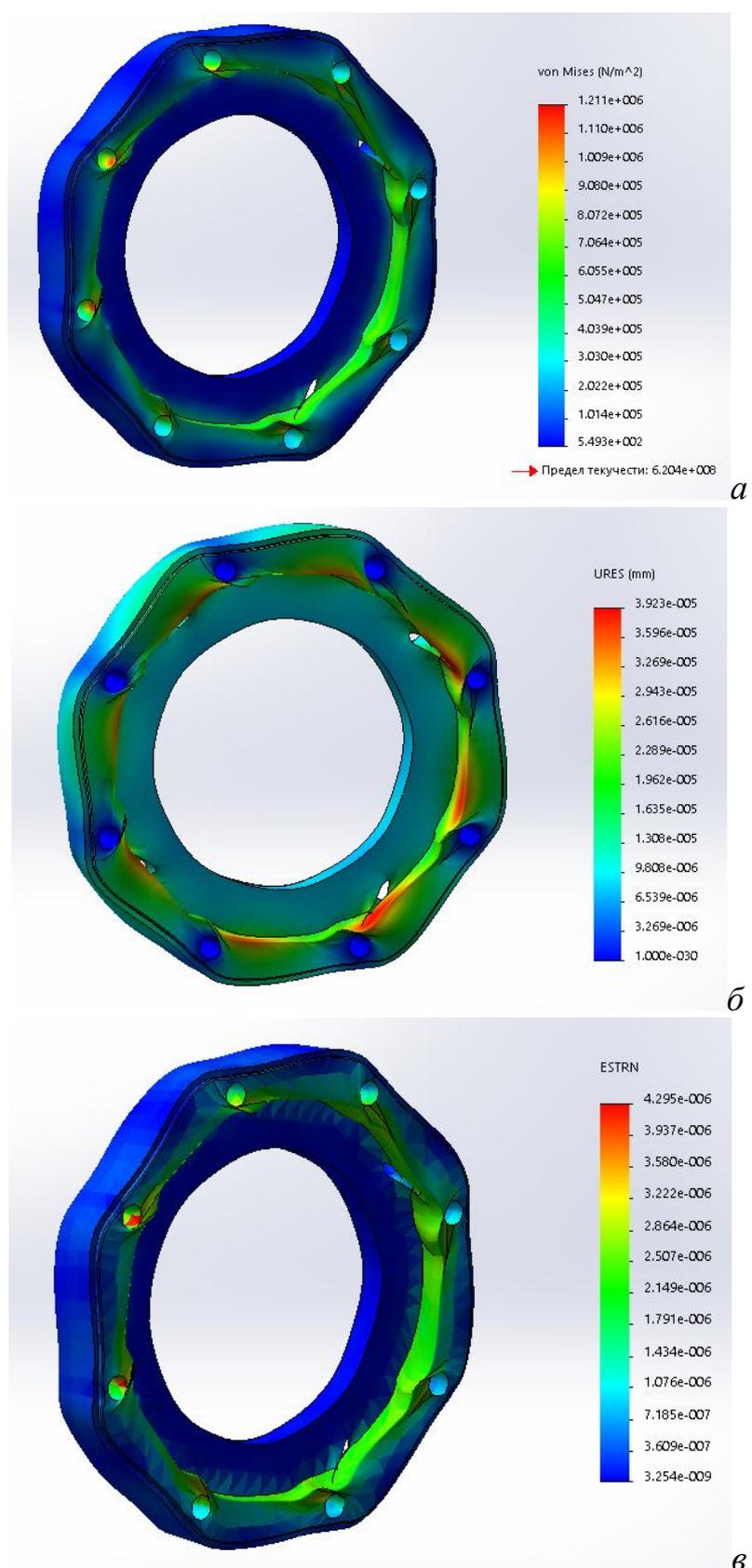


Рис. 3.2.13. Соединительный диск.
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)

3.3. Настройка системы и результаты.

Из результатов напряженно-деформированного состояния получим, что центральный вал 1, центральный вал 2, левая и правая опора барабана существуют проблемы.

Для вала 1, напряжение концентрируется в зоне канавки шпонки и правом торце вала. Очевидно, что при изменении формы характер распределения напряжений так же изменится. Рассмотрим разные формы пазов и сравним характер напряженности для определения более оптимального варианта исполнения паза. И поэтому добавим скругления (для канавки) и увеличим радиус скругления (от R1 до R2,5) правого торца.

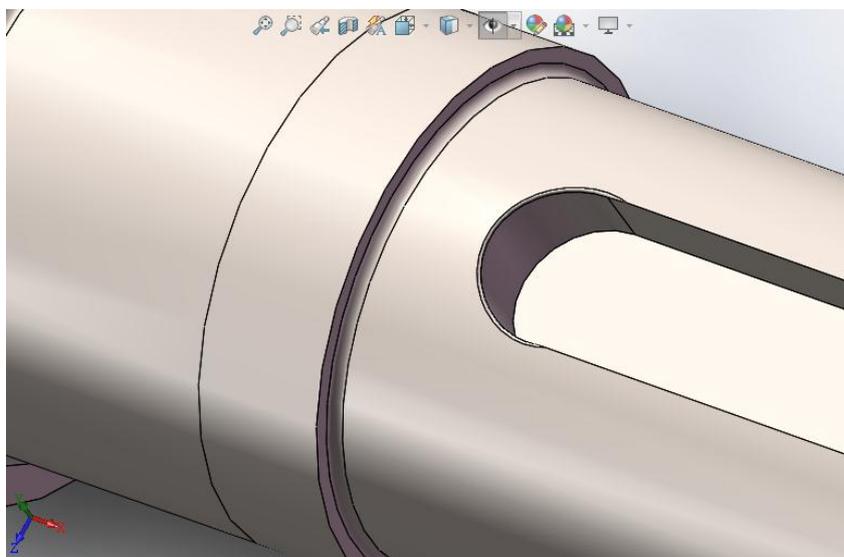


Рис. 3.3.1. Радиус скругления канавки R=0,1мм

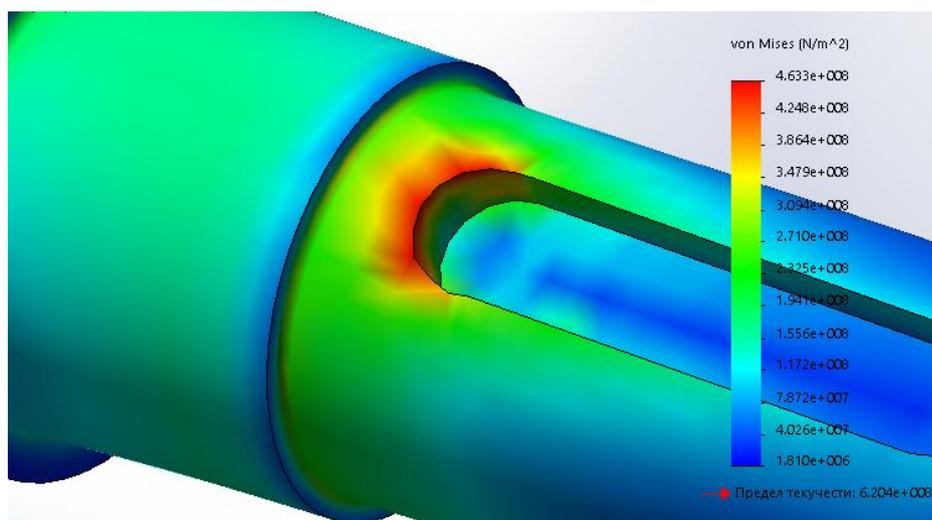


Рис. 3.3.2. Напряжение канавки при R=0,1мм.

$$\tau_{\text{макс.}} = 4,633 * 10^8 \text{ Н/м}^2$$

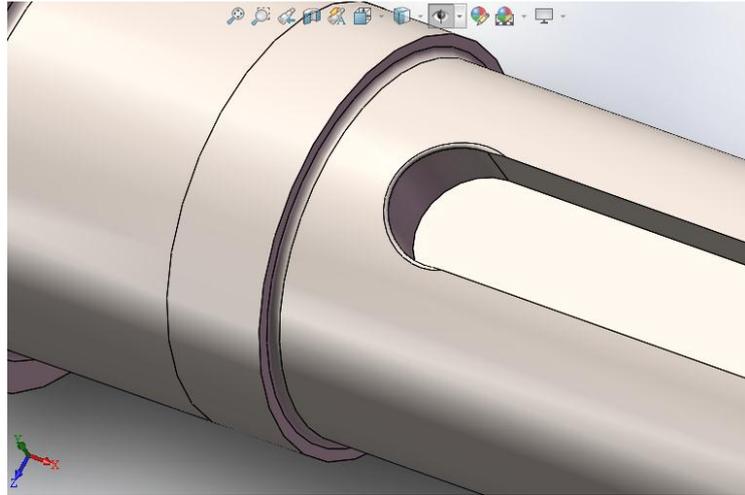


Рис. 3.3.3. Радиус скругления канавки $R=0,15\text{мм}$

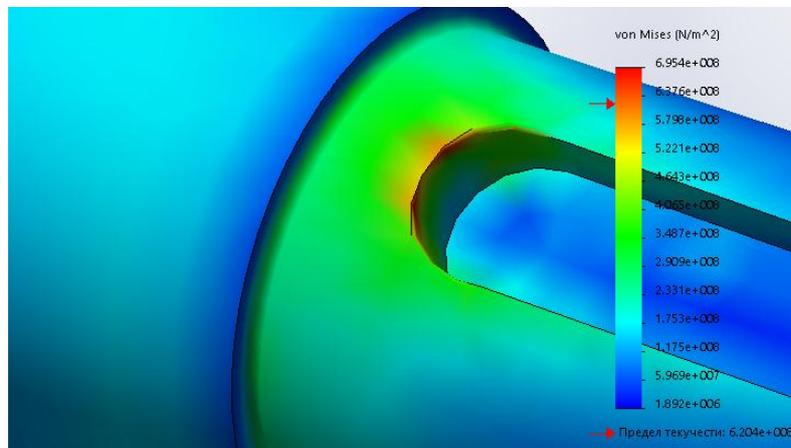


Рис. 3.3.4. Напряжение канавки при $R=0,15\text{мм}$.
 $\tau_{\text{макс.}} = 6,954 * 10^8 \text{Н/м}^2$

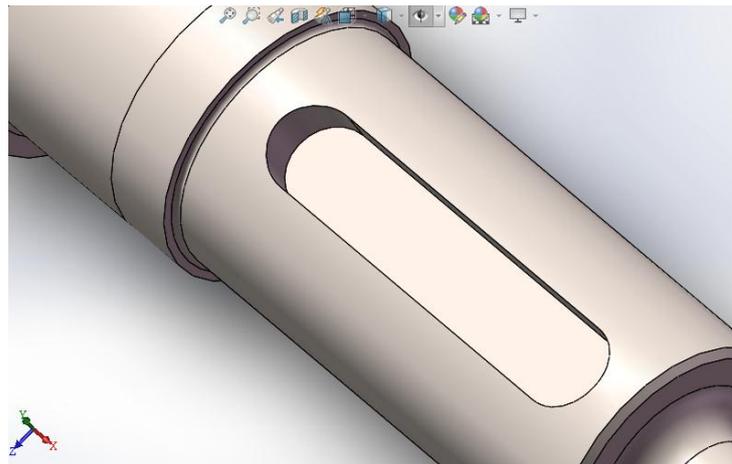
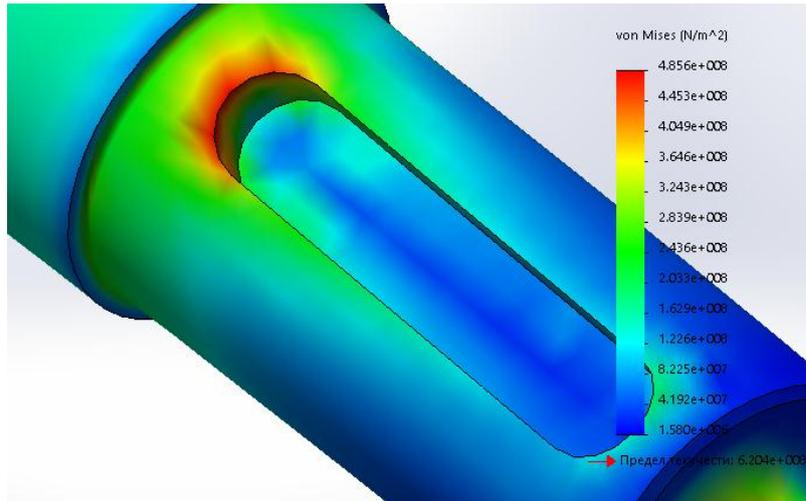


Рис. 3.3.5 Скругления канавки нету.



*Рис. 3.3.6. Напряжение канавки при $R=0$.
 $\tau_{\text{макс.}} = 4,856 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$*

Из результатов анализа получается вывод: Для канавки, при радиусу скругления равно 0,1мм, напряжением является самое низкое. Его модель:

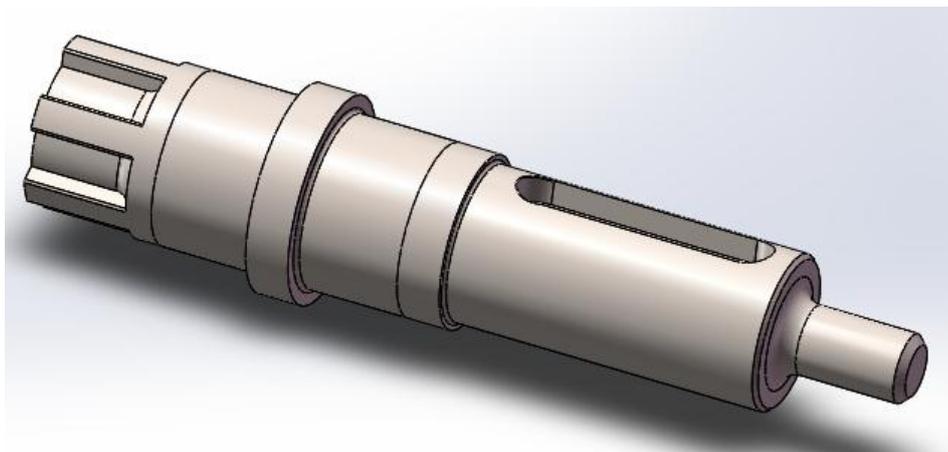


Рис. 3.3.7. Центральный вал 1

Для вала 2, деформацией наконечника шлица является большая, и поэтому разделим отверстие и шлиц на две отдельных частей.

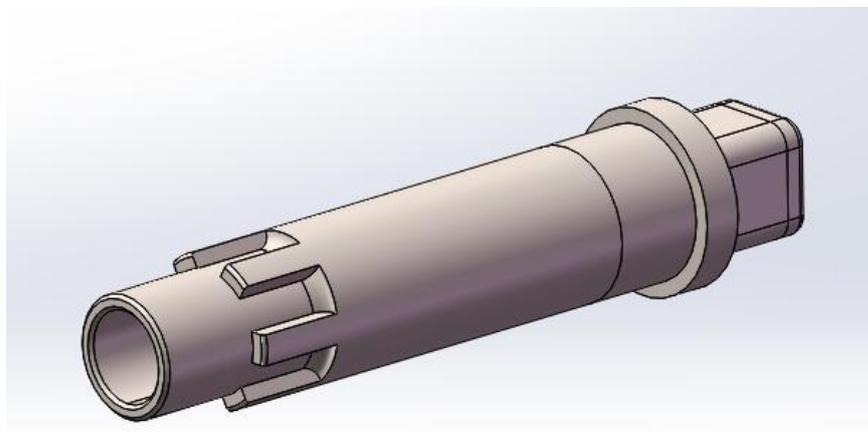


Рис. 3.3.8. Центральный вал 2

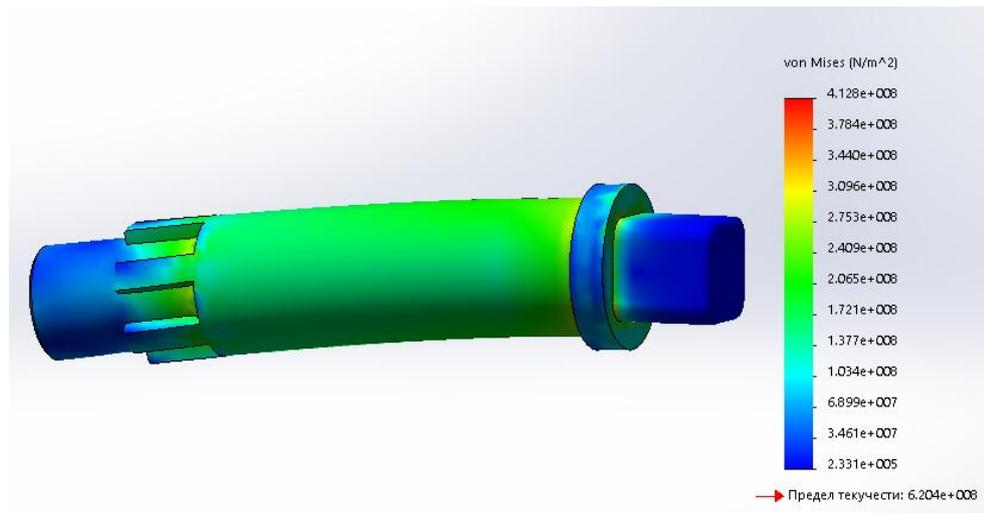


Рис. 3.3.9. Напряжение центрального вала 2

И соответственно исправим конструкцию водило сателлита планетарного колеса второй ступени, чтобы обеспечить зацепление шлица.

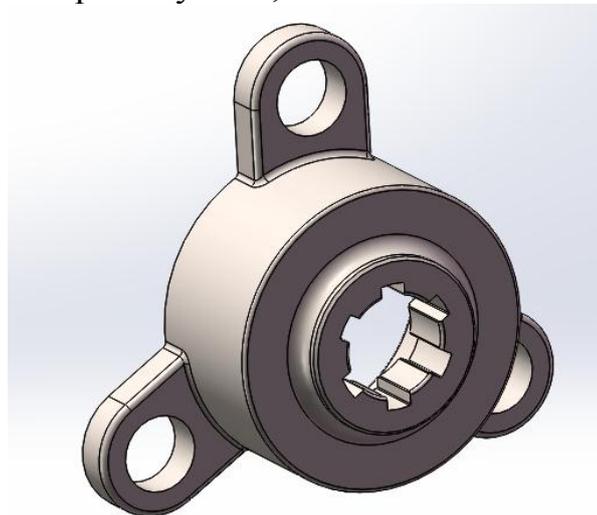
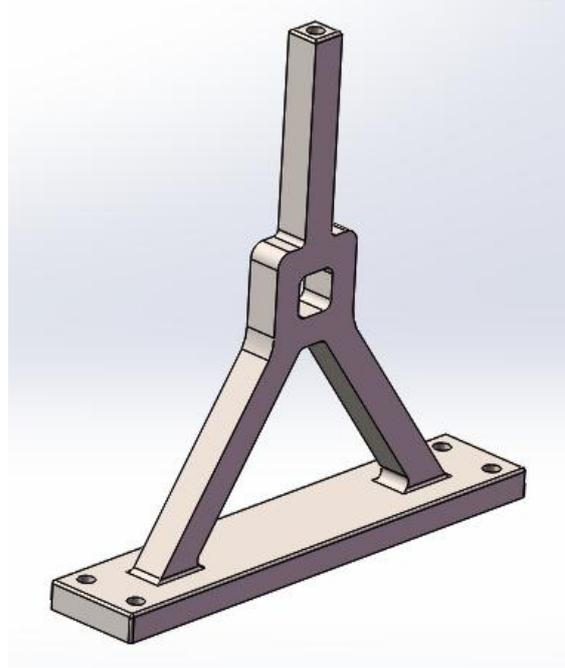
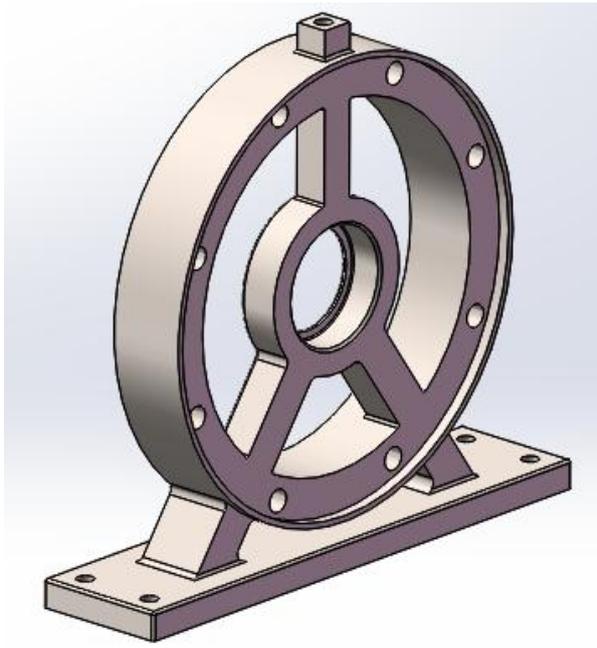


Рис. 3.3.13. Водило сателлита планетарного колеса второй ступени

Для левой и правой опор, в эпюре напряжения и деформации показано, что прочность недостаточна и напряжение концентрировано в базе. Поэтому увеличим толщины (от 7мм до 9мм), ширины (от 7мм до 12мм) и перестроим базу опоры (рис. 3.3.10). Их эпюра напряжения (рис. 3.3.11 и 12).



а б
Рис. 3.3.10. Левая(а) и правая(б) опора барабана

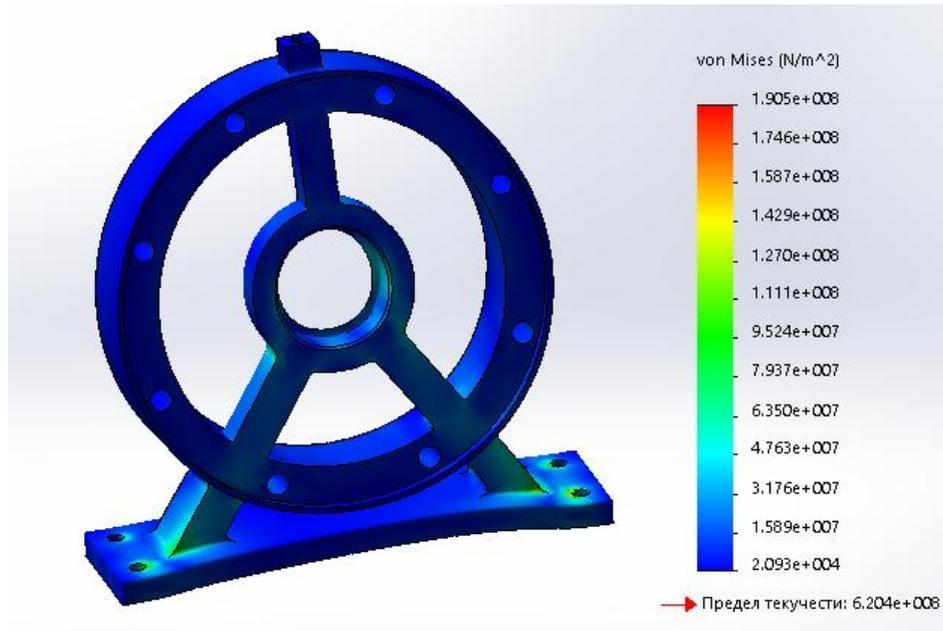


Рис. 3.3.11. Напряжение левой опоры барабана

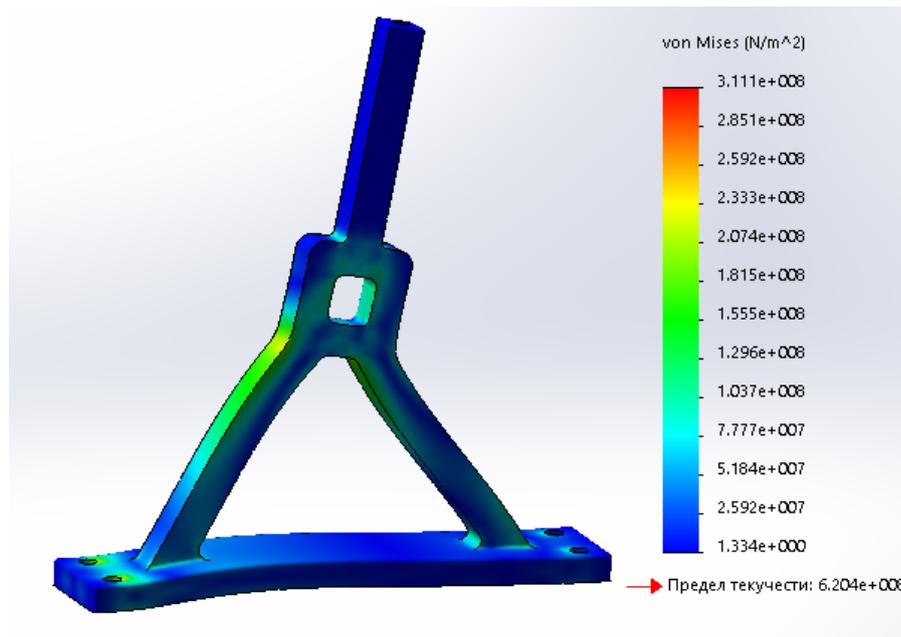


Рис. 3.3.12. Напряжение правой опоры барабана

Далее перестроим форму канатоукладчика. Уменьшим интервал двух валов чтобы работать более эффективно.

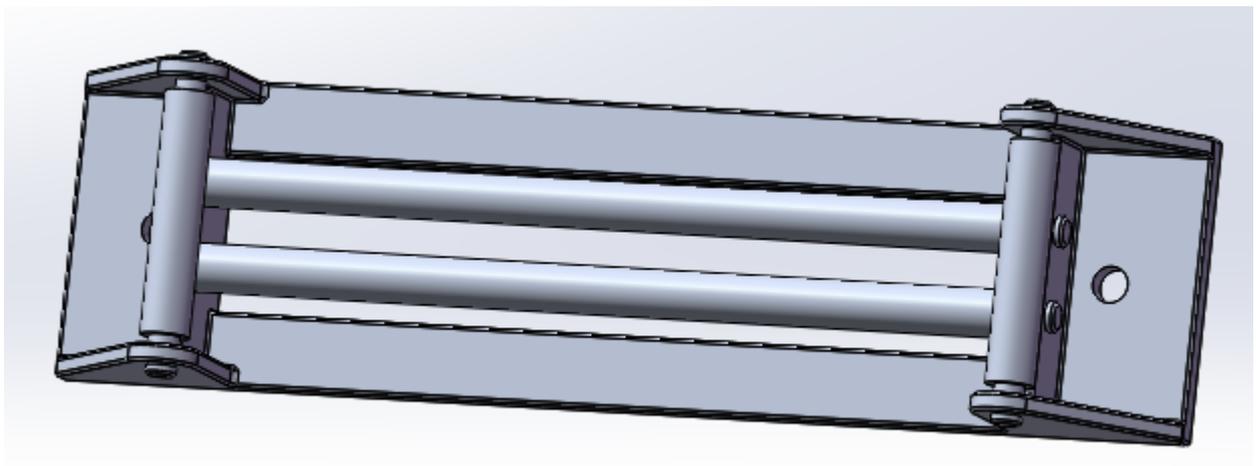


Рис. 3.3.14. Канатоукладчик

Анализ напряженно-деформированного состояния после настройки. Их напряжение, перемещение и деформация показаны на следующие:

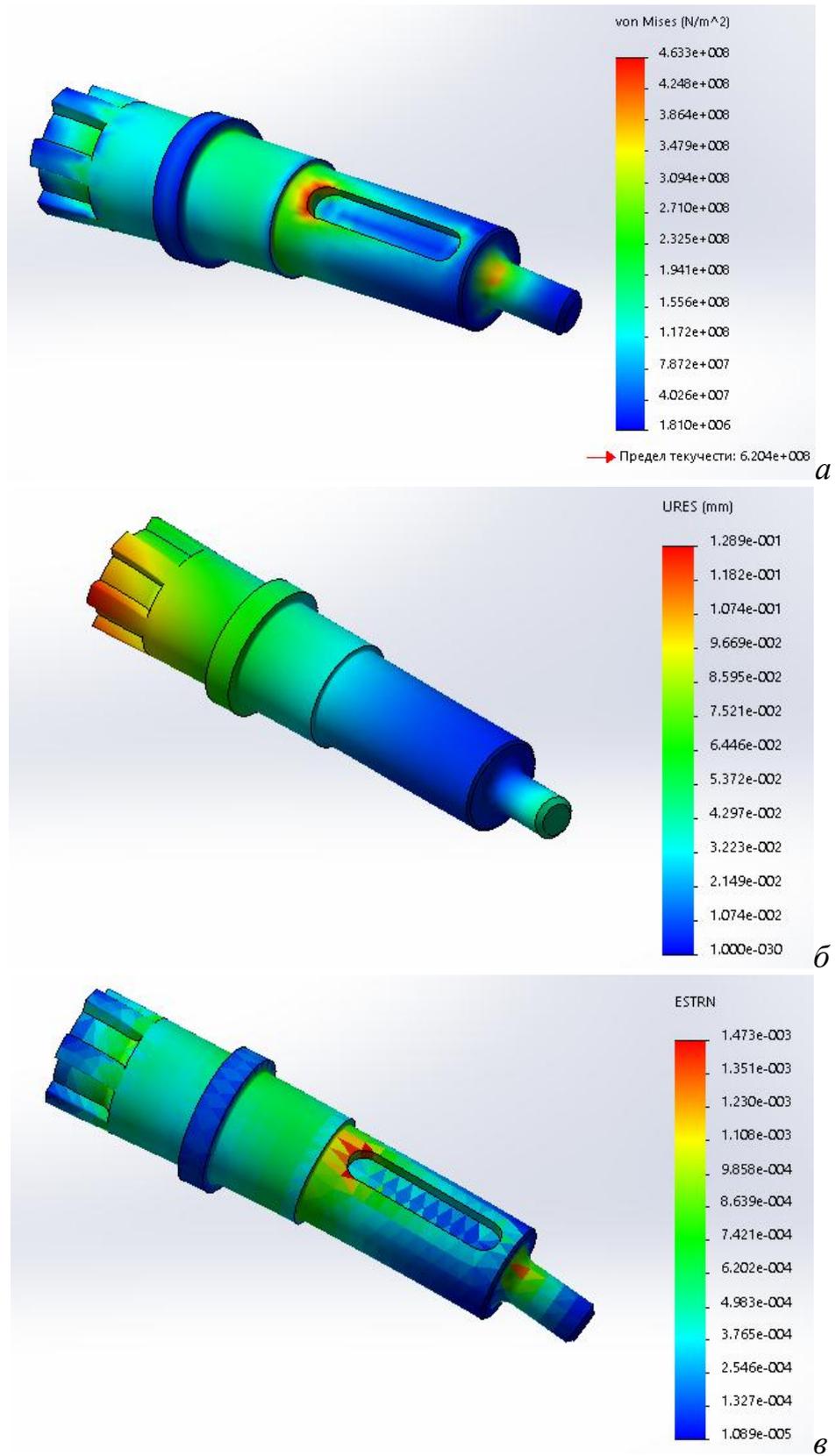
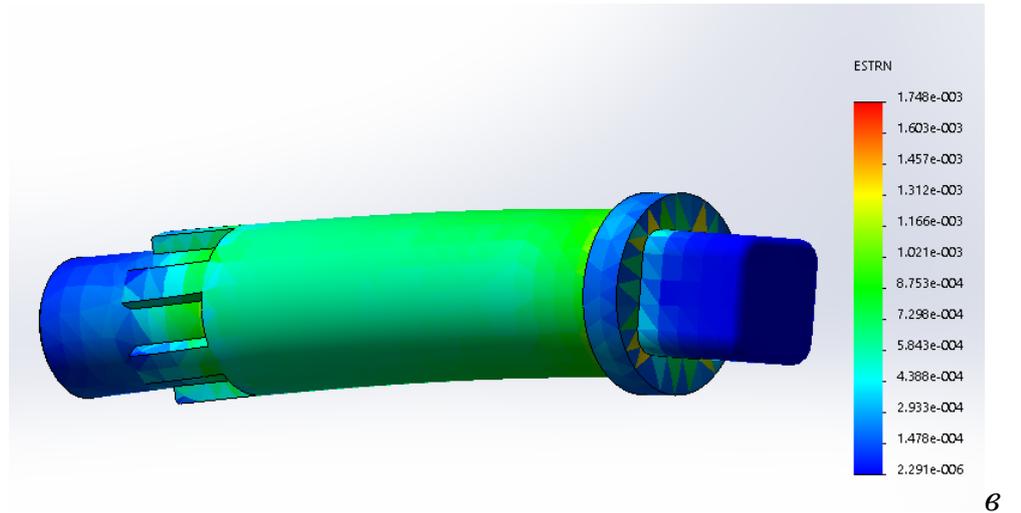
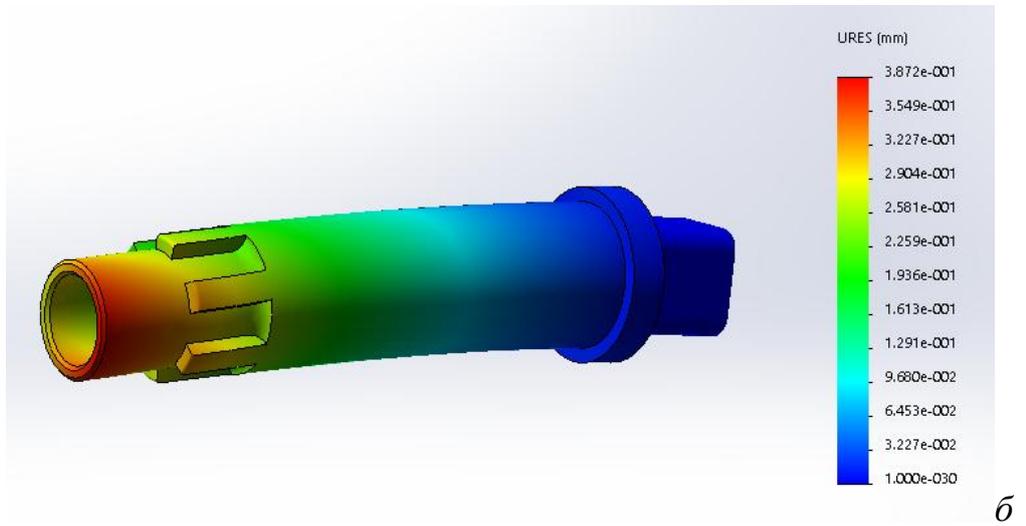
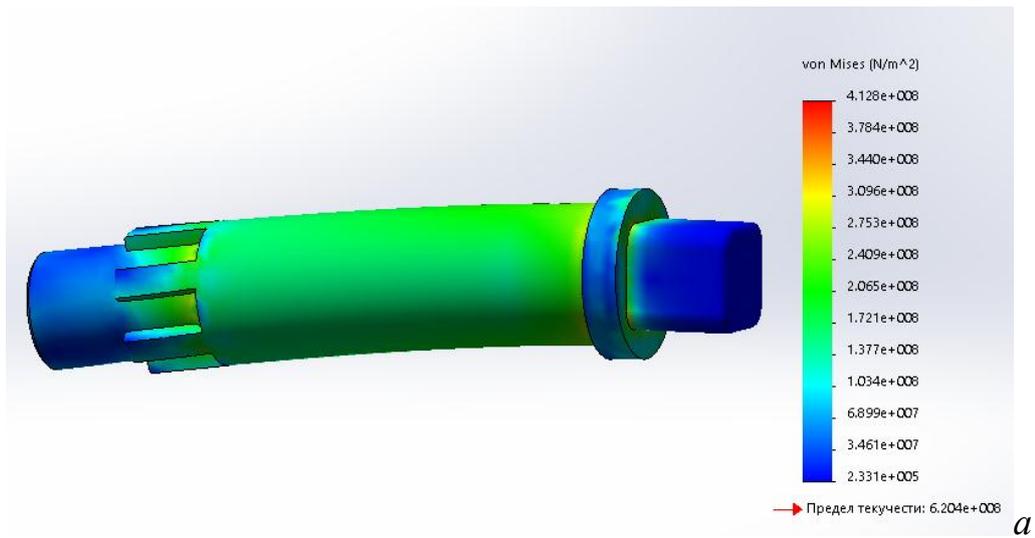
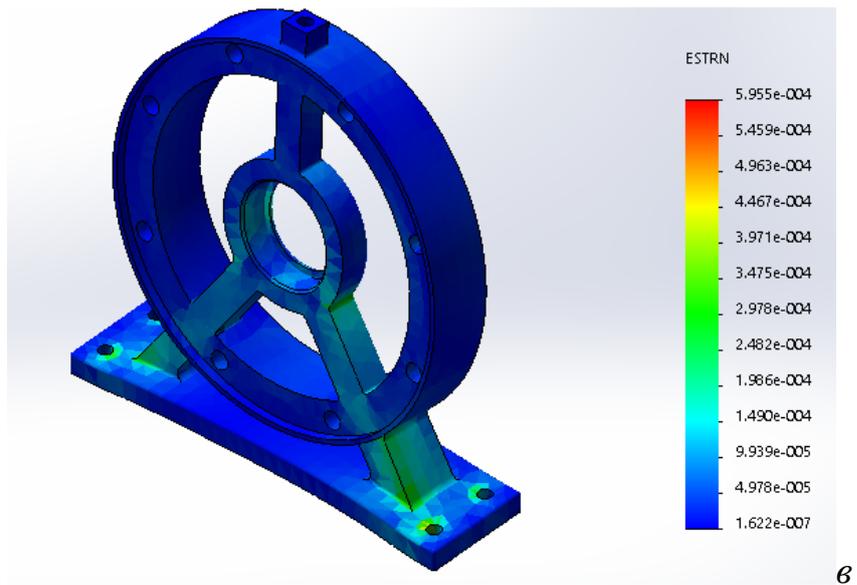
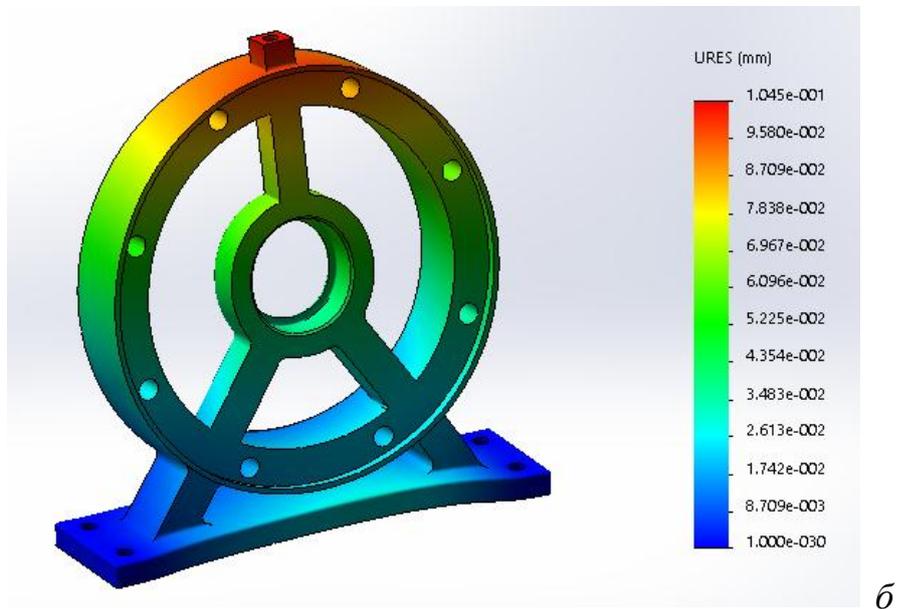
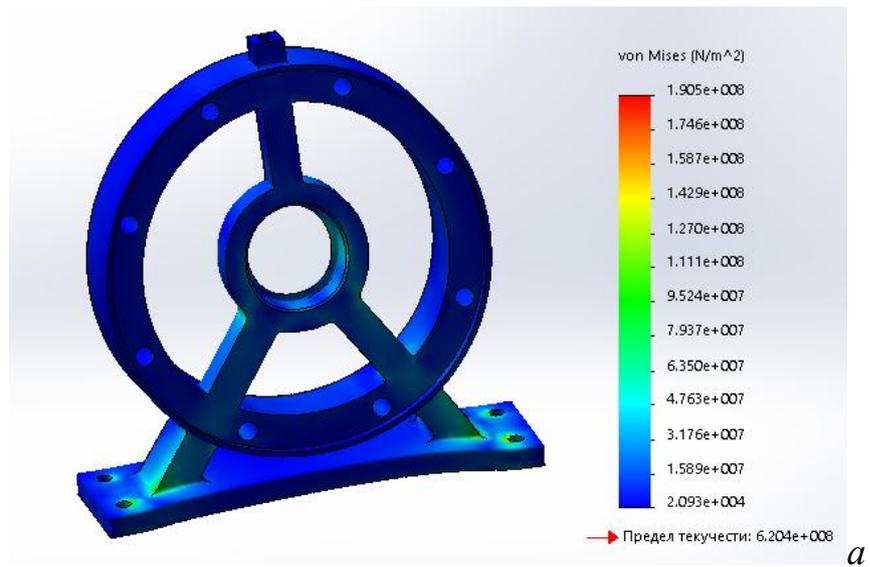


Рис. 3.3.15. Центральный вал 1.
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)



*Рис. 3.3.16. Центральный вал 2.
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)*



*Рис. 3.3.17. Левая опора барабана
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)*

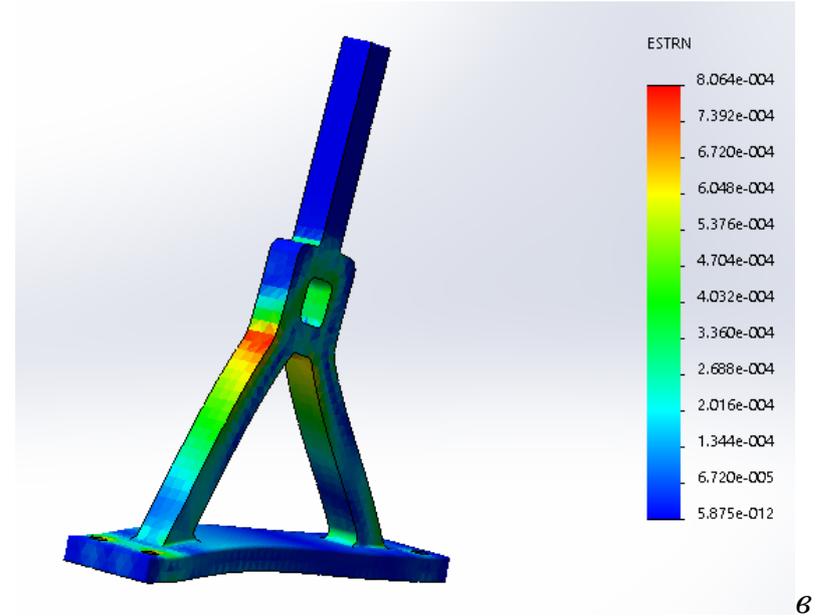
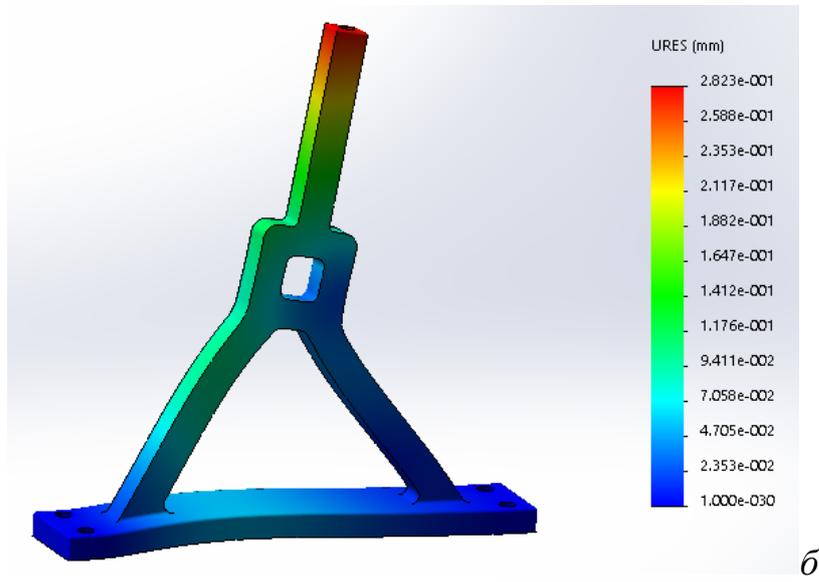
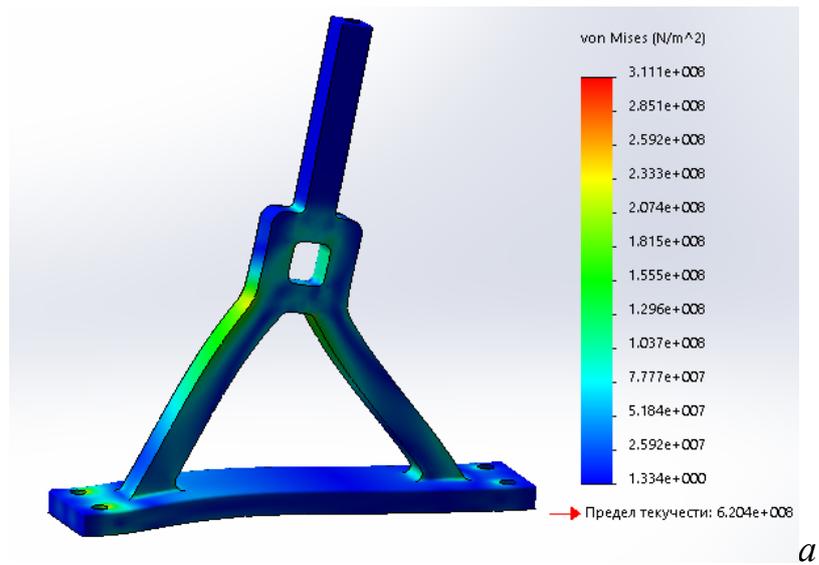
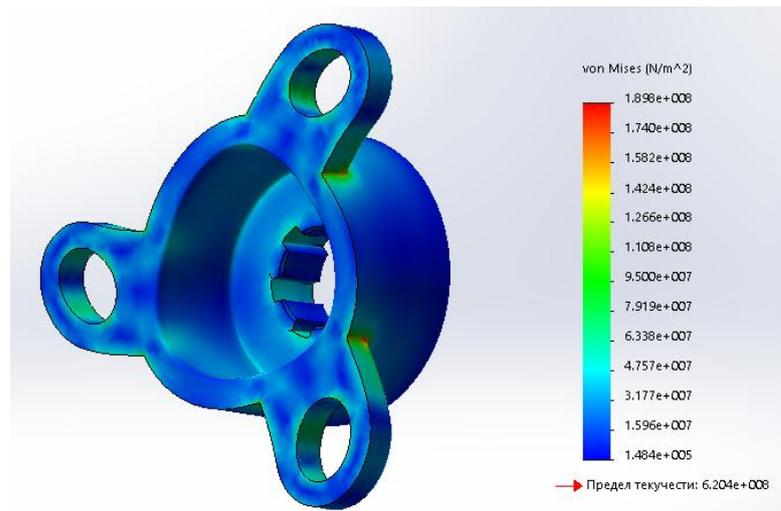
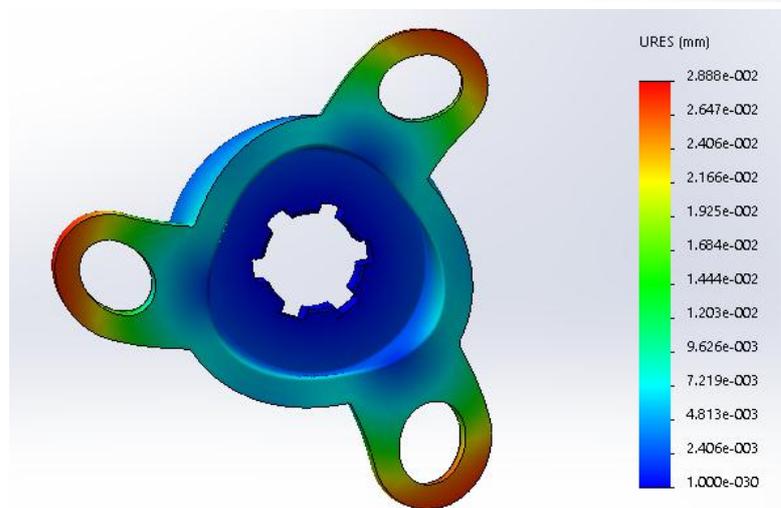


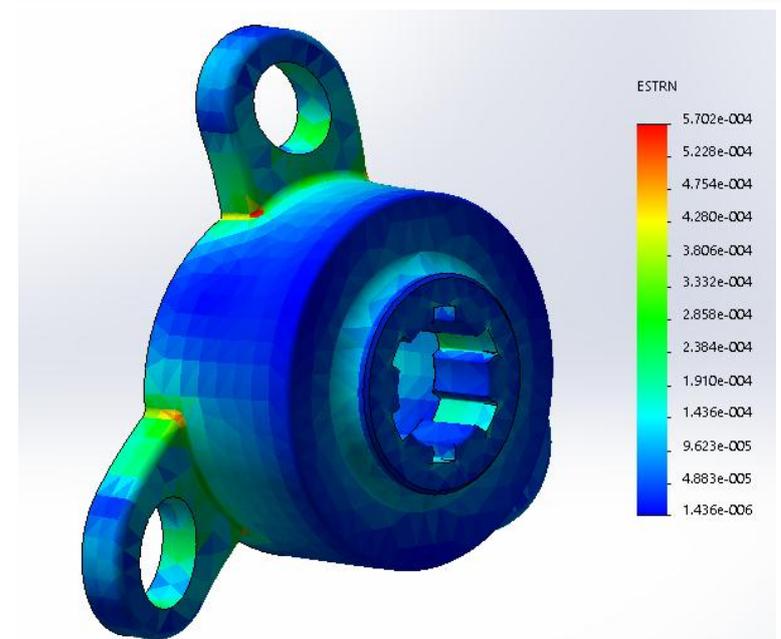
Рис. 3.3.18. Правая опора барабана
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)



a



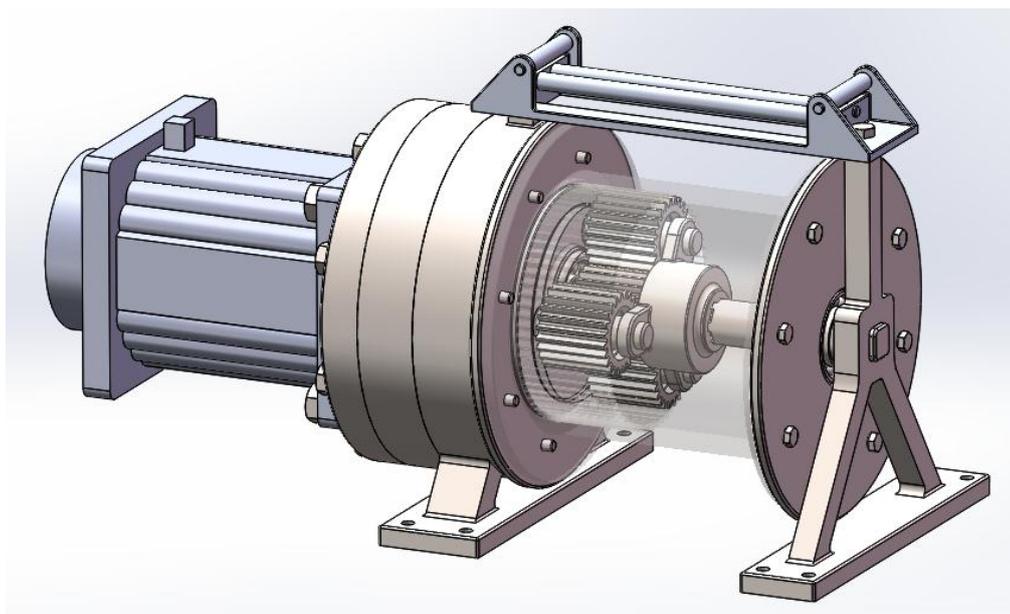
б



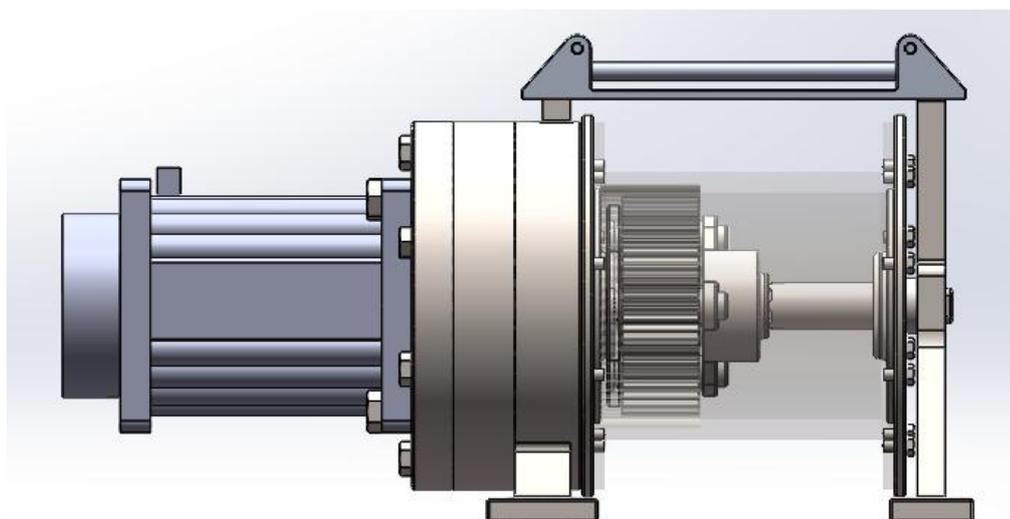
в

*Рис. 3.3.19. Водило сателлита планетарного колеса первой ступени
Напряжение(а), перемещение(б) и деформация(в)*

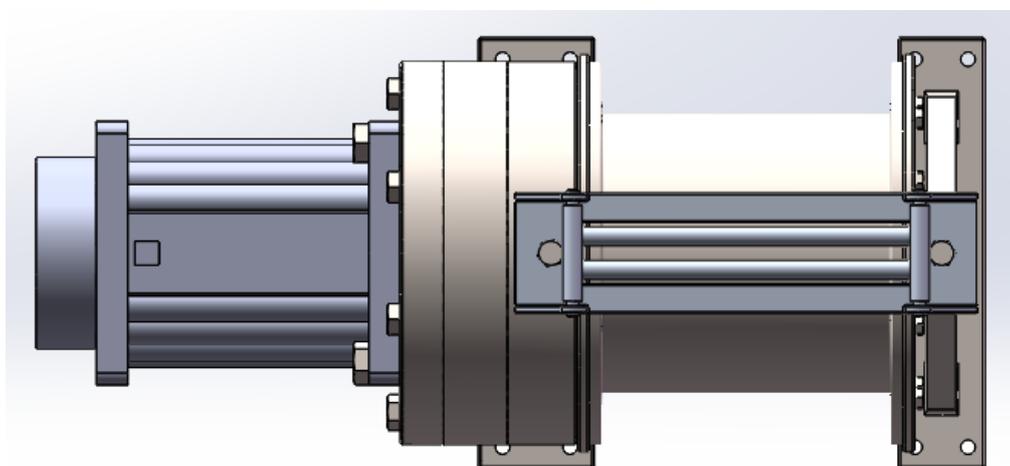
Полный вид лебедки после настройки:



a



б



в

рис. 3.3.20. Полный вид лебедки(а), вид спереди(б) и вид сверху(в)

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

Студенту:

Группа	ФИО
8ЛМ71	Сун Цилун

Школа	ИШНПТ	Отделение	Материаловедение
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	150401/Машиностроение

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

<i>1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	1. Стоимость материалов 2. Заработная плата проекта 3. Отчисления во внебюджетные фонды 4. Прочие расходы 5. Амортизационные отчисления
<i>2. Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	Нормы рабочего времени выполнения проекта
<i>3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Отчисления во внебюджетные фонды 30%

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<i>1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i>	Оценка конкурентоспособности проекта
<i>2. Разработка устава научно-технического проекта</i>	Разработан устав проекта
<i>3. Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок</i>	Планирование и расчет бюджета проекта
<i>4. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i>	Оценена эффективность проекта

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. «Портрет» потребителя результатов НТИ 2. Оценка конкурентоспособности технических решений 3. График проведения и бюджет НТИ 4. Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НТИ 5. Потенциальные риски	
---	--

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	21 02 19
---	----------

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ71	Сун Цилун		

IV. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Введение

В современном мире перспективность научного исследования определяется не столько масштабом открытия, оценить которое на первых этапах бывает достаточно трудно, сколько коммерческой ценностью разработки. Необходимым условием оценки коммерческой ценности разработки является поиск источников финансирования для проведения научного исследования и коммерциализации его результатов. Это важно для разработчиков, которые должны представлять состояние и перспективы проводимых научных исследований. С помощью этой оценки ученый может найти партнера для дальнейшего проведения научного исследования, коммерциализации результатов такого исследования и открытия бизнеса.

Коммерческая привлекательность научного исследования определяется не только превышением технических параметров над предыдущими разработками, но и насколько быстро разработчик сумеет найти ответы на такие вопросы – будет ли продукт востребован рынком, какова будет его цена, чтобы удовлетворить потребителя, каков бюджет научного проекта, сколько времени потребуется для выхода на рынок и т.д.

Таким образом, целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является определение перспективности и успешности научно-исследовательского проекта, разработка механизма управления и сопровождения конкретных проектных решений на этапе реализации.

4.1. Краткое описание выполненной работы

Цель раздела – комплексное описание и анализ финансово-экономических аспектов выполненной работы.

При организации процесса реализации конкретного проекта необходимо рационально планировать занятость каждого из его участников и сроки проведения отдельных работ. В данном пункте составлен проектирования конструкции автомобильной лебедки с использованием конечно-элементного анализа, определены исполнители и рациональная продолжительность.

4.2. План проекта

В рамках планирования научного проекта необходимо построить календарный и сетевой графики проекта.

Линейный график представляется в таблице 4.1.

Таблица 4.1.

Этапы работы	Исполнители	Загрузка исполнителей
Составления технологического задания и выбор направления исследования	НР	НР – 100%
Определение последовательности и сроков выполнения задачи	НР, И	НР – 100% И – 10%
Поиск и анализ литературы по тематике	И	И – 100%
Изучение литературы	НР, И	НР – 30% И – 100%
Планирование экспериментов	НР, И	НР – 100% И – 40%
Подготовка к экспериментам	НР, И	НР – 10% И – 100%
Проведение предварительных экспериментов	И	И – 100%

Анализ полученных данных	НР, И	НР – 80% И – 100%
Проектирование специальных деталей	И	И – 100%
Разработка чертежей	И	И – 100%
3D моделирование	И	И – 100%
Анализ полученных данных	НР, И	НР – 80% И – 100%
Вывод по проведенной работе	НР, И	НР – 60% И – 100%
Оформление расчетно-пояснительной записки	И	И – 100%
Оформление графического материала	И	И – 100%
Подведение итогов	НР, И	НР – 60% И – 100%

4.3. Продолжительность этапов работ

Определения вероятных (ожидаемых) значений продолжительности работ:

$$t_{ож} = \frac{3 \cdot t_{min} + 2 \cdot t_{max}}{5},$$

где t_{min} – минимальная продолжительность работы, дн.;

t_{max} – максимальная продолжительность работы, дн.;

$$t_{ож} = \frac{3 \cdot t_{min} + 2 \cdot t_{max}}{5}$$

Для построения линейного графика необходимо рассчитать длительность этапов в рабочих днях, а затем перевести ее в календарные дни.

Расчет продолжительности выполнения каждого этапа в рабочих днях ($T_{РД}$) ведется по формуле:

$$T_{РД} = \frac{t_{ож}}{K_{ВН}} \cdot K_{Д},$$

где $t_{\text{ож}}$ – продолжительность работы, дн.;

$K_{\text{ВН}}$ – коэффициент выполнения работ, учитывающий влияние внешних факторов на соблюдение предварительно определенных длительностей, в частности, возможно $K_{\text{ВН}} = 1$;

$K_{\text{Д}}$ – коэффициент, учитывающий дополнительное время на компенсацию непредвиденных задержек и согласование работ ($K_{\text{Д}} = 1-1,2$; в этих границах конкретное значение принимает сам исполнитель).

Расчет продолжительности этапа в календарных днях ведется по формуле:

$$T_{\text{КД}} = T_{\text{РД}} \cdot T_{\text{К}},$$

где $T_{\text{КД}}$ – продолжительность выполнения этапа в календарных днях;

$T_{\text{К}}$ – коэффициент календарности, позволяющий перейти от длительности работ в рабочих днях к их аналогам в календарных днях, и рассчитываемый по формуле:

$$T_{\text{К}} = \frac{T_{\text{КАЛ}}}{T_{\text{КАЛ}} - T_{\text{ВД}} - T_{\text{ПД}}},$$

где $T_{\text{КАЛ}}$ – календарные дни ($T_{\text{КАЛ}} = 365$);

$T_{\text{ВД}}$ – выходные дни ($T_{\text{ВД}} = 52$);

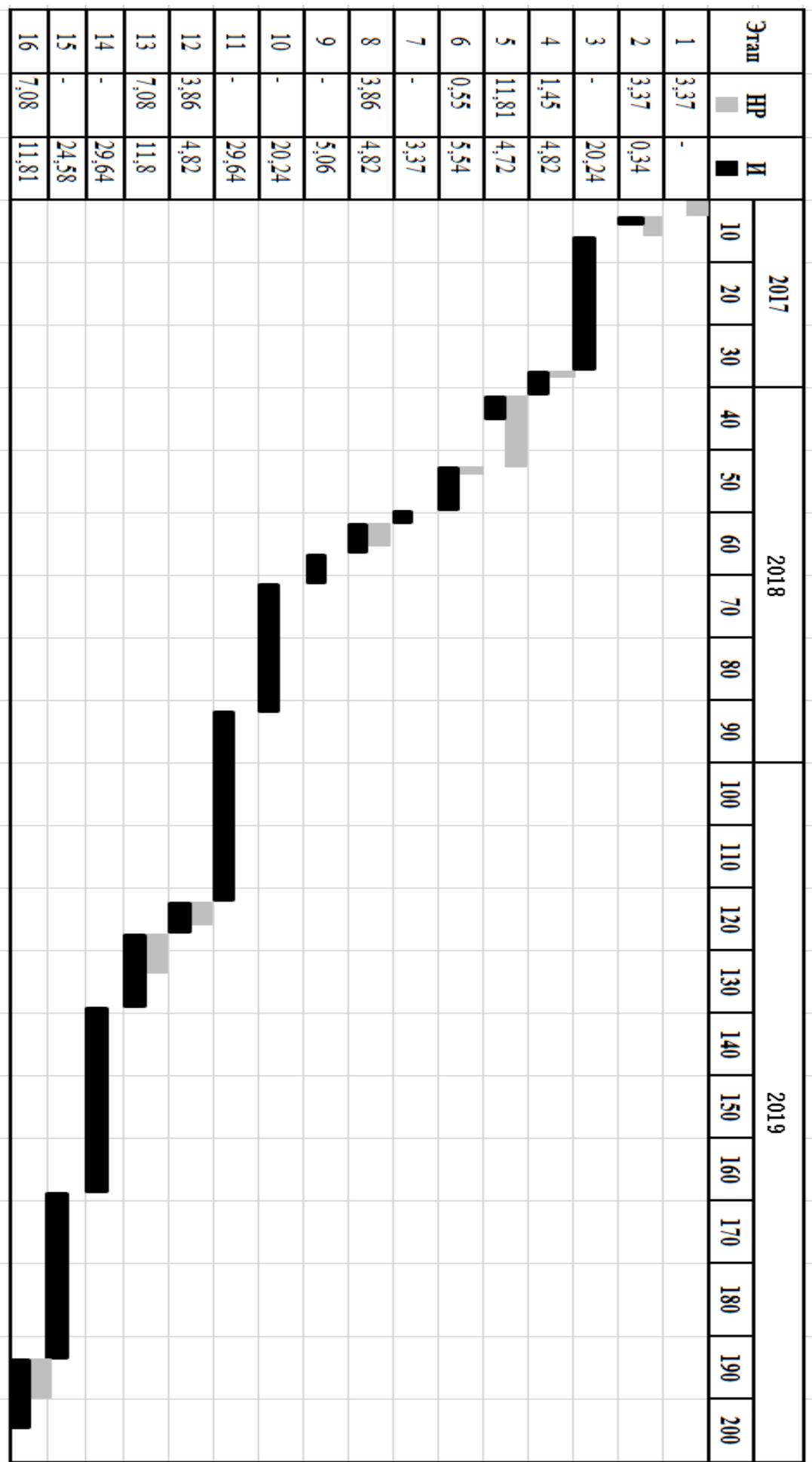
$T_{\text{ПД}}$ – праздничные дни ($T_{\text{ПД}} = 10$).

$$T_{\text{К}} = \frac{365}{365 - 52 - 10} = 1,205$$

Таблица 4.2.

Этап	Исполнители	Продолжительность работ, дни			Труд-сть работ по исполнителям чел.-дн.			
		t _{min}	t _{max}	t _{ож}	T _{рд}		T _{кд}	
					НР	И	НР	И
Составления технологического задания и выбор направления исследования	НР	2	4	2,8	2,8	-	3,37	-
Составление и утверждение ТЗ	НР, И	2	4	2,8	2,8	0,28	3,37	0,34
Поиск и анализ литературы по тематике	И	14	21	16,8	-	16,8	-	20,24
Обсуждение литературы	НР, И	2	7	4	1,2	4	1,45	4,82
Планирование экспериментов	НР, И	7	14	9,8	9,8	3,92	11,81	4,72
Подготовка экспериментам ^к	НР, И	3	7	4,6	0,46	4,6	0,55	5,54
Проведение предварительных экспериментов	И	2	4	2,8	-	2,8	-	3,37
Анализ полученных данных	НР, И	2	7	4	3,2	4	3,86	4,82
Проектирование специальных деталей	И	3	6	4,2	-	4,2	-	5,06
Разработка чертежей	И	14	21	16,8	-	16,8	-	20,24
3D моделирование	И	21	30	24,6	-	24,6	-	29,64
Анализ полученных данных	НР, И	2	7	4	3,2	4	3,86	4,82
Вывод по проведенной работе	НР, И	7	14	9,8	5,88	9,8	7,08	11,8
Оформление расчетно-пояснительной записки	И	21	30	24,6	-	24,6	-	29,64
Оформление графического материала	И	14	30	20,4	-	20,4	-	24,58
Подведение итогов	НР, И	7	14	9,8	5,88	9,8	7,08	11,81
Итого:					35,22	150,6	42,43	181,44

Диаграмма Ганта – это тип столбчатых диаграмм (гистограмм), который используется для иллюстрации календарного плана проекта, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ.



4.4. Расчет сметы затрат на выполнение проекта

В состав затрат на создание проекта включается величина всех расходов, необходимых для реализации комплекса работ, составляющих содержание данной разработки. Расчет сметной стоимости ее выполнения производится по следующим статьям затрат:

- материалы и покупные изделия;
- заработная плата;
- социальный налог;
- расходы на электроэнергию (без освещения);
- амортизационные отчисления;
- командировочные расходы;
- оплата услуг связи;
- арендная плата за пользование имуществом;
- прочие услуги (сторонних организаций);
- прочие (накладные расходы) расходы.

4.4.1. Расчет затрат на материалы

К данной статье расходов относится стоимость материалов, покупных изделий, полуфабрикатов и других материальных ценностей, расходуемых непосредственно в процессе выполнения работ над объектом проектирования. Сюда же относятся специально приобретенное оборудование, инструменты и прочие объекты, относимые к основным средствам, стоимостью до 40 000 руб.

включительно. Цена материальных ресурсов определяется по соответствующим ценникам или договорам поставки. Кроме того статья включает так называемые транспортно-заготовительные расходы, связанные с транспортировкой от поставщика к потребителю, хранением и прочими процессами, обеспечивающими движение (доставку) материальных ресурсов от поставщиков к потребителю. Сюда же включаются расходы на совершение сделки купли-продажи (т.н. транзакции). Приблизительно они оцениваются в процентах к отпускной цене закупаемых материалов, как правило, это 5 - 20 %.

Наименование материалов	Цена за ед., руб.	Кол-во	Сумма, руб.
Электродвигатель KY110AS0210-15	3225	1	3225
Сталь 18ХГТ Ø45	47/кг	10кг	470
Сталь 18ХГТ Ø100	47/кг	10кг	470
Сталь 18ХГТ Ø170	58,2/кг	10кг	582
Сталь 40Х Ø24	49/кг	5кг	245
Сталь 40Х Ø75	42/кг	5кг	210
Подшипник 104 ГОСТ 8338-75	50	3	150
Подшипник 1000900 ГОСТ 8338-75	78	6	468
Подшипник 1000901 ГОСТ 8338-75	61	6	366

Бумага для принтера формата А4	190	1 уп.	190
Итого:			6376

Допустим, что ТЗР составляют 5% от отпускной цены материалов, тогда расходы на материалы с учетом ТЗР равны

$$C_{\text{мат}} = 6376 \cdot 1,05 = 6695.$$

4.4.2. Расчет заработной платы

Данная статья расходов включает заработную плату научного руководителя и инженера (в его роли выступает исполнитель проекта), а также премии, входящие в фонд заработной платы. Расчет основной заработной платы выполняется на основе трудоемкости выполнения каждого этапа и величины месячного оклада исполнителя.

Среднедневная тарифная заработная плата ($ЗП_{\text{дн-т}}$) рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{\text{дн-т}} = \frac{МО}{25,083}$$

Исполнитель	Оклад, руб./мес.	Среднедневная ставка, руб./раб.день	Затраты времени, раб.дни	Коэффициент	Фонд з/платы, руб.
НР	33664	1341,15	36	1,699	86 036,8
И	15470	616,75	151	1,699	154 661,8
Оператор станка с ЧПУ Goodway GLS 2000	30 000	1196,03	10	1,699	18 288,5
Итого:					258 987,1

4.4.3. Расчет затрат на социальный налог

Затраты на единый социальный налог (ЕСН), включающий в себя отчисления в пенсионный фонд, на социальное и медицинское страхование, составляют 30 % от полной заработной платы по проекту, т.е. $C_{\text{соц}} = C_{\text{зп}} \cdot 0,3$.

$$C_{\text{соц}} = 258987,1 \cdot 0,3 = 77696,12 \text{ руб.}$$

4.4.4. Расчет затрат на электроэнергию

Данный вид расходов включает в себя затраты на электроэнергию, потраченную в ходе выполнения проекта на работу используемого оборудования, рассчитываемые по формуле:

$$C_{\text{эл. об.}} = P_{\text{об}} \cdot t_{\text{об}} \cdot Ц_{\text{э}},$$

где $P_{\text{об}}$ – мощность, потребляемая оборудованием, кВт;

$Ц_{\text{э}}$ – тариф на 1 кВт·час;

$t_{\text{об}}$ – время работы оборудования, час.

Для ТПУ $Ц_{\text{э}} = 5,748 \text{ руб./кВт·час}$ (с НДС).

Время работы оборудования вычисляется на основе итоговых данных таблицы 4.2 для инженера/оператора станка ($T_{\text{рд}}$) из расчета, что продолжительность рабочего дня равна 8 часов.

$$t_{\text{об}} = T_{\text{рд}} \cdot K_t,$$

где $K_t \leq 1$ – коэффициент использования оборудования по времени, равный отношению времени его работы в процессе выполнения проекта к $T_{\text{рд}}$, определяется исполнителем самостоятельно. В ряде случаев возможно определение $t_{\text{об}}$ путем прямого учета, особенно при ограниченном

использовании соответствующего оборудования. Для станка с ЧПУ во время проведения экспериментов примем $K_t = 0,8$; для микроскопа $K_t = 0,3$.

Мощность, потребляемая оборудованием, определяется по формуле:

$$P_{об} = P_{ном.} \cdot K_c,$$

где $P_{ном.}$ – номинальная мощность оборудования, кВт;

$K_c \leq 1$ – коэффициент загрузки, зависящий от средней степени использования номинальной мощности. Для технологического оборудования малой мощности $K_c = 1$.

Наименование оборудования	Время работы оборудования $t_{об}$, час	Потребляемая мощность $P_{об}$, кВт	Затраты на электроэнергию $C_{эл. об.}$, руб.
ПК	637	1	3 661,48
Обработка центр с ЧПУ Goodway GLS 2000	75	20	8 622
Итого:			12 283,48

4.4.5. Расчет амортизационных расходов

В статье «Амортизационные отчисления» рассчитывается амортизация используемого оборудования за время выполнения проекта.

Используется формула:

$$C_{ам} = \frac{N_A \cdot C_{об} \cdot t_{рф} \cdot n}{F_D},$$

где N_A – годовая норма амортизации единицы оборудования;

$C_{об}$ – балансовая стоимость единицы оборудования с учетом ТЗР. При невозможности получить соответствующие данные из бухгалтерии она может

быть заменена действующей ценой, содержащейся в ценниках, прейскурантах и т.п.;

F_D – действительный годовой фонд времени работы соответствующего оборудования, берется из специальных справочников или фактического режима его использования в текущем календарном году. При этом второй вариант позволяет получить более объективную оценку $C_{ам}$. Например, для ПК в 2019 г. (298 рабочих дней при шестидневной рабочей неделе) можно принять $C_{ам} = 298 \cdot 8 = 2384$ часа;

$t_{рф}$ – фактическое время работы оборудования в ходе выполнения проекта, учитывается исполнителем проекта;

n – число задействованных однотипных единиц оборудования.

Наименование оборудования	Стоимость $C_{об}$, руб.	Время работы оборудования $t_{рф}$, час	H_A	F_D	Амортизационные расходы $C_{ам}$, руб.
ПК	30 000	637	0,4	2384	3 187,26
Обрабатывающий центр с ЧПУ Goodway GLS 2000	8 517 500	75	0,1	2384	21 738,2
Итого:					24 925,46

4.4.6. Расчет расходов, учитываемых непосредственно на основе платежных (расчетных) документов (кроме суточных)

Сюда относятся:

- командировочные расходы, в т. ч. расходы по оплате суточных, транспортные расходы, компенсация стоимости жилья;

- арендная плата за пользование имуществом;
- оплата услуг связи;
- услуги сторонних организаций.

Норма оплаты суточных – 100 руб./день.

Данные расходы в работе не предусмотрены.

4.4.7. Расчет прочих расходов

В статье «Прочие расходы» отражены расходы на выполнение проекта, которые не учтены в предыдущих статьях, их следует принять равными 10% от суммы всех предыдущих расходов, т.е.

$$C_{\text{проч}} = (C_{\text{мат}} + C_{\text{зп}} + C_{\text{соц}} + C_{\text{эл.об}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{нр}}) \cdot 0,1$$

Для данной работы это:

$$C_{\text{проч}} = (6\,695 + 258\,987,1 + 77\,696,12 + 12\,283,48 + 24\,925,46 + 0) \cdot 0,1$$

$$= 38\,058,71 \text{ руб.}$$

4.5. Расчет общей себестоимости разработки

Проведя расчет по всем статьям сметы затрат на разработку, можно определить общую себестоимость проекта.

Статья затрат	Условное обозначение	Сумма, руб.
Материалы и покупные изделия	$C_{\text{мат}}$	6 695
Основная заработная плата	$C_{\text{зп}}$	258 987,1
Отчисления в социальные фонды	$C_{\text{соц}}$	77 696,12

Расходы на электроэнергию	$C_{эл.об}$	12 283,48
Амортизационные отчисления	$C_{ам}$	24 925,46
Непосредственно учитываемые расходы	$C_{нр}$	-
Прочие расходы	$C_{проч}$	38 058,71
Итого:		418 645,81

Таким образом, затраты на исследование составили $C = 418\,645,81$ руб.

4.6. Расчет прибыли

Прибыль от реализации проекта в зависимости от конкретной ситуации (масштаб и характер получаемого результата, степень его определенности и коммерциализации, специфика целевого сегмента рынка и т.д.) может определяться различными способами. Если исполнитель работы не располагает данными для применения «сложных» методов, то прибыль следует принять в размере 5 - 20% от полной себестоимости проекта. В данной работе она составляет 41 864,58 руб. (10%) от расходов на разработку проекта.

4.7. Расчет НДС

НДС составляет 20% от суммы затрат на разработку и прибыли. В нашем случае это:

$$\text{НДС} = (418\,645,81 + 41\,864,58) \cdot 0,2 = 92\,102,08 \text{ руб.}$$

4.8. Цена разработки НИР

Цена равна сумме полной себестоимости, прибыли и НДС:

$$C_{\text{НИР}} = 418\,645,81 + 41\,864,58 + 92\,102,08 = 552\,612,47 \text{ руб.}$$

4.9. Оценка сравнительной эффективности исследования

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности. Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}},$$

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

Φ_{pi} – стоимость i -го варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

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

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

где I_m^a – интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов;

a_i – весовой коэффициент i -го параметра;

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

n – число параметров сравнения.

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

Таблица 4.9. «Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта»

	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Аналог
Способствует росту производительности труда пользователя	0,30	4	4
Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,25	4	2
Помехоустойчивость	0,05	3	3
Энергосбережение	0,05	3	3
Надежность	0,20	4	4
Материалоемкость	0,15	4	3
ИТОГО	1,00	22	19

$$I_{\text{ТП}}^1 = 4 \cdot 0,3 + 4 \cdot 0,25 + 3 \cdot 0,05 + 3 \cdot 0,05 + 4 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,15 = 3,9;$$

$$I_{\text{Анал.}}^2 = 4 \cdot 0,3 + 2 \cdot 0,25 + 3 \cdot 0,05 + 3 \cdot 0,05 + 4 \cdot 0,2 + 3 \cdot 0,15 = 3,25.$$

При сравнение значений интегральных показателей эффективности разработки и аналога, можно сказать, что более эффективным решением является текущий проект.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
8ЛМ71	Сун Цилун

ШКОЛА	ИШНПТ	Отделение	Материаловедения
Уровень образования	Магистр	Направление/специальность	15.04.01 Машиностроение

Тема ВКР:

Проектирование конструкции автомобильной лебедки с использованием конечно-элементного анализа	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объекта исследования: проектирование автолебедки и моделирование НДС. Областью применения является автомобильная промышленность.
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:	<p>№ 197-ФЗ "Трудовой кодекс Российской Федерации"</p> <p>№ 7-ФЗ "Об охране окружающей среды"</p> <p>№ 390-ФЗ "О безопасности"</p> <p>№ 35-ФЗ "Об электроэнергетике"</p>
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	<p>Выявленные вредные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> – нарушение параметров микроклимата – повышение шума – недостаточное освещение <p>Анализ выявленных опасных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека
3. Экологическая безопасность:	<ul style="list-style-type: none"> • Защита селитебной и других зон окружающей среды; • Анализ воздействия объекта на атмосферу • Анализ воздействия объекта на гидросферу • Анализ воздействия объекта на литосферу • Разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	<ul style="list-style-type: none"> • Перечень возможных ЧС на объекте: сильные морозы, диверсия; • Выбор наиболее типичной ЧС;

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	21.02.2019
--	------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Романова Светлана Владимировна.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ71	Сун Цилун		

V. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Введение

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

Целью данной работы является разработка конструкции автомобильной лебедки.

Проектирование выполнялось в лаборатории 16-ого корпуса ТПУ с помощью научного руководителя. При проектировании конструкции автолебедки и анализе напряженно-деформационного состояния модели, работа выполняется на компьютере. Работа производится сидя, при небольшом физическом напряжении. Под проектированием рабочего места понимается целесообразное пространственное размещение в горизонтальной и вертикальной плоскостях функционально взаимосвязанных средств производства (оборудования, оснастки, предметов труда и др.), необходимых для осуществления трудового процесса.

5.1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Законодательство РФ об охране труда основывается на Конституции РФ и состоит из федерального закона, других федеральных законов и иных нормативных правовых актов субъектов РФ. Среди них можно выделить

федеральный закон “Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний”.

За состоянием безопасности труда установлены строгие государственный, ведомственный и общественный надзор и контроль.

Результаты всех видов инструктажа заносят в специальные журналы. За нарушение всех видов законодательства по безопасности жизнедеятельности предусматривается следующая ответственность: дисциплинарная, административная, уголовная, материальная.

Рабочее место, хорошо приспособленное к трудовой деятельности работника, правильно и целесообразно организованное, в отношении пространства, формы, размера обеспечивает ему удобное положение при работе и высокую производительность труда при наименьшем физическом и психическом напряжении.

Согласно ГОСТ 12.2.032-78 конструкция рабочего места и взаимное расположение всех его элементов должно соответствовать антропометрическим, физическим и психологическим требованиям [33].

Кроме того, стоит сократить время работы за компьютером, делать перерывы при 8-ми часовой смене.

Письменный стол и офисное кресло являются главными составляющими на рабочем месте. Основным рабочим положением является положение сидя. Поэтому для исключения возникновения заболеваний, связанных с малой

подвижностью работника, необходимо иметь возможность свободной перемены поз.

Кроме того, необходимо соблюдать режим труда и отдыха с перерывами, заполняемыми “отвлекающими” мышечными нагрузками на те звенья опорно-двигательного аппарата, которые не включены в поддержание основной рабочей позы.

Рабочий стул должен быть снабжен подъемно-поворотным механизмом. Высота сиденья должна регулироваться в пределах (400 - 500) мм. Глубина сиденья должна составлять не менее 380 мм, а ширина - не менее 400 мм. Высота опорной поверхности спинки не менее 300 мм, ширина - не менее 380 мм. Угол наклона спинки стула к плоскости сиденья должен изменяться в пределах (90 – 110)°.

5.2. Профессиональная социальная безопасность

5.2.1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды

В лаборатории, где находятся различные электроустановки, магнетрон, а также используется смазка. Используя ГОСТ 12.0.003-2015, можно выделить ряд факторов, приведенных в таблице 5.1. Так же приведены источники факторов и нормативные документы, регламентирующие действие каждого фактора.

Табл. 5.1 – Возможные опасные и вредные факторы

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разрабо тка	Проекти рование	Анализ	
1. Отклонение показателей микроклимата	+	+	+	1. СанПиН 2.2.4.548–96 2. СН 2.2.4/2.1.8.562–96 3. СанПиН 2.2.2/2.4.134003 4. СНиП 23-05-95 5. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278–03 6. ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ
2. Превышение уровня шума		+		
3. Отсутствие или недостаток естественного света				
4. Недостаточная освещенность рабочей зоны	+	+	+	
5. Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека	+	+	+	

1. Отклонение показателей микроклимата

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 ($\varphi > 85\%$) 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 1 [ГОСТ 12.1.005-88].

Для обеспечения оптимальных и допустимых показателей микроклимата в холодный период года следует применять средства защиты рабочих мест от остекленных поверхностей оконных проемов, чтобы не было охлаждения. 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 5.2.

Таблица 5.2. - 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.

2. Превышение уровня шума

Основным источником шума в зданиях различного назначения является технологическое и инженерное оборудование. 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 средства коллективной защиты (СКЗ) и средства индивидуальной защиты (СИЗ).

СКЗ

- устранение причин шума или существенное его ослабление в источнике образования;
- изоляция источников шума от окружающей среды средствами и виброизоляции, и вибропоглощения;
- применение средств, снижающих шум и вибрацию на пути их распространения;
- применение шумоизолирующих и шумопоглощающих материалов (металла, дерева, пластмасс, бетона и др.) для установки преград в виде экранов, перегородок, кожухов, кабин и др.

СИЗ

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

3. Недостаточная 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.

4. Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека

Электрический ток относится к категории опасных факторов. В лаборатории, где производится разработка устройства, присутствует большое количество аппаратуры, использующей однофазный электрический ток напряжением 220 В и частотой 50 Гц, в том числе персональный компьютер. Согласно ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ и ПУЭ, по опасности электропоражения данное помещение относится к помещениям без повышенной опасности. Это обусловлено отсутствием высокой влажности, высокой температуры, токопроводящей пыли и возможности одновременного соприкосновения с заземленными предметами и металлическими корпусами оборудования. Во время нормального режима работы оборудования опасность электропоражения крайне мала, однако, возможны аварийные режимы работы, когда происходит случайное электрическое соединение частей оборудования, находящегося под напряжением с заземленными конструкциями.

Поражение человека электрическим током может произойти в следующих случаях:

- При прикосновении к токоведущим частям во время ремонта ПЭВМ;
- При однофазном (однополюсном) прикосновении незаземленного от земли человека к незаземленным токоведущим частям электроустановок, находящихся под напряжением;
- При прикосновении к нетоковедущим частям, находящимся под напряжением, то есть в случае нарушения изоляции;
- При соприкосновении с полом и стенами, оказавшимися под напряжением;
- При возможном коротком замыкании в высоковольтных блоках: блоке питания, блоке развертки монитора.

Мероприятия по устранению опасности поражения электрическим током сводятся к правильному размещению оборудования и применению технических средств защиты. К основным техническим средствам защиты от поражения электрическим током (ГОСТ ИЕС 61140-2012) относятся:

- Изоляция токопроводящих частей;
- Защитное заземление;
- Зануление;
- Защитное отключение;
- Предупредительная сигнализация и блокировки.

Также рекомендуется проведение ряда организационных мероприятий (специальное обучение, аттестация и перееаттестация лиц электротехнического персонала, инструктажи и т. д.).

5.2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия опасных и вредных факторов на исследователя

Для создания и поддержания в лаборатории оптимальных значений температуры, влажности, чистоты и скорости движения воздуха, в холодное время года должно использоваться водяное отопление, а в теплое время года применяться кондиционирование воздуха.

На рабочем месте должно применяться также искусственное освещение помимо естественного, которое осуществляется системой общего равномерного освещения, а при работе с документами следует применять комбинированное освещение. Кроме того, рабочий стол следует размещать таким образом, чтобы естественный свет падал слева.

Работа за компьютером относится к V зрительному разряду (работа малой точности). Следовательно, требуемая освещенность помещения может быть обеспечена следующими типами ламп:

- Люминесцентная лампа белого свечения (ЛБ) или холодного белого свечения (ЛХБ);
- Металл галогенная лампа (МГЛ);
- Ртутная лампа высокого давления (ДРЛ);

На рабочем месте желательно применение комбинированной системы освещения: люминесцентные лампы типа ЛД. Люминесцентные лампы имеют ряд существенных преимуществ: излучаемый ими свет близок к дневному, естественному свету; обладают повышенной светоотдачей, имеют более длительный срок службы.

Согласно ГОСТ 12.1.003-2014 эквивалентный уровень звука не должен превышать 65 дБА.

В качестве мер по снижению шума можно предложить следующее:

- Облицовка потолка и стен звукопоглощающим материалом. Снижает шум на 6-8 дБ;

- Рациональная планировка помещения.

- Установка в компьютерных помещениях оборудования, производящего минимальный шум;

- Экранирование рабочего места, путем постановки перегородок, диафрагм;

Дисплеи должны проходить испытания на соответствие требованиям безопасности, например, международным стандартам MRP 2, TCO 99.

5.3. Экологическая безопасность

Работа с ПК не влечет за собой негативных воздействий на окружающую среду, поэтому создание санитарно-защитной зоны и принятие мер по защите атмосферы, гидросферы, литосферы не являются необходимыми.

Исключением являются лишь случаи утилизации персонального компьютера и индукционного преобразователя как твердого отхода и как следствие загрязнение почвы или выбросы в атмосферу загрязняющих веществ, углекислого газа, образование тепла в случае пожара.

При завершении срока службы ПК, его можно отнести к отходам электронной промышленности. Переработка таких отходов осуществляется

разделением на однородные компоненты, химическим выделением пригодных для дальнейшего использования компонентов и направлением их для дальнейшего использования (например, кремний, алюминий, золото, серебро, редкие металлы) согласно [38]. Пластмассовые части ПК утилизируются при высокотемпературном нагреве без доступа воздуха.

Части компьютера, печатные платы, содержащие тяжелые металлы и замедлители горения могут при горении выделять опасные диоксиды.

Поэтому для опасных отходов существуют специальные печи, позволяющие использовать теплоту сжигания. Но подобный способ утилизации является дорогостоящим, поэтому не стоит исключать вероятность образования токсичных выбросов.

Отходы, не подлежащие переработке и вторичному использованию, подлежат захоронению на полигонах или в почве. Предельно допустимые концентрации токсичных веществ в почве (ПДКп, мг/кг) должны быть соблюдены в соответствии с [39].

5.4. Защита в чрезвычайной ситуации.

Согласно НПБ 105-03 лаборатория относится к категории Д – негорючие вещества и материалы в холодном состоянии.

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: халатное неосторожное обращение с огнем (использование открытого огня);

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;
- д) отключение электрооборудования, освещения и электропитания при предполагаемом отсутствии обслуживающего персонала или по окончании работ;
- е) курение в строго отведенном месте;
- ж) содержание путей и проходов для эвакуации людей в свободном состоянии.

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

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

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

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

Здание должно соответствовать требованиям пожарной безопасности, а именно, наличие охранно-пожарной сигнализации, плана эвакуации, порошковых или углекислотных огнетушителей с поверенным клеймом,

табличек с указанием направления к запасному (эвакуационному) выходу (Рис.5.2).



Рис. 5.2. План эвакуации.

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. Приостановке работы, обморожениям и даже жертвам среди населения. В случае аварии на тепловых сетях должны быть предусмотрены запасные обогреватели (например: газовые каталитические горелки). Их количества и мощности должно хватать для того, чтобы работа на производстве не прекратилась. Также сильные морозы могут вызвать аварии на электросетях, водопроводе и отсутствие на дорогах городского транспорта.

Во избежание последнего следует оставлять транспорт (автобус) в теплом гараже для развозки людей в случае перебоя в транспортном сообщении. В случае отключения воды должно присутствовать автономное водоснабжение, которого должно хватать минимум на сутки для исполнения всех нужд предприятия. Аналогично в энергосистемах должны использоваться автономные источники питания (аккумуляторы, дизельные генераторы) для функционирования жизнедеятельности во время аварий.

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.

Выводы по разделу

При выполнении раздела «Социальная ответственность» магистерской диссертации был проведен анализ производственной безопасности, экологической безопасности и безопасности в чрезвычайных ситуациях. И так же анализировал правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности. Результаты отразятся практическую значимость для безопасностей на производстве.

Заключение

При выполнении магистерской диссертации был проведен анализ конструкций автомобильной лебедки, которая применяются отечественными и зарубежными исследователями. На основании данных работ была спроектирована уменьшенная подобная конструкция, которая мотивированна главным образом подобностью используемых для исследования механизмов.

В ходе проведения данной работы была разработка конструкции лебедки для автомобиля массой до 2000-х килограммов. На основе конструкторской работы были проектированы понижающий редуктор, барабан, канатокладчик и привод. После конструкторской работы производил моделирование напряженно-деформированного состояния с использованием системы САЕ.

При сравнительной оценке результатов исследования с использованием спроектированного метода определения силовых характеристик механизма и с использованием системы САЕ видно, что при равных начальных условиях значения приближенно находятся в одном порядке. Таким образом можно сказать, что спроектированная методика определения усилий в исследуемом зацеплении схожа с алгоритмом определения тех же усилий в системах САЕ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 2005. – 336 с
2. Дианов Х.А. Грузоподъемные машины: учебное пособие. – М.: Рготупс, 2012. – 105 с.
3. Чернилевский Д. В., Петров М. С. Детали машин: Учебник для машиностроительных техникумов. — М.: «Машиностроение», 1983. — 384 с.
4. Добронравов С.С., Дронов В.Г. Строительные машины и основы автоматизации. Учебник для строительных вузов. — М.: Высшая школа, 2001. — 575 с.
5. Сабуренков С.Е., Коншин В.М., Локшин Е.С. Изучение конструкции и выбор основных параметров грузовой лебедки крана
6. Добронравов, С.С. Строительные машины и оборудование: справочник для строит. спец. вузов / С.С. Добронравов, М.С. Добронравов. – М.: Высш. шк., 2006 – 445 с
7. Дунаев П.Ф, Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов . — М.: Издательский центр «Академия», 2004. — 496 с.
8. Волков, Д.П. Строительные машины и средства малой механизации / Д.П. Волков, В.Я. Крикун. – М.: Академия, 2002. – 480 с.
9. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учебник для машиностроит. спец. вузов. — 6-е изд., перераб. — М.: Высш. шк., 1985.—520 с, ил.
10. Сабуренков С.Е., Коншин В.М., Локшин Е.С. Изучение конструкции и выбор основных параметров грузовой лебедки крана: Методические указания к лабораторной работе. — М.: МАДИ, 2016. – 40 с.
11. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: Учебник для вузов. – М.: «Машиностроение», 1974, - 606с.
12. Чернавский С.А., Боков К.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. – М: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.
13. Чернавский С.А., Ицкович Г.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. – М.: «Машиностроение», 1980. – 351 с.

- 14.Белецкий Б.Ф. Строительные машины и оборудование: Справочное пособие. –Ростов н/Д: Феникс, 2002. – 592 с.
- 15.Хальфин М.Н. и др. Грузозахватные приспособления и тара: Учеб. пособие для вузов. – Ростов н/Д: Феникс, 2006. – 144 с.
- 16.Фролов К.В. Энциклопедия по машиностроению. в 3-х т. Т. 2. - 9-е изд., перераб. и доп./ под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2006. - 960 с
- 17.Поляков В.И., Полосин М.Д. Машины грузоподъемные для строительно-монтажных работ: Справ. пос. 3-е изд. – М.:Стройиздат, 1993. – 244 с.
- 18.Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины: Учеб. для вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
- 19.Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация: Пер. с англ. — М.: Мир, 1986
- 20.Справка по SOLIDWorks. [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://help.solidworks.com/2012/Russian/solidworks/toolbox/c_Gears.htm, свободный
- 21.Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2. - 9-е изд., перераб. и доп./ под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2006. - 960 с
- 22.Gearotic Motion [Электронный ресурс]: The Art of Mechanical Design Режим доступа: <http://www.gearotic.com/index.html>, свободный
- 23.Общемашиностроительные нормативы времени на слесарную обработку деталей и слесарно-сборочные работы по сборке машин. Мелкосерийное и единичное производство. Изд. 2-е, М., «Машиностроение», 1974, 220с. (ЦБПНТ при НИИТруда)
- 24.Общие требования промышленной безопасности и охраны труда [электронный ресурс]. Режим доступа: <http://megaobuchalka.ru/4/25453.html>, свободный
- 25.Кукин П.П. [и др.], Безопасность жизнедеятельности. Безопасность технологических процессов и производств. Охрана труда : учебное пособие для вузов /. — 5-е изд., стер.. — Москва: Высшая школа, 2009. — 335 с
- 26.Панин В.Ф., Сечин А.И., Федосова В.Д. Экология для инженера://под ред. Проф. В.Ф. Панина. – М: Изд. Дом «Ноосфера», 2000. – 284с.
- 27.Безопасность жизнедеятельности: учебное пособие / О.Б. Назаренко, Ю.А. Амелькович; Томский политехнический университет. - 3-е изд.,

- перераб. И доп. - Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2013. - 178 с.
28. Амелькович Ю.А., [и др.]. Лабораторный практикум по дисциплине «Безопасность жизнедеятельности» для студентов всех специальностей: учебное пособие – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2010. – 236с.
 29. ГОСТ 12.2.032-78. Система стандартов безопасности труда. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования
 30. ГОСТ 12.4.154-85 “ССБТ. Устройства экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты”
 31. ГН 2.2.5.1313-03 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны
 32. СанПиН 2.2.4/2.1.8.055-96 "Электромагнитные излучения радиочастотного диапазона (ЭМИ РЧ)".
 33. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
 34. ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ. «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты».
 35. ГОСТ 12.1.030-81. Электробезопасность. Защитное заземление.
 36. ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования.
 37. ГОСТ 12.2.037-78. Техника пожарная. Требования безопасности
 38. ФЗ "Об охране окружающей среды" от 10.01.2002 N 7-ФЗ [Электронный ресурс]: Электронный фонд правовой и нормативнотехнической документации.
 39. СанПиН 2.1.6.1032-01. Гигиенические требования к качеству атмосферного воздуха
 40. ГОСТ 30775-2001 Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Классификация, идентификация и кодирование отходов.
 41. СНиП 21-01-97. Противопожарные нормы.
 42. ГОСТ 12.4.154. Система стандартов безопасности труда. Устройства экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты. Общие технические требования, основные параметры и размеры.

Приложение А

Single drum auto electric winch design

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8ЛМ71	Сун Цилун		

Консультант отделения материаловедения ИШНПТ:

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

Консультант – лингвист ОИЯ ШБИП:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Ажель Ю.П.			

Single drum auto electric winch design

Introduction

Auto electric winch is the most commonly electric winch using in SUVs, for example, it is mainly a motor, cables, winch drum wheel, conducting cable device, transmission mechanism, braking system, clutch, control of magazine and controller.

Motor driven by vehicle battery transmits power to mechanical transmission device, after that drives winch drum wheel rotation winding cable. Bearing capacity of its original design, cables determined its diameter size and length, wire wrapped around the winch drum wheel and cross, its end is conducting cable for connecting anchor hook into rings.

The winch drum round is a coil of wire cylindrical devices, by consisting of motor drives of the remote control, winch cylinder under the control of rotation direction.

The drum wheel blocks braking system function out when motor stops working and cables have weight automatically. To avoid sliding and loose cables hauled in situ. Clutch, changing the drum wheel and drive system from or lock up the state to change drum turn or and transmission system while the locked position can be operated by hands.

The car battery magazine controls the power through the electromagnetic coils into kinetic energy, after that the operator can change the direction of rotation wheel gear drum. Some control winches in the winch structure magazine curing are inside,

others can be used independently. According to the need to install it in the appropriate location, electric winch is high load operation. Hence control of high load control magazine is used to cope with the powerful current system. Controller is inserted in the winch control magazine; free control winch drum rounds rotation directions.

Based on the development history of automobile winch, we can learn that its work in the field of car has an important significance. Along with the development of the automotive industry, the domestic auto self-rescue products, such as auto emergency power supply, fire trucks, car for self-use winch, etc, with automobile winch machine is the vehicles in the wild mess up, adoption of the most effective one self-help tools.

1. Winch drum

A fundamental characteristic of the Winch is the change of working radius which occurs as the drum fills and empties. Available line pull is the greatest at the barrel layer, whereas the greatest speed is available at the full drum.

1.1. Drum Proportions

1.1.1. Drum Barrel or Core Selection

A prospective winch owner should be prepared to define the primary wire by diameter and length. Projecting future applications over a thirty-plus year winch life is an awkward but necessary exercise, and often leads to the provision of “easily” interchangeable drums and quick-change fairlead drive components. The initial projected wire parameters will define the drum and the rest of the winch.

The diameter ratio between the drum barrel and the wire (D/d) is critical. The wire or cable builders normally provide a minimum D/d as part of their specification, and this value can be used to size the barrel -- hoping that the winch will never need to handle a “stiffer” or larger product.

At least four reality factors suggest that the winch should provide a somewhat larger barrel than the initial wire’s minimum.

- a) Loads become larger over the years.
- b) New payloads are appearing rapidly, with requirements for differing wires, EM cables or Fiber Optic cables.

c) Wire life is improved when it is spooled at a larger radius than that which the wire builder considers minimum.

d) A larger barrel results in fewer wire layers. Spooling benefits from keeping the number of layers as small as practical.

Three contravening factors mitigate against selection of a larger-than-minimum drum. These are space, weight and cost.

D/d ratios vary enormously for different winch applications. Escort tugs can wrap 4" diameter braided "Spectra" or "Plasma" type soft ropes onto a 30" dia. barrel, for a 7-1/2 to 1 D/d. Steel towing wires should see 15 to 1, but are often fudged down to 13 to 1 with the assumption that the barrel layer is seldom used.

1.1.2. Drum Width and Flange Dimensions

With the barrel diameter established, the designer will balance face width against flange diameter, based upon experience and what "looks right." Occasionally available space will dictate a long and shallow drum. This requires a stiffer drum structure and fairlead assembly to avoid deflections. At the opposite extreme, MMCo. has provided wire rope anchor windlasses where a tall and narrow drum was demanded by the overboarding layout and where a fairleader was not practical.

Excessive drum depth increases the flange steel's tendency to creep into a permanently deformed "hour-glass" or cone shape. If the face width at the outside is greater than that at the barrel, spooling suffers. Contrary to common sense, the small research wires require stiffer drum flanges than do those for large towing wires

which see much higher pull ratings. Good practice calls for heavy duty flanges, with clean-up cuts on the inside to maintain square and parallel drum ends.

If a sample were taken of many research winches built by the many good builders, we suspect that there would be a rather narrow grouping of empirical values which constitute rational drum proportions.

Flange margin should be provided, beyond what the design Drum Chart shows as the outer layer's diameter. Spooling can become irregular for various reasons, with wire piling up at one end -- not desirable, but it happens. A better reason is to allow for future installation of a larger wire. For 0.322 cable, if the design drum chart shows a 41" o.d. for the outer layer, it would be reasonable to call out a 44" diameter flange.

1.2. Design of winch drum

To achieve the technical result in the known device for fastening a rope on the drum, containing made of a width less than the diameter of the rope in the form of grooves on the outer surface of the drum groove, in which is laid the cable, and located in the holes of the fastening elements. The groove is made trapezoidal profile with the extension to the outer surface of the drum to a depth of more than one but less than two diameters of the wire. The holes for the fastening elements are made on the outer surface of the drum along the groove with the possibility of exposure heads of the bolts are used as fasteners, rope, depending on the direction of rotation

of the winch drum threaded on the bolts made right or left, and the bolts can be made cylindrical guides.

The proposed device for fastening a rope on the winch drum is illustrated in the drawings, figure 1.1-3.

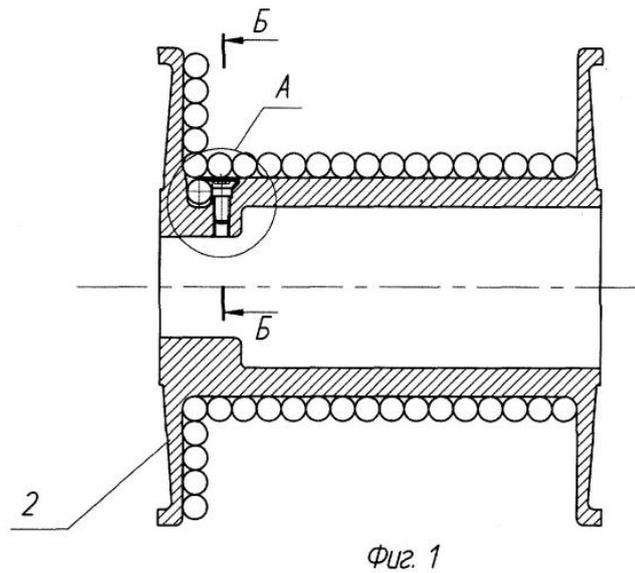


Figure 1.1. Winch drum, a longitudinal section

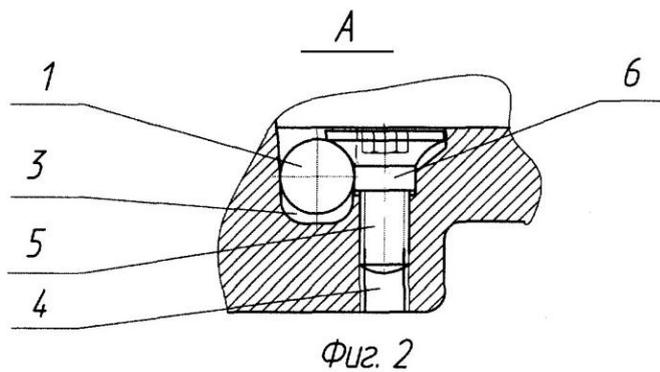


Figure 1.2 - node a in figure 1.
 1-rope; 3- trench, closest to rope; 4- bolt hole; 5- bolt; 6-nut.

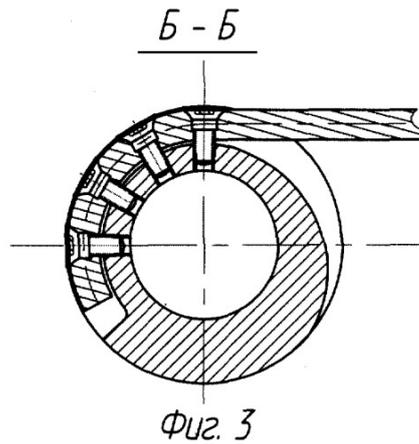


Figure 1.3 - cross-section B-B in figure 1.

The distinguishing characteristics of the proposed device for fastening a rope from above, closest to him, is the implementation of a groove of trapezoidal profile with the extension to the outer surface of the drum to a depth of more than one but less than two diameters of the wire. And the execution of the thread on which attach right or left depending on the direction of rotation of the winch drum, including the direction of winding of the cable, from the efforts of friction which bolts are additional tightening. Which in turn allows secure attachment of the rope, and the holes for the fasteners on the outer surface of the drum along the groove with the possibility of exposure heads of the bolts are used as fasteners, cable greatly simplifies the design, reduces the intensity of the winch as a whole.

2. Reduction gear

Reduction gear is a mechanism consisting of gears or worm gears, made in the form of a separate unit and used to transmit rotation from the motor shaft to the shaft of the working machine. The kinematic drive circuit include in addition to the gearbox, open gears, chain or belt drives. These mechanisms are the most common themes of design.

The purpose of the reduction gear - lowering the angular velocity and accordingly, increasing the torque of the driven shaft compared to the leading. Mechanisms to increase the angular velocity, made in the form of individual units, called accelerators or multipliers.

2.1. Cylindrical reduction gear

A cylindrical reduction gear is a type of mechanical gearbox, which is based on a spur gear and the axes of the drive and driven shafts are parallel. It is used on crushing, shredding equipment, lifting mechanisms, as well as in installations that require the application of considerable effort, for example, at gas cleaning and dust removal stations.

Reduction gear of this type have high efficiency, a large range of transmitted power, reliable and durable in operation. It can work with constant, variable, reversible, unidirectional load.

A cylindrical reduction gear is one or more cylindrical gears connected in series where they are enclosed in a common housing. The gearbox has input and output shafts, which by means of couplings or other connecting elements are connected with the engine and the working machine, respectively. In turn, the helical gear train is a pair of gear wheels that are meshed with each other.

When torque is applied to the input shaft, it, like the gear mounted on it, is driven. Through a cylindrical transmission, the force is transmitted from the wheel of the input shaft to the wheel which is engaged with it. The wheels are made of different diameters and with a different number of teeth, and the wheel with a smaller number of teeth is called the gear, and with a large number - the wheel. Torque is successively transmitted from the input shaft to the intermediate, and from intermediate to the output (in the case of a two-stage gearbox).

2.2. Planetary reduction gear

The planetary gearbox is a gearbox with the input shaft and the output shaft aligned. A planetary gearbox is used to transfer the largest torque in the most compact form.

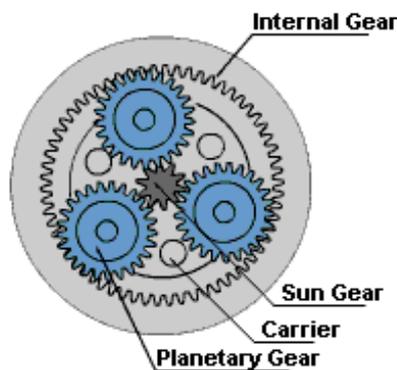


Figure 2.2. Constitution of planetary reduction gear

A planetary reduction gear unit:

- The sun gear - in the center of the gearbox.
- The crown (internal) gear - on the periphery of the gearbox.

- Satellites - three small gears between the sun and the crown.
- The carrier mechanically connects all the satellites, the satellites rotate on the axes of the carrier. Rotation from the main gear is transmitted through the half-line to the sun gear. The sun gear rotates the satellites, they rotate on their axes, and the axles are fixed on the carrier, the carrier - on the bridge beam. The satellites, rotating, transmit the rotation of the ring gear, and they - to the hub. Torque increases as many times as many times the number of teeth on the sun gear is less than the number of teeth on the crown gear.

In a simple planetary setup, input power turns the sun gear at high speed. The planets, spaced around the central axis of rotation, mesh with the sun as well as the fixed ring gear, so they are forced to orbit as they roll. All the planets are mounted to a single rotating member, called a cage, arm, or carrier. As the planet carrier turns, it delivers low-speed, high-torque output.

In mathematical terms, the smallest reduction ratio is 3:1, the largest is 10:1. At a ratio of less than 3, the sun gear becomes too big against the planet gears. At a ratio greater than 10 the sun wheel becomes too small and the torque will drop. The ratios are usually absolute i.e. an integer number.

Whoever invented the planetary gearbox is not known, but was functionally described by Leonardo da Vinci in 1490 and has been used for centuries.

2.3. Worm reduction gear

Worm reduction gears are constructed of a worm and a gear (sometimes referred to as a worm wheel), with non-parallel, non-intersecting shafts oriented 90 degrees to each other. The worm is analogous to a screw with a V-type thread, and the gear is analogous to a spur gear. The worm is typically the driving component, with the worm's thread advancing the teeth of the gear.

Like a ball screw, the worm in a worm gear may have a single start or multiple starts – meaning that there are multiple threads, or helicies, on the worm. For a single-start worm, each full turn (360 degrees) of the worm advances the gear by one tooth. So a gear with 24 teeth will provide a gear reduction of 24:1. For a multi-start worm, the gear reduction equals the number of teeth on the gear, divided by the number of starts on the worm. (This is different from most other types of gears, where the gear reduction is a function of the diameters of the two components.)

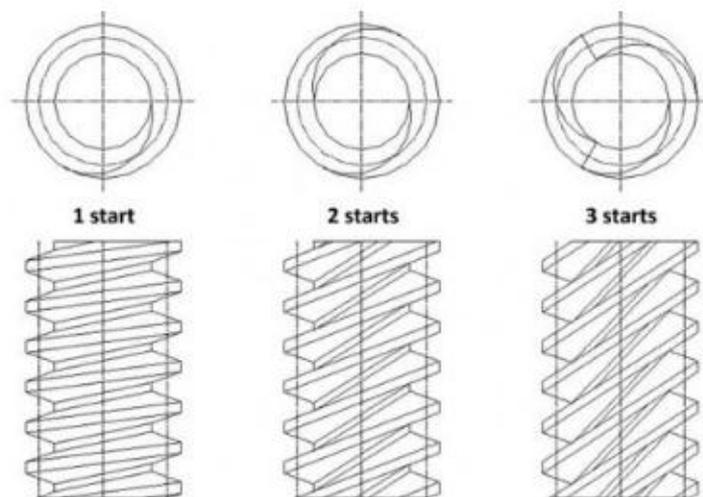


Figure 2.3. The worm in a worm gear assembly can have one start or multiple starts.

The meshing of the worm and the gear is a mixture of sliding and rolling actions, but sliding contact dominates at high reduction ratios. This sliding action causes friction and heat, which limits the efficiency of worm gears to 30 to 50

percent. In order to minimize friction (heat), the worm and gear are made of dissimilar metals – for example, the worm may be made of hardened steel and the gear made of bronze or aluminum.

Although the sliding contact reduces efficiency, it provides very quiet operation. (The use of dissimilar metals for the worm and gear also contributes to quiet operation.) This makes worm gears suitable for use where noise should be minimized, such as in elevators. In addition, the use of a softer material for the gear means that it can absorb shock loads, like those experienced in heavy equipment or crushing machines.

The primary benefit of worm gears is their ability to provide high reduction ratios and correspondingly high torque multiplication. They can also be used as speed reducers in low- to medium-speed applications. And because their reduction ratio is based on the number of gear teeth alone, they are more compact than other types of gears. Like fine-pitch lead screws, worm gears are typically self-locking, which makes them ideal for hoisting and lifting applications.

3. Drive unit

There are different types of variable-speed drives used in industry. For the most part, electronic AC and DC drives find their dominance in manufacturing and commercial HVAC applications. But manual drive, mechanical and hydraulic drives are also used in industry.

3.1. Manual

Manual winches typically have bolt holes at the bottom or side of the housing for mounting. A common type of manual winch is the trailer winch used for loading and unloading a boat. Manual winches are usually made of metal such as steel and are often coated for protection against corrosion.

3.2. Mechanical

Mechanical variable-speed drives were probably the first type of drive to make their way into the industrial environment. Years ago, the benefits of this type of drive were low cost and the ability to easily service the unit. Many technicians liked to work on mechanical problems. The malfunction was rather obvious. However, the benefits of yesterday have turned into the limitations of today. Mechanical devices have a tendency to break down—requiring maintenance and downtime. The efficiency of the unit can range from 90% down to 50% or lower. This is due to the eventual slipping of the belt on the pulleys (sometimes called sheaves). Sometimes the speed range can be a limitation because of fixed diameter settings, a characteristic of the mechanics of the device. Size can also be a limitation.

Typically floor-mounted, this device sometimes stood 3-5 feet tall for general applications. Size and weight could prohibit the use of this device in areas that would be required for mounting a drive.

3.3. Hydraulic Drives

Hydraulic drives have been, and continue to be, the workhorse of many metals processing and manufacturing applications. The hydraulic motor's small size makes it ideal for situations where high power is needed in very tight locations. In fact, the hydraulic motor's size is 1/4-1/3 the size of an equivalent power electric motor. The benefits of this type of drive system is the ability of the hydraulic motor to develop high torque (twisting motion of the shaft). In addition, it has a fairly simple control scheme (a valve), which operates at a wide speed range and has an extremely small size compare to most AC motors of the same power.

However, this type of system has several major limitations. The most limiting factor of this system is the need for hydraulic hoses, fittings, and fluid. This system is inherently prone to leaks, leading to high maintenance costs. In addition, there is virtually no way to connect this system to an electronic controller. Automatic valve-type controls have been developed, but their use is limited in today's high-speed manufacturing environment.

3.4. Electronic Drives (DC and AC)

DC drives have been the backbone of industry, dating back to the 1940s. At that time, vacuum tubes provided the power conversion technology. Vacuum tubes led to solid-state devices in the 1960s. The power conversion device, called the

silicon controlled rectifier (SCR), or thyristor, is now used in modern electronic DC drives.

There are some definite benefits to a variable-speed drive system of this type. This mature technology has been available for more than 60 years. Because electronic technology is used, a wide variety of control options are available.

Monitors such as speed and load meters and operating data circuits can be connected to illustrate drive operation. A remote operator station, including an isolated speed reference and start/stop circuits, can also be connected to the drive. This type of remote control allows commands from distant locations in the building. The DC drive offers acceptable efficiency, when compared with other variable-speed technologies. In addition, DC drives offer a small size power unit and comparable low cost in relation to other electronic drive technologies. However, when comparing electronic DC-drive technology with AC technology, several limitations should be considered.

Probably the largest issue with DC-drive systems is the need for maintenance on the DC motor. As indicated in the rotating DC-drive section, DC motors need routine maintenance on brushes and the commutator bars. Another issue that is critical to many manufacturing applications is the need for back-up capability. If the DC drive malfunctions, there is no way to provide motor operation, except through connection of another DC drive. In this day of efficient power usage, the DC drive's varying power factor must be considered when planning any installation. Total

operational costs (maintenance, installation, and monthly operating costs) may be a limitation when comparing the DC system with the AC-drive system.

For AC electronic drives, basically, three types of AC drive technologies are currently available. Though each type differs in the way power is converted, the end result is the use of a variable-speed AC induction motor. All AC drives take AC input, convert it to DC, and change DC to a variable AC output, using a device called an inverter. For purposes of this section, we will confine our discussion to a generic AC drive.

With this type of variable-speed system, there are more benefits than limitations. When compared with DC drives, small-sized AC drives are equal to or lower in cost (5 HP or less). The efficiency of power conversion is comparable to that of DC drives. Also comparable is the ability to be controlled remotely and to have various monitor devices connected. Because of modern transistor technology, the size of the AC drive is equal to or even smaller than that of an equal horsepower DC drive (125-150 HP or less). One major advantage of AC drives is the ability to operate an AC motor in bypass mode. This means that while the drive is not functioning, the motor can still be operating, essentially across line power. The motor will be operating at full speed because of the line power input. But the benefit would be that the system continues to operate with little or no downtime.

There may be a few limitations when considering AC drive technology. With low horsepower units (above the 25- to 30-HP range), AC drives may carry a higher purchase price. However, the installation costs may be less because of less wiring

(there is no separate field exciter). Some applications, such as printing and extrusion, lend themselves to DC technology. Comparable AC drives may need to be sized 1 or 2 HP frame sizes higher to accommodate the possible overload requirements. topic 4, section “Torque Control AC Drives” is devoted to flux vector and torque-controlled AC drives. More detail is presented on the issue of overload, torque control, and AC/DC drive comparisons. Today’s AC-drive technology can provide impressive response, filling the application needs that traditionally used DC drives.

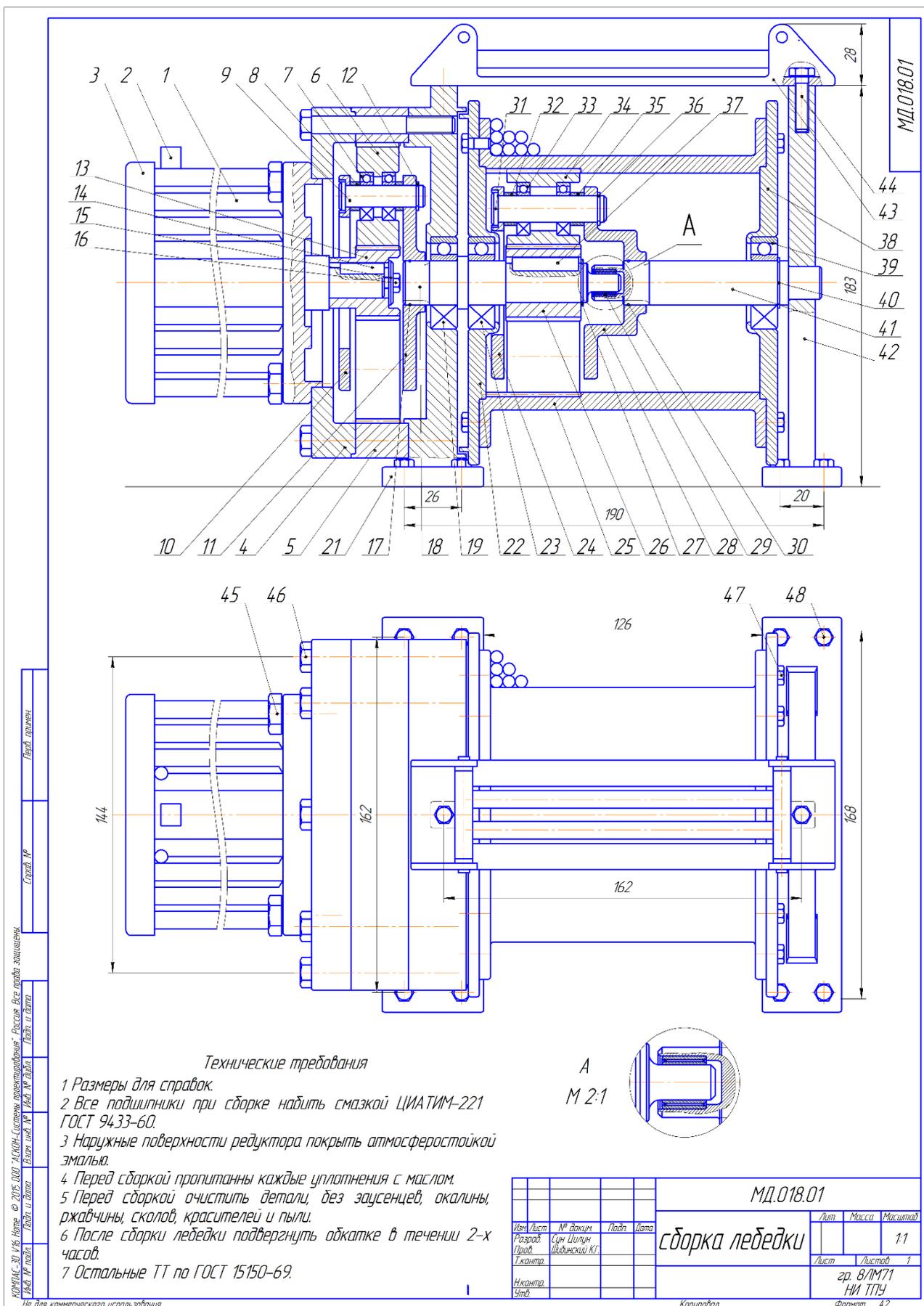
Conclusion

In modern industry, the use of winch very extensive, it in transportation, infrastructure construction site, forest and so on many kinds of department plays an enormous role. After nearly a century of development, automobile winch machine technology have great progress. From an initial modified by Marine winch and become, development up to now car special electric winch.

Electric winch, each buggies on almost all can match. Working in the world of the roads, the worst areas with various SUVs almost all electric winch. Not only the cross-country challenge and rally, but also stated that there was no winch cannot take part in the game. Visible, the importance of SUVs winch. Considering our earth vast, complex geological and topographical mountain, hills, swamps, deserts accounted for almost half of the total land area, in the wild production operation process, the vehicles will often got into trouble, the use of winch is very important.

Therefore, the design of this topic is based on the above winch medium off-road vehicles, geographical conditions used by a self-help tools. Meanwhile, because the winch institution in crane also play an the effect that cannot ignore.

Приложение Б



КОМПАС-3D V16. Нептун © 2015 ООО "АСОН" - Система автоматизированного проектирования. Распространение без права копирования. Лист 1 из 1.