Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)
Факультет «Автотракторный»
Кафедра «Колесные, гусеничные машины и автомобили»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА
Рецензент
_____
_____
_____2018г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
к.т.н., профессор
_____Бондарь В.Н.
«_____»_____2018 г.

Модернизация главной передачи автомобилей семейства КамАЗ.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-23.05.01.2018.950.ПЗ

Руководитель работы
к.т.н., доцент
_____Разношинская А.В.
«_____»_____2018 г.

Автор работы
студент группы ПЗ-603
_____Старков А.В.
«_____»_____2018 г.

Нормоконтролёр
к.т.н., доцент
_____Дуюн В.И.
«_____»_____2018 г.

Челябинск 2018

АННОТАЦИЯ

Старков А.В. Выпускная квалификационная работа на тему: «Модернизация главной передачи автомобилей семейства КамАЗ». Челябинск, ЮУрГУ, кафедра «КГМ», 2018 г. Пояснительная записка – 105 листов, 9 таблиц, 25 рисунков, 1 приложение, библиографический список – 22 наименований, 8 листов чертежей формата А1.

Проведен анализ главной передачи автомобиля КамАЗ-5320. На основе проведенного анализа установлены недостатки конструкции и сделаны предложенные по ее совершенствованию. В процессе проектирования проведены конструкторские и технологические расчеты по модернизации главной передачи, подтвердившие ее работоспособность.

В проекте освещены вопросы экономических затрат на внедрение конструкторских разработок, а также требования безопасности жизнедеятельности при эксплуатации и обслуживании главной передачи. Данная модернизация улучшит технические показатели автомобиля КамАЗ-5320, уменьшит простои в техническом обслуживании и ремонте по вине главной передачи

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ..... 8
1 АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ 10
1.1 Назначение и типы главных передач 10
1.2 Требование к главной передачи 14
1.3 Анализ основных типов главных передач 25
2 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ 39
2.1 Анализ проектируемой модели главной передачи 39
2.2. Описание работы и функций элементов главной передачи 42
2.3 Проектировочный расчет 44
2.4 Технология сборки и обслуживания главной передачи 60
3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ 63
3.1. Служебное назначение и конструкция детали 63
3.2. Выбор маршрута технологической обработки 64
3.3 Технологический процесс изготовления детали 68
3.4 ..... Расчет и нормирование технологических операций 70
4 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ РАЗДЕЛ 79
4.1 Организационная часть 79
5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ 93
5.1 Требования безопасности при ремонте главной передачи 93
5.2 Требования безопасности, предъяляемые к конструкции главной передачи 95
5.3 Мероприятяи по созданию безопасных условий экплуатации и ремонта....99
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 102
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 104

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время Камский автомобильный завод выпускает семейство грузовых автомобилей, базовым для которого является автомобиль-тягач КамАЗ-5320.

Особенностью привода к ведущим мостам является наличие межосевого с принудительной блокировкой конического дифференциала, обеспечивающего малое сопротивление при движении в хороших дорожных условиях без блокировки дифференциала, возможность получения максимального тягового усилия в тяжелых Дорожных условиях при блокировке дифференциала.

Актуальность модернизации главной передачи КамАЗ обусловлена частыми поломками, низкой надежностью и комфортом.

Существенным недостатком главной передачи является повышенный износ зубьев шестерен участвующих в зацеплении.

У главной передачи ресурс подшипников снижается при перекосе наружного и внутреннего колец подшипников. Перекос возникает как по технологическим причинам (отклонение от соосности посадочных поверхностей и неточность сборки), так и в результате смятия торцовых опорных поверхностей, резьбы и перекоса гаэк крепления подшипников в опорах ведомого и ведущего цилиндрических колес под действием значительной осевой силы. Смятие резьбы и смещение гаек крепления подшипников встречается почти у четверти всех главных передач, поступающих в капитальный ремонт.

Повысить надежность и ресурс работы главной передачи ведущих мостов можно путем ужесточения допусков на расположение посадочных поверхностей под подшипники и зубчатые колеса, а также усилением контроля за точностью сборки. Однако без устранения значительной осевой силы эти меры будут не столь эффективными. В первую очередь необходимо устранить или значительно снизить осевую нагрузку на подшипники и шестерни.

Цели выпускной квалификационной работы – модернизировать главную передачу автомобиля КамАЗ-5320.

Задачи:

1) Определить назначение и типы главных передач.

2) Указать требования к главным передачам.

3) Провести обзор существующих конструкций главных передач.

4) Предложить свою схему главной передачи автомобиля КамАЗ-5320.

5) Произвести основные прочностные расчёты элементов конструкции.

6) Разработать технологии технического обслуживания.

7) Выбрать оборудование для проведения операций ТО и предложить вариант для выполнения этих операций.

8) Рассчитать элементы конструкции на прочность.

9) Предложить мероприятия обеспечения безопасности жизнедеятельности на участках по ТО автомобиля.

10) Рассчитать экономические показатели проекта.

В результате предложенных конструктивних решений будет достигнуто улучшение зацепления между шестернями, это позволит снизить износ главной передачи и уменьшит простои в ремонте.

1 АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1.1 Назначение и типы главных передач

Главной передачей называется шестеренный механизм, повышающий передаточное число трансмиссии автомобиля.

Главная передача служит для увеличения крутящего момента двигателя, подводимого к ведущим колесам, и уменьшения скорости их вращения до необходимых значений.

Главная передача обеспечивает максимальную скорость движения автомобиля на высшей передаче и оптимальный расход топлива в соответствии с ее передаточным числом. Передаточное число главной передачи зависит от типа и назначения автомобиля, а также мощности и быстроходности двигателя. Передаточное число главной передачи обычно составляет 6,5...9 у грузовых автомобилей и 3,5...5,5 у легковых автомобилей [22].

На автомобилях применяются различные типы главных передач (рисунок 1).

Рисунок 1.1 - Типы главных передач

Одинарная главная передача состоит из одной пары шестерен.

Цилиндрическая главная передача применяется в переднеприводных легковых автомобилях при поперечном расположении двигателя и размешается в общем картере с коробкой передач и сцеплением. Ее передаточное число 3,5...4,2, а шестерни могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными. Цилиндрическая главная передача имеет высокий КПД - не менее 0,98, но она уменьшает

дорожный просвет у автомобиля и создает более высокий уровень шума, чем другие главные передачи.

Коническая главная передача (рисунок 2, а) применяется на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Оси ведущей 1 и ведомой 2 шестерен в конической главной передаче лежат в одной плоскости и пересекаются, а шестерни выполнены со спиральными зубьями. Передача имеет повышенную прочность зубьев шестерен, небольшие размеры и позволяет снизить центр тяжести автомобиля. КПД конической главной передачи со спиральным зубом 0,97...0,98. Передаточные числа конических главных передач 3,5...4,5 у легковых и 5... 7 у грузовых автомобилей и автобусов.

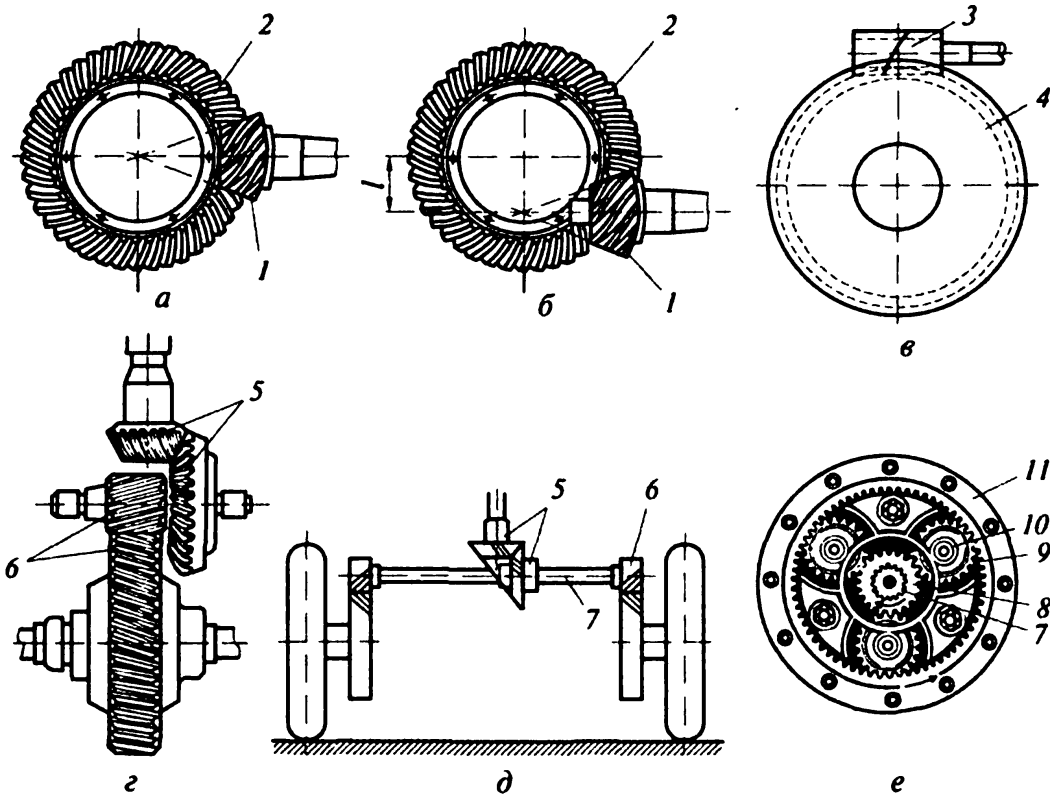


Рисунок 1.2 – Главные передачи: а, б, в - одинарные; г. д - двойные; е - редуктор; 1 - ведущая шестерня; 2 - ведомая шестерня; 3 - червяк; 4 - червячная шестерня; 5 - конические шестерни; б - цилиндрические шестерни; 7 - полуось; 8 - солнечная шестерня; 9 - сателлит; 10 - ось; 11 - коронная шестерня

Гипоидная главная передача (см. рисунок 1.2, *б*) находит широкое применение на легковых и грузовых автомобилях. Оси ведущей 1 и ведомой *2* шестерен гипоидной главной передачи в отличие от конической не лежат в одной

плоскости и не пересекаются, а перекрещиваются. Передача может быть с верхним или нижним гипоидным смещением 1. Гипоидная главная передача с верхним смещением используется на многоосных автомобилях, так как вал ведущей шестерни должен быть проходным, и на переднеприводных автомобилях - исходя из условий компоновки. Главная передача с нижним гипоидным смещением широко применяется на легковых автомобилях. Передаточные числа гипоидных главных передач 3,5...4,5 у легковых автомобилей, 5... 7 у грузовых автомобилей и автобусов. Гипоидная главная передача по сравнению с другими более прочная и бесшумная, имеет высокую плавность зацепления, малогабаритная. Ее можно применять на грузовых автомобилях вместо двойной главной передачи. Она имеет КПД 0,96...0,97. При нижнем гипоидном смешении существует возможность снизить расположение карданной передачи и центра тяжести автомобиля, повысив его устойчивость. Однако гипоидная главная передача требует высокой точности изготовления, сборки и регулировки, а из-за повышенного скольжения зубьев шестерен - применения специального гипоидного масла с сернистыми, свинцовыми, фосфорными и другими присадками, образующими на зубьях шестерен прочную масляную пленку.

Червячная главная передача (см. рисунок 1.2, *в*) может быть с верхним или нижним расположением червяка *3* относительно червячной шестерни *4*. Она имеет передаточное число 4...5 и в настоящее время используется редко. Ее применяют на некоторых многоосных многоприводных автомобилях. По сравнению с другими типами червячная главная передача меньше по размерам, более бесшумная, обеспечивает более плавное зацепление и минимальные динамические нагрузки. Однако передача имеет наименьший КПД (0,9...0,92) и по трудоемкости изготовления и применяемым материалам (оловянная бронза) является самой дорогостоящей [6].

Двойные главные передачи. На грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, на полноприводных трехосных автомобилях и автобусах для увеличения передаточного числа трансмиссии и обеспечения передачи большого

крутящего момента, применяются двойные главные передачи. КПД двойных главных передач находится в пределах 0.93...0,96.

Двойные главные передачи имеют две зубчатые пары и обычно состоят из пары конических шестерен со спиральными зубьями и пары цилиндрических шестерен с прямыми или косыми зубьями. Наличие цилиндрической пары шестерен позволяет не только увеличить передаточное число главной передачи, но и повысить прочность и долговечность конической пары шестерен.

В центральной главной передаче (см. рисунок 1.2, *г*) коническая *5* и цилиндрическая *6* пары шестерен размещены в одном картере в центре ведущего моста. Крутящий момент от конической пары через дифференциал подводится к ведущим колесам автомобиля.

В разнесенной главной передаче (см. рисунок 1.2, *д*) коническая пара шестерен 5 находится в картере в центре ведущего моста, а цилиндрические шестерни 6 - в колесных редукторах. При этом цилиндрические шестерни соединяются полуосями 7 через дифференциал с конической парой шестерен. Крутящий момент от конической пары через дифференциал и полуоси 7 подводится к колесным редукторам.

Широкое распространение в разнесенных главных передачах получили однорядные планетарные колесные редукторы. Такой редуктор состоит из прямозубых шестерен (см. рисунок 1.2, *е*) - солнечной *8,* коронной *11* и трех сателлитов *9.* Солнечная шестерня приводится во вращение через полуось 7 и находится в зацеплении с тремя сателлитами, свободно установленными на осях *10*, жестко связанных с балкой моста. Сателлиты входят в зацепление с коронной шестерней 11, прикрепленной к ступице колеса. Крутящий момент от центральной конической пары шестерен 5 передается ступицам ведущих колес через дифференциал, полуоси 7, солнечные шестерни *8,* сателлиты *9* и коронные шестерни 11.

При разделении главной передачи на две части снижаются нагрузки на полуоси и детали дифференциала, а также уменьшаются размеры картера и

средней части ведущего моста. В результате увеличивается дорожный просвет и вследствие этого повышается проходимость автомобиля. Однако разнесенная главная передача более сложная, имеет большую металлоемкость, дорогостоящая и трудоемкая в обслуживании.

1.2 Требование к главной передачи

Дополнительно к общим требованиям к конструкции автомобиля к главной передаче предъявляются и специальные требования:

- минимальные габаритные размеры, обеспечивающие требуемый дорожный просвет;
- обеспечение наиболее низкого уровня шума.

Рассмотрим требования, предъявляемые к главной передаче, и реализацию этих требований в ее конструкции.

Габаритные размеры. Размеры главной передачи оказывают серьезное влияние на проходимость автомобиля, так как от них зависит дорожный просвет, который обычно измеряется от картера главной передачи заднего ведущего моста. Кроме того, размеры главной передачи переднего ведущего моста определяют высоту расположения двигателя и, следовательно, общую компоновку автомобиля.

Дорожный просвет - это расстояние между низшей точкой автомобиля и дорогой. Он определяет возможность движения, при котором автомобиль не задевает сосредоточенные препятствия - камни, пни. кочки и др.

Величина дорожного просвета зависит от типа автомобиля, типа главной передачи и условий эксплуатации. Так, например, для грузовых автомобилей ограниченной проходимости (колесная формула 4х2) дорожный просвет составляет 245...290 мм, а для автомобилей повышенной и высокой проходимости (4*4; 6х4; 6х6) -- 315...400 мм.

Увеличение дорожного просвета может быть достигнуто увеличением диаметра колес автомобиля, а также уменьшением размеров главной передачи. Однако увеличение диаметра колес приводит к повышению центра тяжести

автомобиля, в результате может ухудшиться его устойчивость. Тип главной передачи существенно влияет на дорожный просвет. Среди одинарных главных передач наименьшие размеры имеет червячная главная передача. Причем при верхнем расположении червяка значительно увеличивается дорожный просвет под ведущим мостом автомобиля.

Коническая и гипоидная главные передачи имеют небольшие габаритные размеры. Однако при одинаковом передаточном их числе гипоидная передача может быть выполнена с меньшим числом зубьев и, следовательно, меньших размеров. При этом при верхнем гипоидном смещении значительно увеличивается дорожный просвет автомобиля [7].

У конической и гипоидной главных передач уменьшение габаритных размеров может быть достигнуто путем сокращения числа зубьев ведущей и ведомой шестерен. Так, чем меньше число зубьев ведомой шестерни, тем меньше ее диаметр (при заданном модуле, определяемом прочностью и сроком службы) и, следовательно, высота картера главной передачи. Однако число зубьев ведущей шестерни спиральной конической и гипоидной передач не может быть менее пяти.

Из всех одинарных главных передач наименьший дорожный просвет обеспечивает цилиндрическая главная передача, которая размешается в общем картере с коробкой передач и сцеплением.

Среди двойных главных передач наибольший дорожный просвет автомобилю обеспечивает разнесенная главная передача с одинарными планетарными колесными редукторами, в которой конические шестерни находятся в центре ведущего моста, а цилиндрические шестерни - в колесных редукторах.

Уровень шума. Одним из основных параметров главной передачи, характеризующих совершенство ее конструкции и состояние при эксплуатации, является уровень шума, создаваемый при работе главной передачи.

Среди всех типов главных передач наибольшей бесшумностью обладает червячная главная передача. После червячной передачи наименьший уровень шума создает при работе гипоидная главная передача.

Снижение уровня шума главной передачи достигается точностью изготовления зацепления и чистотой поверхности зубьев ее шестерен, а также соответствующим смазыванием.

Точность зацепления зависит от регулировочных параметров и конструктивных свойств - жесткости установки шестерен, определяемой жесткостью всех деталей главной передачи (картера, подшипников, валов, самих шестерен), а также от способа установки шестерен.

Уровень шума главной передачи во многом определяет ее надежность и износостойкость в эксплуатации. Оценочным параметром уровня шума, создаваемого главной передачей при работе, может служить ее КПД, так как шум всегда связан с потерей энергии. Чем меньше значение КПД главной передачи, тем она более шумная при работе.

Конструктивные мероприятия. Рассмотрим конструктивные мероприятия, снижаюшие уровень шума главной передачи.

Жесткость картера главной передачи, обычно выполняемого литьем, обеспечивается его конфигурацией и оребрением. Крепление картера к балке ведущего моста при помощи предназначенного для этого фланца облегчает монтаж и регулировку зацепления главной передачи.

В грузовых автомобилях вал ведущей шестерни главной передачи устанавливается на подшипниках в отдельном стакане, прикрепляемом при помощи фланца к картеру главной передачи. Это упрощает регулировку зацепления и предварительного натяга подшипников. Ведомая шестерня главной передачи крепится к корпусу дифференциала, устанавливаемого на подшипниках, гнезда для которых выполнены в приливах картера. На некоторых автомобилях картер главной передачи отливается вместе с балкой заднего ведущего моста. Однако в этом случае балка ведущего моста делается разъемной.

Установка шестерен главной передачи должна обеспечивать их минимальное смещение. На рисуноке 1.3 указаны пределы допустимых смещений ведущей и ведомой шестерен конической главной пе¬редачи. Сохранение смешений шестерен в указанных на рисунке пределах зависит от осевой жесткости подшипников и способа установки вала ведущей шестерни на подшипниках.

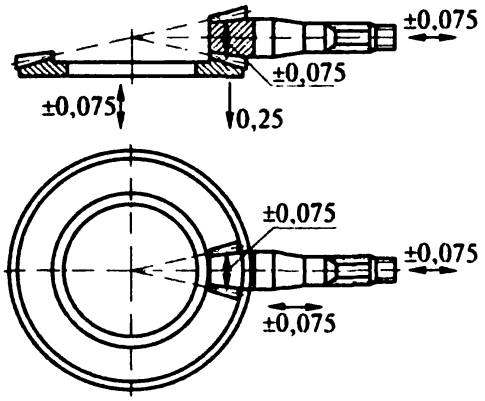


Рисунок 1.3 – Допустимые смешения в конической главной передаче (направления смещений указаны стрелками)

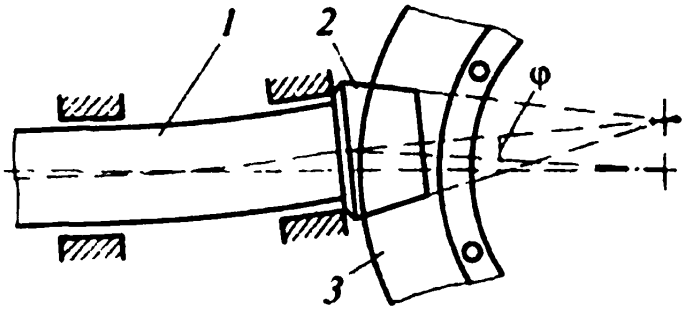


Рисунок 1.4 – Схема прогиба вала и углового смешения ведущей шестерни главной передачи пол нагрузкой: 1 - вал: 2, 3 - ведущий и ведомая шестерня соответственно; φ - угол смешения

Ведущая шестерня может быть установлена консольно или с дополнительной опорой. При консольной установке прогиб вала 1 и угловое смещение ведущей шестерни 2 (см. рисунок 1.4) значительно больше, чем при установке с дополнительной опорой. Однако при дополнительной опоре несколько усложняется конструкция главной передачи.

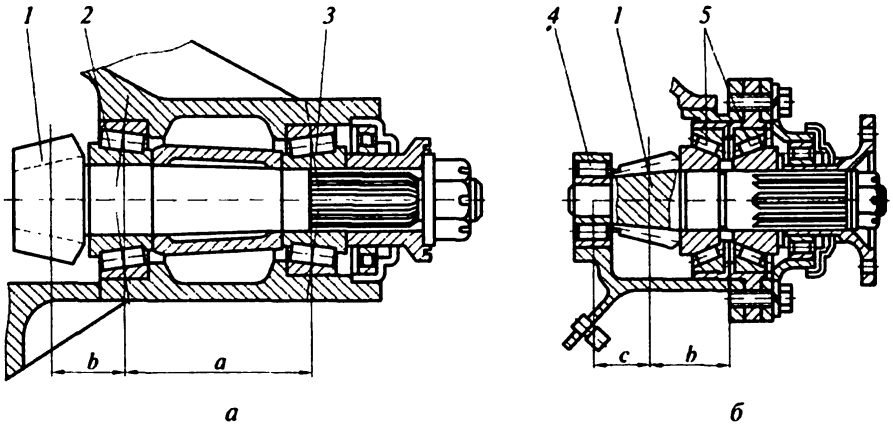


Рисунок 1.5 – Установка вала ведущей шестерни главной передачи: *а* – консольная; б - с дополнительной опорой; 1 - ведущая шестерня; *2-5* - подшипники; *а* - расстояние между подшипниками; *b, c* - плечи приложения окружной силы

При консольной установке (см. рисунок 1.5, а) ведущей шестерни 1 применяют два роликовых конических подшипника, которые хорошо воспринимают осевые и радиальные нагрузки. Подшипники устанавливают вершинами конусов роликов внутрь на возможно большем расстоянии, которое должно превышать не менее чем в 2,5 раза больший диаметр шестерни. Причем подшипник 2, расположенный у шестерни, имеет больший размер, чем подшипник 3, как более нагруженный осевыми и радиальными силами. При такой установке обеспечиваются минимальные прогиб вала и смещение ведущей шестерни главной передачи.

При установке ведущей шестерни с дополнительной опорой (рис. 1.5, б) обычно для восприятия радиальных сил используют роликовый цилиндрический подшипник 4, а для восприятия осевых и частично радиальных сил применяют два сближенных роликовых конических подшипника с большим углом конуса. При дополнительной опоре расстояние между коническими подшипниками значительно меньше, чем при консольной установке. Это расстояние должно составлять не менее 0,7 большого диаметра ведущей шестерни.

Жесткость подшипников вала ведущей шестерни в осевом направлении увеличивается при создании предварительного натяга подшипников. Сущность предварительного натяга заключается в устранении зазоров и создании предварительного сжатия подшипников. Предварительный натяг подшипников

выполняется при сборке главной передачи не только для повышения их жесткости, но и для разгрузки подшипников от значительных осевых сил.

На рисунке 1.6 а, представлена схема, на которой подшипники вала 2 ведущей шестерни заменены пружинами 1 и 3 с одинаковой жесткостью спр, имитирующими осевую жесткость подшипников.

Если подшипники установлены без предварительного натяга (пружины находятся в свободном состоянии), то осевая сила Q, воздействующая на вал 2, уравновешивается силой упругости только одной пружины 1. В этом случае осевое смещение вала под действием силы Q

$$f = \frac{Q}{c_{пр}}$$

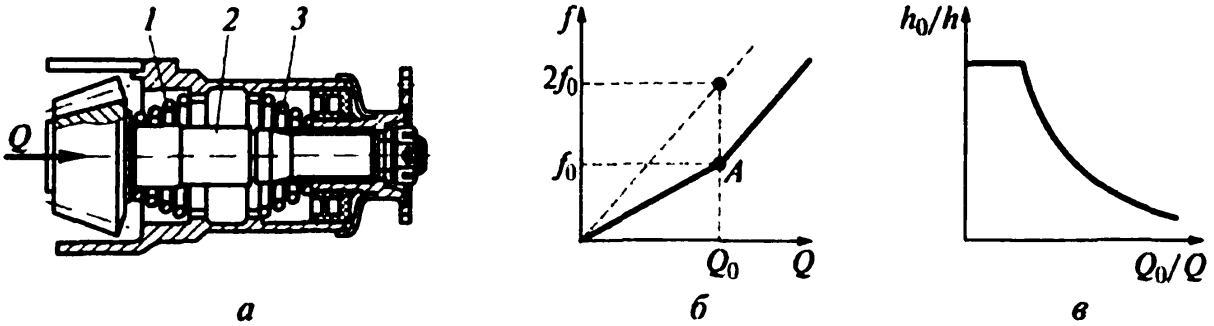


Рисунок 1.6 – Предварительный натяг подшипников главной передачи: а - схема; б, в - влияние натяга соответственно на жесткость и долговечность подшипников: 1,3 - пружины; 2 - вал

Если же подшипники установлены с предварительным натягом (пружины сжаты и их деформация равна f_0), то под действием силы Q деформация пружины 1 увеличивается на смешение f, а деформация пружины 3 уменьшается на это же смешение.

В результате вал 2 смешается на величину 1, которую можно определить из уравнения равновесия вала.

$$Q - c_{пр}(f_0 + f) + c_{пр}(f_0 - f) = 0$$

где Q- сила деформации пружины;

$c_{пр}$ - коэффициент пружины;

f_0 - деформация первоначальная;

f - деформация после нагрузки.

Осевое смешение вала 2 при предварительном натяге подшипников (сжатии пружин)

$$f = \frac{Q}{2c_{пр}}$$

Следовательно, при линейной зависимости между осевой силой Q и смешением *f* предварительный натяг уменьшает осевое смещение в 2 раза до тех пор, пока $f_0 \leq f$.

На рис. 1.6, б представлена зависимость осевого смещения *f* от силы Q при отсутствии (штриховая линия) и наличии (сплошная линия) предварительного натяга. При $f = f_0$ (точка А) пружина 3 полностью разжимается и при дальнейшем увеличении силы Q влияния на дополнительное смещение вала 2 оказывать не будет. Так как упругая характеристика подшипников нелинейная, осевое смещение в пределах *f=fo* уменьшается более чем в 2 раза.

При увеличении предварительного натяга уменьшается возможность нарушения зацепления шестерен главной передачи и улучшается работа подшипников, что обусловлено более равномерной нагрузкой. Однако в случае превышения оптимального предварительного натяга долговечность подшипников резко снижается.

Влияние предварительного натяга на долговечность подшипников представлено на рис. 1.6, в. Исследования показали, что предварительный натяг до 40 % осевой нагрузки не снижает долговечности h_0 подшипников по сравнению с долговечностью h подшипников без предварительного натяга. Так как средний крутящий момент в главной передаче не превышает 70 % максимального крутящего момента двигателя, возможен предварительный натяг подшипников, не превышающий 30...35% максимальной осевой нагрузки при

максимальном крутящем моменте двигателя во время движения автомобиля на высшей передаче.

Предварительный натяг осуществляется изменением расстояния между внутренними кольцами подшипников (их сближением). Величина предварительного натяга определяется по моменту сопротивления проворачиванию вала ведущей шестерни в подшипниках, когда шестерни главной передачи не находятся в зацеплении.

В зависимости от грузоподъемности автомобиля значение предварительного натяга подшипников соответствует сопротивлению повороту вала ведущей шестерни моментом 0,8...2,0 Нм.

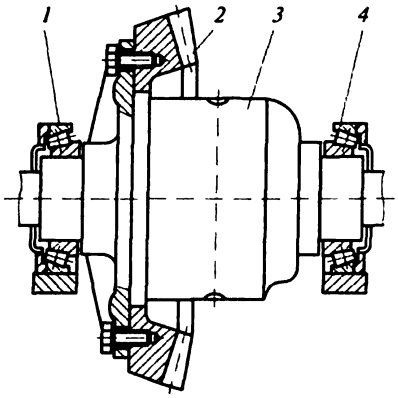


Рисунок 1.7 – Установка ведомой шестерни главной передачи:
1, 4 - подшипники: 2 - шестерня; 3 - корпус дифференциала

Ведомая шестерня главной передачи (рисунок 1.7) устанавливается на корпусе 3 дифференциала и крепится к нему болтами или заклепками. Корпус дифференциала размешается в картере главной передачи обычно на двух конических роликовых подшипниках 1 и 4, которые располагаются вершинами конусов роликов наружу. В результате такой установки подшипников облегчается регулирование положения ведомой шестерни и создание предварительного натяга подшипников дифференциала. Предварительный натяг подшипников дифференциала примерно такой же, как и подшипников вала ведущей шестерни главной передачи, его измеряют при снятой ведомой шестерне.

Подшипники дифференциала испытывают различные нагрузки и могут иметь одинаковые или разные размеры. Подшипник 1 в сторону которого

сдвинута ведомая шестерня 2, нагружен большей радиальной силой, чем другой подшипник 4. Кроме того, он воспринимает еще дополнительно осевую нагрузку. Поэтому в грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности этот подшипник имеет большие размеры, чем другой. В легковых автомобилях и в грузовых автомобилях малой грузоподъемности в целях взаимозаменяемости оба подшипника дифференциала имеют одинаковые размеры, и их выбирают по наибольшей нагрузке [23].

Осевая сила, действующая при движении автомобиля на ведомую шестерню главной передачи, может привести к нарушению точности зацепления и перекосу ведомой шестерни, что вызовет повышение уровня шума и изнашивание зубьев. Для уменьшения перекоса ведомой шестерни, особенно при передаче большого крутящего момента, в главных передачах применяется специальный упор. Упор располагается в картере главной передачи против зоны зацепления шестерен и может быть нерегулируемым или регулируемым.

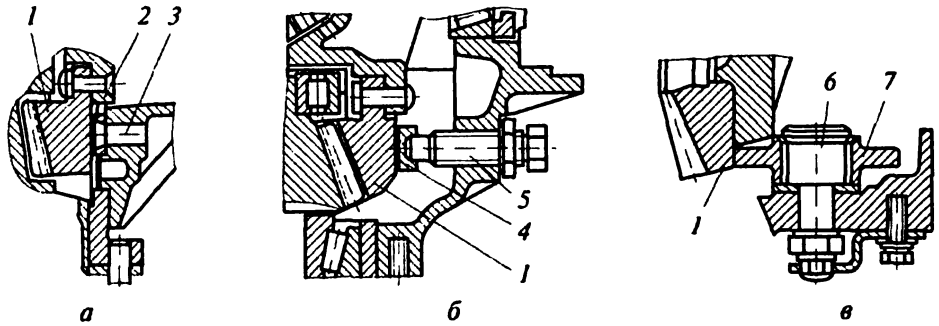


Рисунок 1.8 – Упоры ведомой шестерни главной передачи: а - нерегулируемый; б, в - регулируемые; 1 - шестерня; 2 - пластина; 3 - штифт; 4 - наконечник; 5 - болт: 6 - палеи; 7 - ролик

Нерегулируемый упор (см. рисунок 1.8, а) состоит из штифта 3 с бронзовой пластиной 2. Регулируемый упор может иметь вид болта 5 (рис. 1.8, б) с напрессованным бронзовым наконечником 4 или эксцентрикового пальца 6 (рис. 1.8, в) с роликом 7, установленным на игольчатом подшипнике. Упоры с регулируемым зазором обычно применяют в главных передачах, где предусмотрено регулирование положения ведомой шестерни.

Зазор между упором и торцом ведомой шестерни выбирается таким, чтобы упор вступал в действие, когда перемещение ведомой шестерни под нагрузкой превысит допустимые значения. Для нерабочего состояния зазор между упором и торцом шестерни обычно составляет 0,15...0,20 мм.

При передаче большого крутящего момента, вызывающего перекос ведомой шестерни, упор воспринимает часть осевой силы и несколько разгружает наиболее нагруженный подшипник. Упор также способствует снижению уровня шума, вызываемого вибрацией ведомой шестерни. Для уменьшения вибраций повышают жесткость зубчатого венца шестерни и ее ступицы, которая выполняется на корпусе дифференциала и снабжается ребрами жесткости.

Регулировки. В главной передаче регулируют зацепление шестерен и предварительный натяг подшипников. Указанные регулировки при сборке главной передачи необходимы в случаях, когда требуемый натяг подшипников и правильное взаимное расположение шестерен не обеспечиваются допусками на линейные размеры сопряженных деталей. Кроме того, регулировки компенсируют изнашивание деталей главной передачи в процессе эксплуатации и предотвращают их частую замену.

Подшипники вала ведущей шестерни главной передачи регулируют регулировочными прокладками. При регулировке создается предварительный натяг подшипников, который не только увеличивает их жесткость, но и разгружает подшипники от значительных осевых сил.

После регулировки подшипников регулируют зацепление шестерен, для чего устанавливают их правильное относительное положение путем перемещения ведущей или ведомой шестерен. Регулировку правильного взаимного положения шестерен проверяют с помощью краски по пятну контакта между зубьями. При правильно отрегулированном зацеплении шестерен пятно контакта должно находиться в средней части зубьев.

Регулировку зацепления шестерен выполняют регулировочными прокладками и кольцами, а также гайками подшипников дифференциала.

В эксплуатации при увеличении зазора в зацеплении вследствие изнашивания уменьшение зазора перемещением одной из шестерен недопустимо, так как это приведет к ускоренному износу зубьев шестерен. При необходимости замена шестерен главной передачи возможна только в комплекте.

Смазывание. Шестерни и подшипники главной передачи должны хорошо смазываться для надежной долговечной и бесшумной работы.

Конические роликовые подшипники обладают насосным действием. Находящееся в них масло под действием центробежных сил направляется со стороны меньшего диаметра роликов в сторону большего их диаметра. Вследствие этого происходит осушение подшипников. Поэтому масло к подшипникам ведущей шестерни главной передачи необходимо подавать в полость между ними, так как вал ведущей шестерни вращается с большой угловой скоростью.

В картере главной передачи выполнен специальный канал, через который масло попадает в полость между подшипниками. Масло циркулирует через подшипник, установленный около ведущей шестерни, и обильно смазывает зубья в зоне зацепления дополнительно к маслу, которое захватывается шестерней из масляного резервуара картера главной передачи. Для циркуляционного смазывания второго подшипника вала ведущей шестерни в картере за подшипником имеется отводной канал, по которому масло возвращается в масляный резервуар картера. В случае засорения этого канала в картере главной передачи возрастает давление. Для предотвращения течи масла через уплотнительные манжеты при повышении давления предусмотрен сапун — специальный клапан для связи внутренней полости картера главной передачи с окружающим воздухом. В некоторых главных передачах смазывание подшипников вала ведущей шестерни осуществляется при помощи маслосъемной трубки. Трубка 5 (рисунок 1.9) установлена свободно в отверстии картера главной передачи и прижимается пружиной 3 к торцу ведомой шестерни 2. При работе масло с поверхности торца шестерни собирается в трубку и из нее через канал 4 поступает к подшипникам.

Затем масло через канал 1 возвращается в масляный резервуар картера главной передачи.

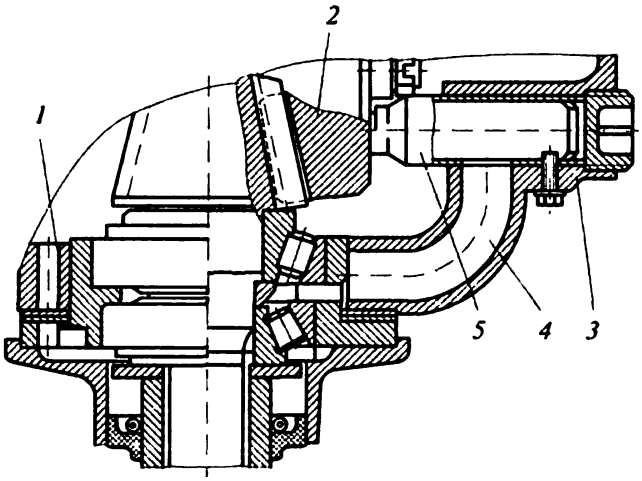


Рисунок 1.9 – Смазывание подшипников главной передачи: 1, 4 - каналы; 2 -шестерня; 3 - пружина; 5 – трубка

1.3 Анализ основных типов главных передач

При применении червячной передачи с верхним расположением червяка (рисунок 1.10, а) для многоосных автомобилей достаточно легко удается организовать передачу крутящего момента к последовательно расположенным ведущим мостам и обеспечить благоприятные условия для работы карданной передачи. При нижнем расположении червяка (рис. 1.10) возможно снижение уровня пола, создание благоприятных условий смазки червячной пары при обеспечении надежного уплотнения вала червяка. Однако условия работы карданной передачи в этом случае не благоприятны, т.к. увеличивается угол наклона карданного вала.

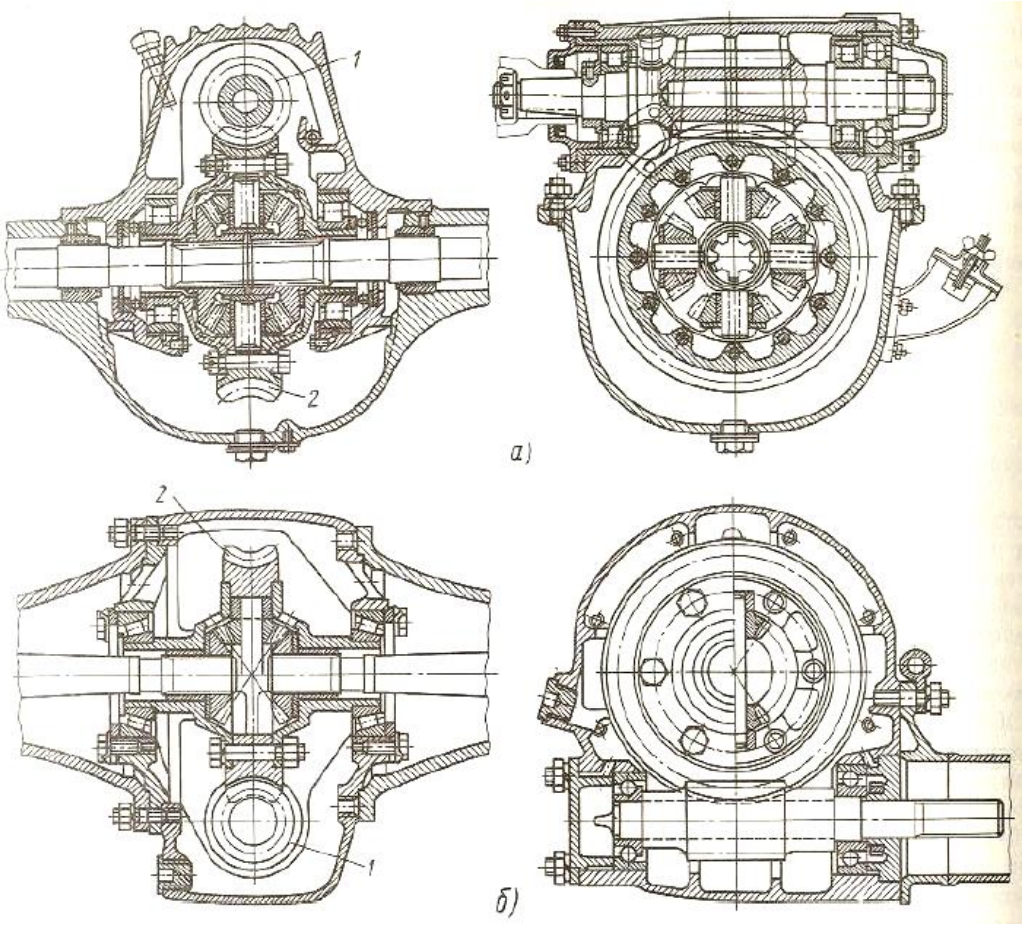


Рисунок 1.10 - Червячная передача: а – с верхним расположением червяка; б – с нижним расположением червяка; 1 – червяк; 2 – червячное колесо.

Сравнительно с главными передачами других типов червячная главная передача имеет наименьшие размеры, наиболее бесшумна, обеспечивает большую плавность зацепления и, как следствие, минимальные динамические нагрузки.

КПД червячной передачи (0,9…0,92) ниже, чем у главных передач других типов, что объясняется продольным скольжением зубьев, неблагоприятным для создания масляного клина. КПД передачи зависит от точности зацепления. Современные методы изготовления червячной пары позволяют значительно повысить ее КПД, однако по трудоемкости изготовления и применяемым материалам (оловянистая бронза) червячная передача остается самой дорогостоящей.

Цилиндрическая передача.

Применяемая при поперечном расположении двигателя в переднеприводных автомобилях, цилиндрическая главная передача размещается в общем картере с коробкой передач и сцеплением (рисунок 1.11). Шестерня главной передачи закрепляется на ведомом валу коробки передач, а иногда выполняется за одно целое с этим валом и устанавливается консольно. При консольной установке шестерни главная передача и дифференциал могут быть несколько сдвинуты в сторону двигателя, тем самым уменьшается разница длины полуосей. С той же целью колесо закрепляется на картере дифференциала, обычно с левой по ходу автомобиля стороны.

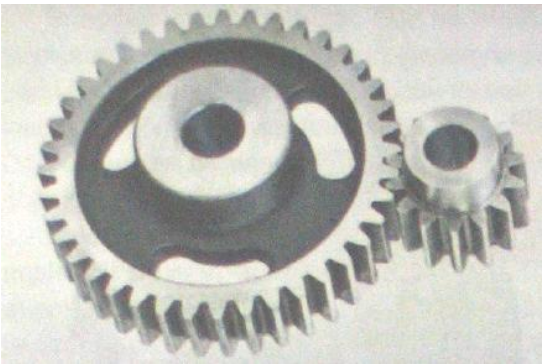
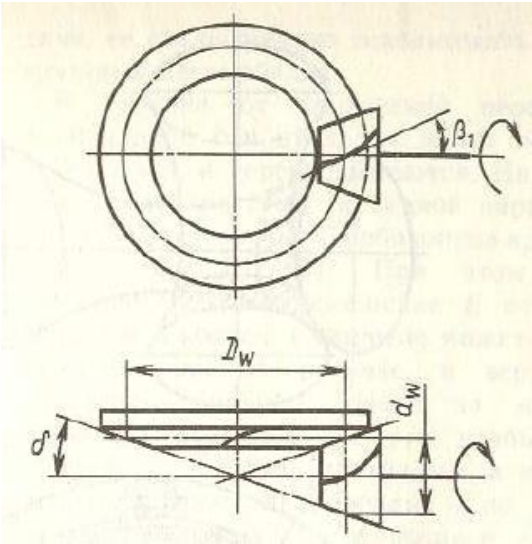


Рисунок 1.11 – Цилиндрическая главная передача

В существующих конструкциях зубья цилиндрической передачи выполняются прямыми, косыми и шевронными. Передаточное число цилиндрической пары обычно принимают 3,5…4,2. Так как число зубьев шестерни для обеспечения плавности зацепления должно быть не менее десяти, то при большем передаточном числе размеры зубчатого колеса увеличиваются, в результате чего снижается дорожный просвет и повышается уровень шума при работе главной передачи. КПД цилиндрической пары – не менее 0,98.

Коническая передача

Из всех типов конических передач наиболее распространена передача со спиральным, в большинстве случаев круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой определяется диаметром резцовой головки (рис. 1.12).



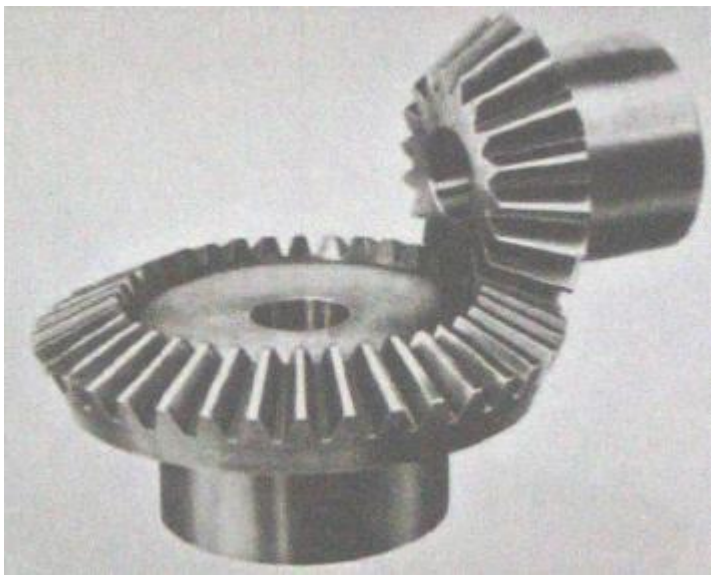


Рисунок 1.12 – Коническая главная передача

Коническая главная передача с круговым зубом впервые была применена в 1913 г. с целью уменьшения размеров, снижения высоты пола, а следовательно, центра масс легкового автомобиля и увеличения прочности зубьев главной передачи.

Для улучшения приработки зубьев число зубьев колеса и шестерни не кратно, поэтому передаточное число всех типов главных передач выражается не целым числом. Зубья шестерни всегда имеют левое направление спирали, хотя при этом складываются осевые силы от угла конуса и от угла спирали зуба. Это делается для того, чтобы не было ввинчивания шестерни на передачах переднего хода, что может быть причиной ее заклинивания. В эксплуатации наблюдаются случаи заклинивания шестерни при заднем ходе, когда подшипники недостаточно затянуты.

Размеры главной передачи с круговыми зубьями меньше, т.к. меньше диаметр шестерни. КПД конической передачи с круговым зубом находится в пределах 0,97…0,98.

Гипоидная главная передача

Стремление снизить центр масс легковых автомобилей привело к созданию в 1925г. гипоидной главной передачи (рис. 2.4). Вначале эта передача

применялась только на легковых автомобилях. Затем, когда выяснились прочие достоинства гипоидной передачи, ее стали широко использовать и на грузовых автомобилях.

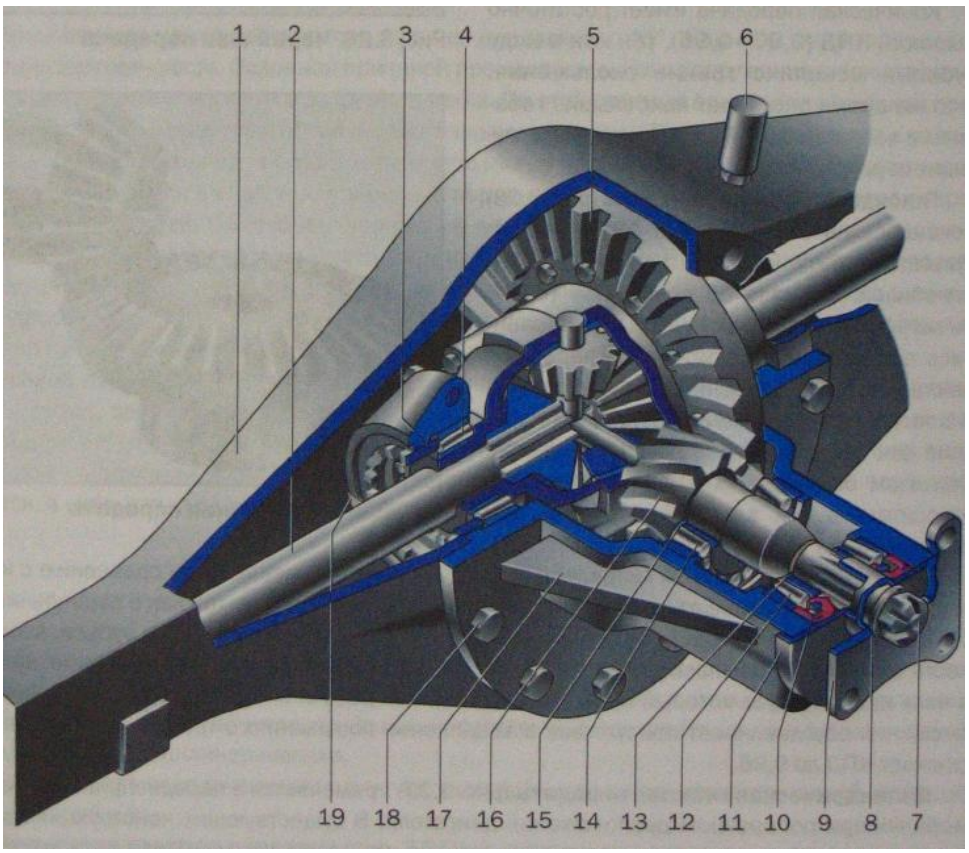


Рисунок 1.13 – Гипоидная главная передача: 1 - картер заднего моста, 2 - полуось, 3 - гайка подшипников дифференциала, 4 - подшипник дифференциала, 5 - ведомая шестерня главной передачи, 6 - сапун, 7 – гайка, 8 - шайба, 9 - фланец ведущей шестерни, 10 - манжета, 11 - грязеотражатель, 12, 14 - подшипники ведущей шестерни, 13 - распорное кольцо, 15 - регулировочное кольцо, 16 - ведущая шестерня, 17 - картер редуктора, 18 - болт, 19 - стопорная пластина.

В отличие от конической передачи в гипоидной оси зубчатых колес не пересекаются, а перекрещиваются. Во избежание заклинивания при движении на передачах переднего хода в гипоидной передаче при нижнем смещении, так же как и в конических, зубья шестерни имеют левое направление спирали, а при верхнем смещении – правое. При этом осевая сила направлена к основанию конуса.

Передаточные числа одинарных конических и гипоидных передач обычно выбирают в пределах: для легковых автомобилей 3,5…4,5; для грузовых автомобилей и автобусов 5…7.

Основными достоинствами, обеспечивающими широкое распространение гипоидной передачи, являются ее большая по сравнению с конической прочность и бесшумность. Повышение прочности гипоидной передачи обусловлено увеличением среднего диаметра шестерни. Кроме того, гипоидные зубчатые колеса имеют в несколько раз большее сопротивление усталости по сравнению с коническими. Перечисленные достоинства позволяют выполнить гипоидную передачу малогабаритной, а также применять ее вместо двойной на грузовых автомобилях.

КПД гипоидной передачи несколько ниже КПД конической и составляет примерно 0,96…0,97, что связано с наличием наряду с поперечным продольного скольжения зубьев.

Наличие скольжения определяет весьма высокое сопротивление усталости гипоидной пары. Усталостное выкрашивание (питтинг) конических пар наблюдается в зоне чистого качения, т.е. у полюса зацепления. В гипоидных парах чистое качение отсутствует, для них характерно скольжение при высоком давлении, в связи с чем необходимо применять специальное гипоидное масло, наличие специальных присадок в котором препятствует разрушению масляной пленки [8].

Двойные главные передачи

На грузовых автомобилях и автобусах, когда необходимо обеспечить передачу большого крутящего момента при соответственно большом передаточном числе, используют двойную главную передачу. Схемы компоновки зубчатых колес в двойной главной передаче могут быть различны (рис.6).

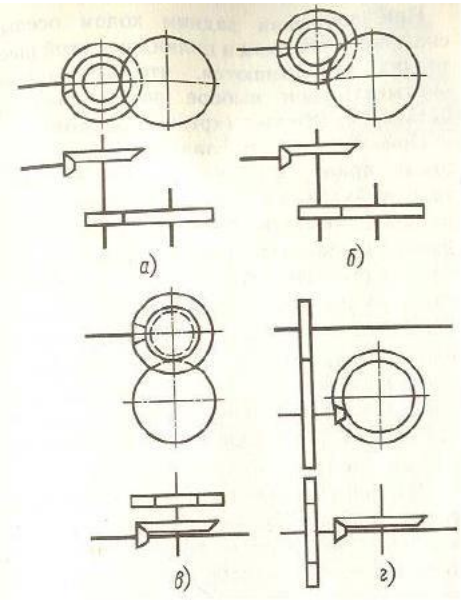


Рисунок 1.14 – Схемы двойных центральных передач

По схеме 1.14,а выполнена центральная главная передача автомобиля, показанная на рисунке 7. Здесь все валы расположены в горизонтальной плоскости. Такая схема позволяет несколько укоротить карданную передачу, но при этом увеличивается наклон карданного вала. Коническая шестерня с круговым зубом установлена консольно, что требует применения особо жестких подшипников. Коническое колесо смонтировано на одном валу с косозубой цилиндрической шестерней.

При движении задним ходом осевые силы на конической и цилиндрической шестернях складываются, что необходимо учитывать при выборе подшипников и деталей крепления (крышек, болтов).

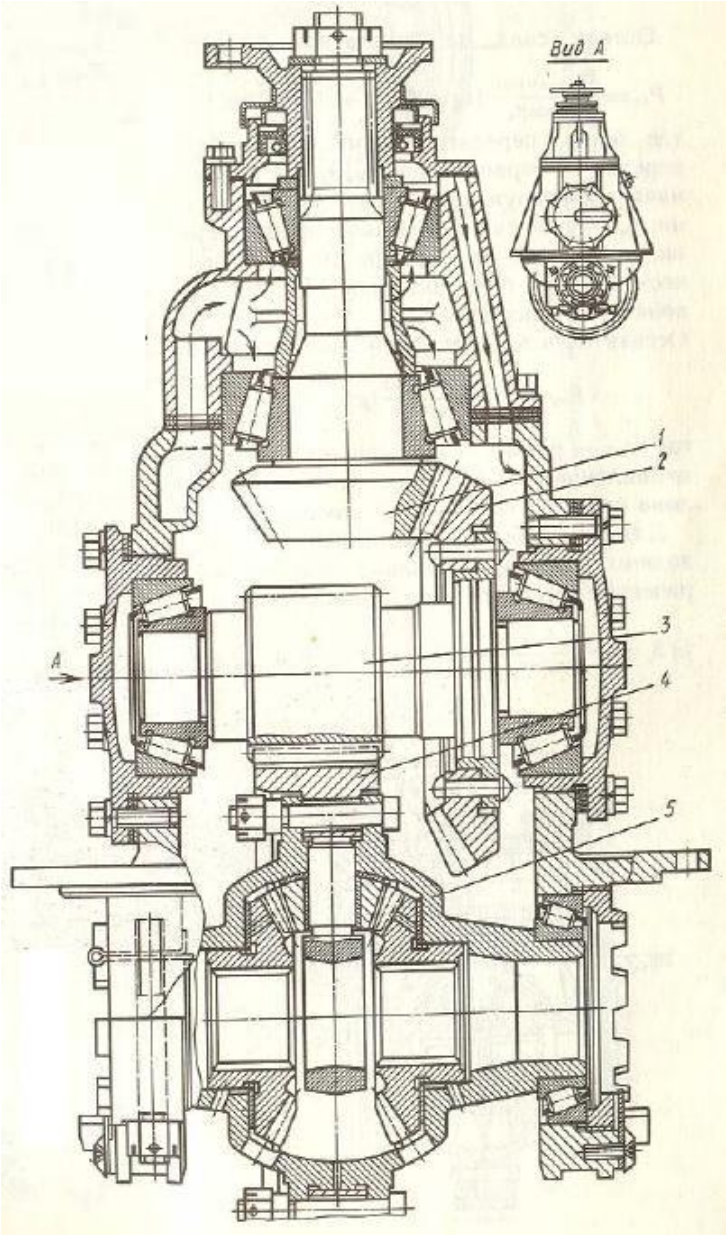


Рисунок 1.15 – Центральная главная передача с валами, расположенными в одной плоскости: 1 - коническая шестерня, 2 - коническое колесо, 3 - цилиндрическая шестерня, 4 - цилиндрическое колесо, 5 – дифференциал.

При компоновке главной передачи по схеме, приведенной на рис. 1.15, б («пистолетный» тип), создаются более благоприятные условия работы карданной передачи, уменьшается угол наклона карданного вала. По такой схеме выполнена главная передача трехосных автомобилей КрАЗ – 257, имеющих автономный карданный привод от раздаточной коробки к промежуточному и заднему мостам (рис.8) В этой передаче коническая пара 1 с круговым зубом сочетается с цилиндрической прямозубой парой 2.

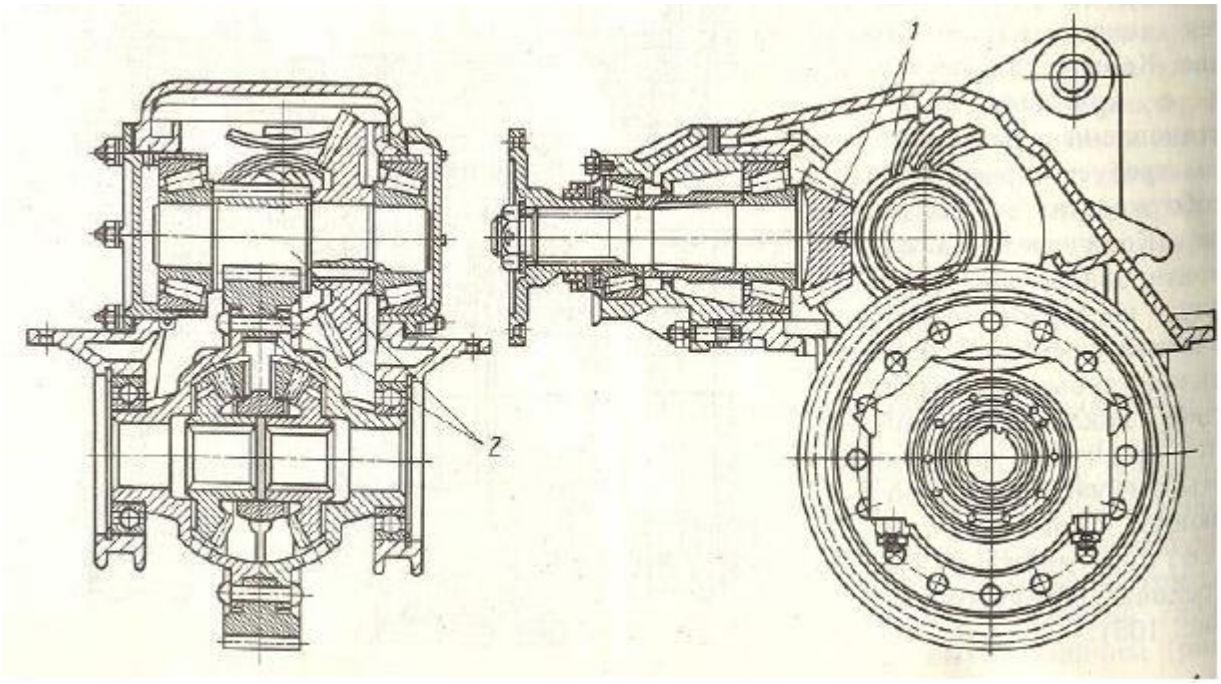


Рисунок 1.16 – Главная передача

При компоновке главной передачи по схеме, показанной на рис. 17 *в* применение проходного вала позволяет упростить привод к заднему мосту трехосного автомобиля и обеспечить благоприятные условия работы карданной передачи. По такой схеме выполнены главные передачи автомобилей «Урал - 4320» (рис.2.8), КрАЗ – 6505, ЗИЛ-131, в которых конические пары с круговым зубом сочетаются с цилиндрическими косозубыми парами. Коническая шестерня выполняется полой, через нее проходит вал, что позволяет в некоторых конструкциях унифицировать эту деталь для промежуточного и заднего мостов [9].

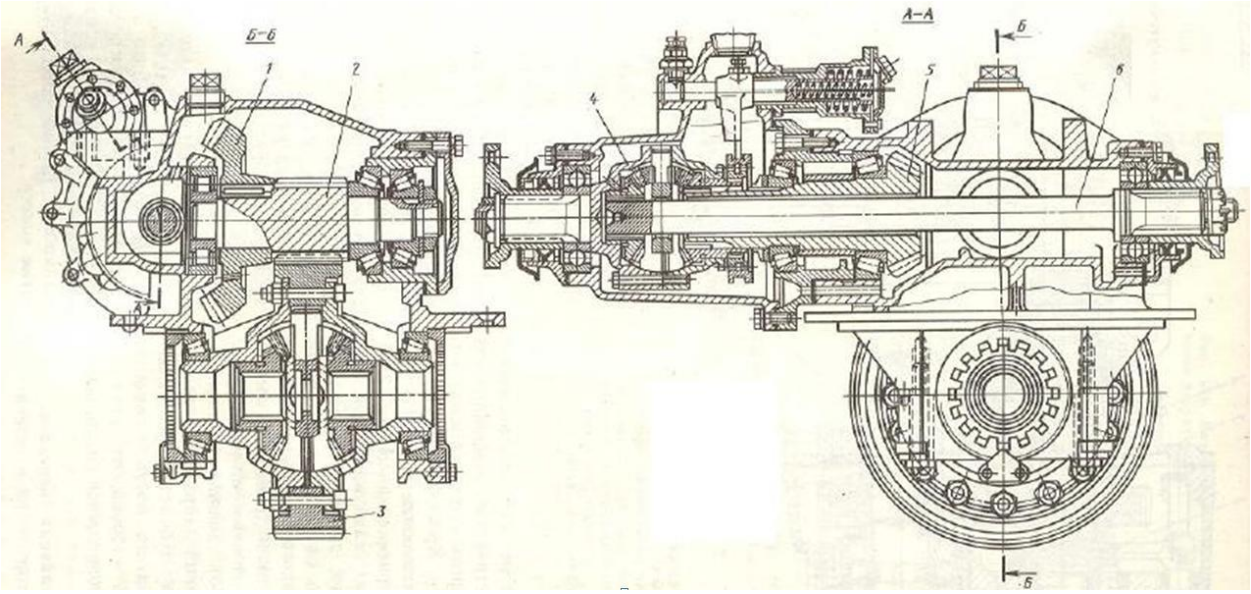


Рисунок 1.17 – Главная передача промежуточного моста автомобиля с проходным валом для привода заднего моста: 1 - коническое колесо, 2 - цилиндрическая шестерня, 3 - цилиндрическое колесо, 4 - межосевой дифференциал, 5 - коническая шестерня, 6 - проходной вал.

В трехосном автомобиле ЗИЛ – 133Г применяется схема, приведенная на рис. 1.15, г. В этом автомобиле главная передача одинарная гипоидная; для привода главной передачи заднего моста в главной передаче промежуточного моста установлена дополнительная цилиндрическая косозубая пара с передаточным числом, равным единице (рис. 1.17). Дополнительная зубчатая пара изменяет направление вращения вала, поэтому зубчатое колесо главной передачи заднего моста устанавливается с другой стороны от шестерни и имеет противоположное направление спирали.

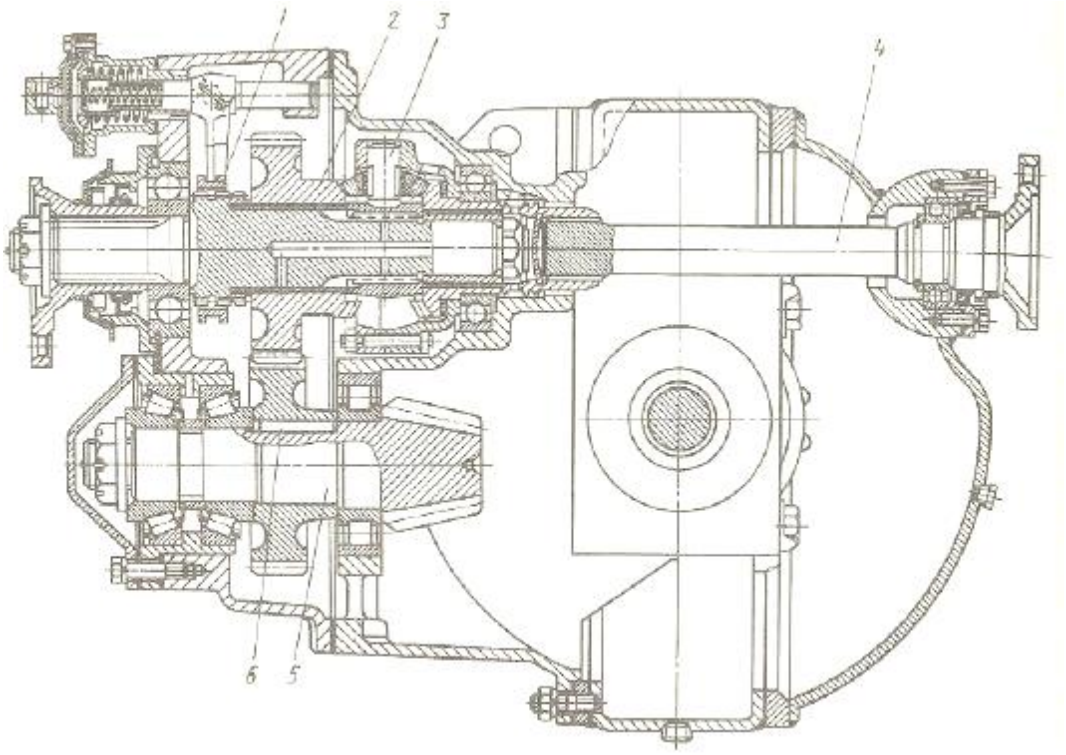


Рисунок 1.18 – Главная передача промежуточного моста трехосного автомобиля: 1 - муфта блокировки межосевого дифференциала, 2 - цилиндрическая шестерня привода главной передачи, 3 - межосевой дифференциал, 4 - проходной вал, 5 - коническая шестерня гипоидной главной передачи, 6 - цилиндрическая шестерня.

Центральный редуктор в виде конической или гипоидной передачи с небольшим передаточным числом ($U_{гп}$ = 2…3) и два редуктора, размещенные в колесах или по бортам автомобиля, применяют на грузовых автомобилях полной массой более 14т и автомобилях высокой проходимости независимо от их полной массы.

Благодаря малым передаточному числу и размерам центрального редуктора увеличивается дорожный просвет и снижается крутящий момент, передаваемый дифференциалом и полуосями, что сказывается на размерах. По сравнению с центральной двойной передачей разнесенная более сложная и металлоемкая.

Разнесенная главная передача автомобилей МАЗ – 500 показана на рис.2.10. В колесной передаче здесь применен однорядный планетарный редуктор, состоящий из следующих зубчатых колес: солнечного 1, трех сателлитов 2 и эпициклического 3, установленного на ступице 4. В данной конструкции водило неподвижно, так как его ступица закреплена на шлицах трубы заднего моста.

Достоинством планетарной передачи является возможность получения унифицированного семейства ведущих мостов с различными передаточными числами при изменении параметров зубчатых колес колесного редуктора и неизменном центральном редукторе.

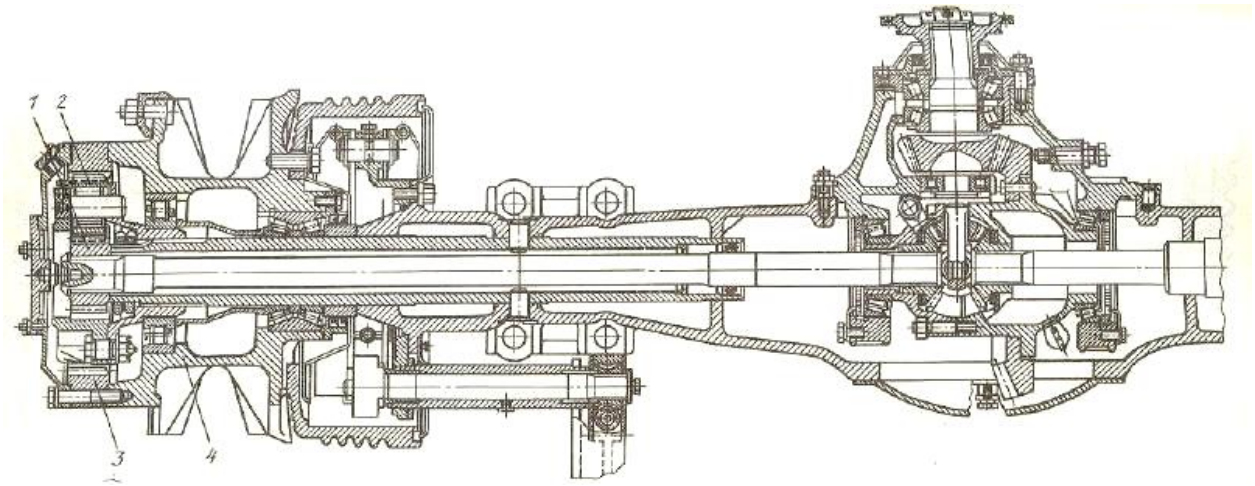


Рисунок 1.19 – Разнесенная главная передача с колесными редукторами

КПД двойных главных передач различных типов лежат в пределах 0,93…0,96.

Двухступенчатые главные передачи применяются в грузовых автомобилях большой грузоподъемности и в некоторых автобусах, предназначенных для тяжелых условий движения на дорогах со сложным рельефом или в городских условиях при неравномерной нагрузке. Двухступенчатые передачи позволяют увеличить диапазон передаточных чисел трансмиссии в 1,5…2 раза и удвоить число передач. Высшая передача используется при движении по хорошим дорогам с малой нагрузкой, при этом повышаются топливная экономичность и ресурс двигателя, работающего с меньшей угловой скоростью коленчатого вала. Низшая передача используется в тяжелых дорожных условиях и при полной нагрузке автомобиля.

Изменение передаточного числа обычно происходит во второй зубчатой паре двойной главной передачи, которая может выполняться цилиндрической (рис. 1.20,а) или планетарной (рис. 1.20,б). Планетарная передача получается более компактной и в меньшей степени увеличивает массу главной передачи.

Управление сменной передачей дистанционное, осуществляется чаще всего пневмоприводом. В сменной передаче синхронизатора нет, поэтому переключать передачи можно только на остановленном автомобиле.

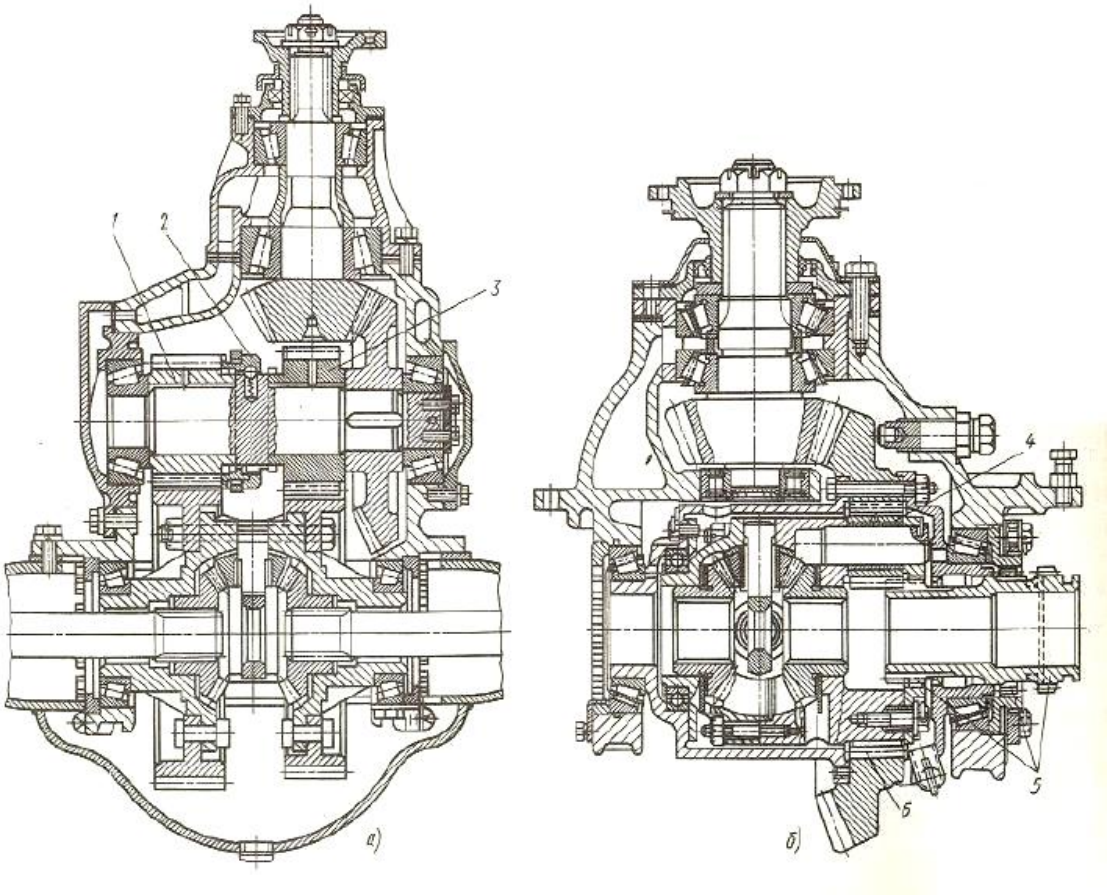


Рисунок 1.20 – Двухступенчатые главные передачи: а – с цилиндрической зубчатой передачей, б – с планетарной дополнительной передачей: 1 - шестерня низшей передачи, 2 - муфта переключения передач, 3 - шестерня высшей передачи, 4 - сателлит, 5 - солнечная шестерня, объединенная с муфтой блокировки, для получения низшей передачи, 6 – эпициклическое колесо

Двухступенчатые главные передачи целесообразно применять только для двухосных автомобилей. Дополнительная понижающая передача в коробке передач или установка демультипликатора обеспечивают тот же эффект, что и двухступенчатая главная передача, но при этом карданная передача нагружается повышенным крутящим моментом. Использование двухступенчатой главной передачи для многоосных автомобилей значительно усложняет их трансмиссию.

Вывод по главе 1:

Главная передача мостов состоит из конической и цилиндрической косозубой передач. Значительные осевые силы, возникающие при работе косозубой цилиндрической передачи, заставляют устанавливать валы на радиалыю-упордах роликовых подшипниках. Ресурс работы этих подшипников существенно зависит от точности регулировки предварительного натяга при сборке и в процессе эксплуатации [23].

Одним из недостатков главной передачи является разрушение подшипника из-за перекоса наружного и внутренего колец подшипников. Перекос возникает как по технологическим причинам (отклонение от соосности посадочных поверхностей и неточность сборки), так и в результате смятия торцовых опорных поверхностей, резьбы и перекоса гаэк крепления подшипников в опорах ведомого и ведущего цилиндрических колес под действием значительной осевой силы.

Анализ рабочей конструкции и работы главной передачи указывает на то, что смятие резьбы и смещение гаек крепления подшипников встречается почти у четверти редукторов, поступающих в капитальный ремонт.

Повысить надежность и ресурс работы главной передачи ведущих мостов можно путем ужесточения допусков на расположение посадочных поверхностей под подшипники и зубчатые колеса, а также усилением контроля за точностью сборки. Однако, без устранения значительной осевой силы эти меры будут не столь эффективными. В первую очередь необходимо устранить или значительно .снизить осевую нагрузку на подшипники и шестерни

Поэтому для решения задачи повышения надежности и ресурса работы главной передачи было предложено улучшить зацепление шестерен, это позволит снизить износ главной передачи и уменьшит простои в ремонте.

2 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Анализ проектируемой модели главной передачи

На автомоблиле КамАЗ-5320 установлена двойная центральная главная передача. Ведущее коническое зубчатое колесо 21 (рис. 1) главной передачи заднего моста установлено на шлицах ведущего вала 22, который вращается в двух конических 18 и 20 и одном цилиндрическом роликовых подшипниках, расположенных в расточках картера 1. Ведущий вал 22 приводится во вращение от межосевого дифференциала посредством карданной передачи, соединенной с валом фланцем 25 [24].

Ведомое коническое зубчатое колесо 2 напрессовано на вал ведущего цилиндрического зубчатого колеса 3 и удерживается от проворачивания призматической шпонкой. Колесо 3, выполненное как единое целое с валом, вращается в двух конических 4 и одном цилиндрическом 15 роликовых подшипниках. Конические роликовые подшипники установлены в стакане 5, а цилиндрический — в расточке перегородки картера главной передачи. Чтобы отрегулировать затяжку конических подшипников, следует подобрать регулировочные шайбы 7 и 19 необходимой толщины.

Ведущее и ведомое конические зубчатые колеса подбирают на заводе в комплекты, притирают их и клеймят, указывая порядковый номер комплекта. Зацепление конических зубчатых колес регулируют только при замене зубчатых колес, подбирая регулировочные прокладки 8 и 17 требуемой толщины.

Ведушее цилиндрическое колесо 3 с 12 ..15 косыми зубьями находится в зацеплении с ведомым цилиндрическим колесом 14, имеющим 50..47 зубьев.

Ступицей последнего служит разъемный корпус 11 дифференциала, который установлен в двух конических роликовых подшипниках 10, регулируемых гайками 9.

Для смазывания подшипников в картере главной передачи имеются маслосборники, из которых масло по сверлениям в стенках картера поступает к подшипникам.

Дифференциал заднего моста автомобиля КамАЗ-5320 собран в корпусе 11 (рис. 2.1), состоящем из двух чашек, соединенных болтами с зубчатым венцом 14. Корпус дифференциала вращается в двух конических роликовых подшипниках 10. Между двумя чашками корпуса зажата крестовина 12, на цапфах которой расположены сателлиты с бронзовой втулкой. Внутри корпуса установлены два конических зубчатых колеса 13, которые находятся в зацеплении с сателлитами Ступицы колес 13 внутренними шлицами соединены с шлицевыми концами валов ведущих колес автомобиля. Для уменьшения трения под торцовые поверхности сателлитов и зубчатых колес 13 подложены шайбы.

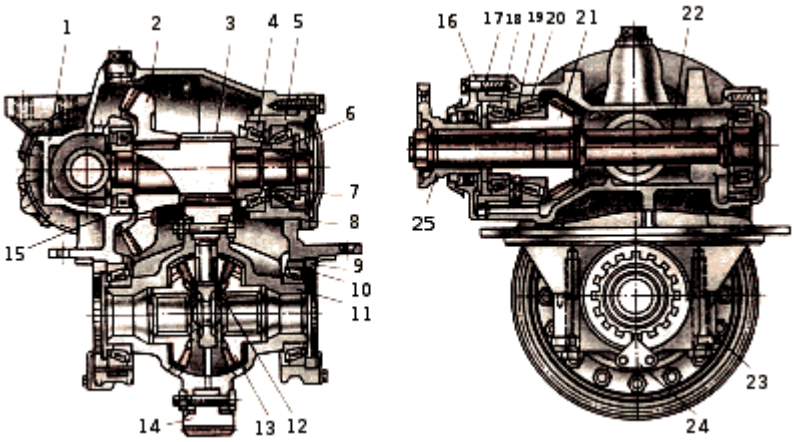


Рис. 2.1 – Главная передача и дифференциал заднего моста автомобиля КамАЗ-5320: 1 — картер главной передачи; 2— ведомое коническое зубчатое колесо; 3 — ведущее цилиндрическое зубчатое колесо; 4, 6, 10, 18 и 20 — конические роликовые подшипники; 5 — стакан подшипников; 7 и 19 — регулировочные шайбы; 8 и 17 — регулировочные прокладки; 9 — регулировочная гайка; 11 — корпус дифференциала; 12 — крестовина; 13 — коническое зубчатое колесо; 14 — ведомое цилиндрическое зубчатое колесо;15—цилиндрический роликовый подшипник; 16 — прокладка; 21 — ведущее коническое зубчатое колесо; 22 — ведущий вал главной передачи; 23—крышка подшипника; 24 — стопор; 25— фланец.

Главная передача среднего ведущего моста отличается от главной передачи заднего ведущего моста тем, что через полый ведущий вал конической пары и картер проходит вал привода заднего моста.

2.2. Описание работы и функций элементов главной передачи

Двойные главные передачи по расположению зубчатых колес подразделяют на центральные (обе пары зубчатых колес расположены в картере центрального редуктора) и разнесенные (одна пара зубчатых колес находится в центральном редукторе, а вторая – в приводе к каждому из ведущих колес).

По числу ступеней главные передачи бывают одноступенчатые (с одним передаточным числом) и двухступенчатые (с двумя переключаемыми передачами с разным передаточным числом).

Двухступенчатая главная передача может быть получена за счет установки в ней блокируемого центрального ряда. Схема такой передачи представлена на рисунке 2.2. На указанном рисунке буквой Д обозначен механизм дифференциала [25].

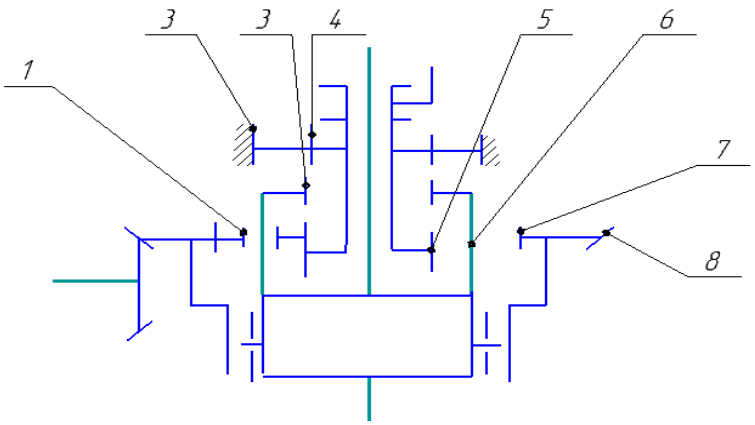


Рисунок 2.2 – Схема главной передачи

Такая главная передача применяется для одинарных и двойных главных передач. При включении высшей передачи солнечная шестерня 5 входит в зацепление с зубчатым венцом внутреннего зацепления 3, выполненным заодно с водилом 6 (корпусом дифференциала), и вращается как одно целое со скоростью ведомой конической шестерни 8, т.е. планетарный ряд блокируется.

При включении высшей передачи солнечная шестерня зубчатым венцом 44 блокируется с картером 2 главной передачи, благодаря чему коронная шестерня (эпицикл) 7, составляющая одно целое с ведомой конической шестерней 8, вращает через сателлиты 1 водило 6 планетарного ряда, соответственно уменьшая его угловую скорость. Переключение передач осуществляется перемещением солнечной шестерни 5 в осевом направлении.

К недостаткам двухступенчатых главных передач следует отнести некоторую сложность конструкции и то, что без усложнения управления невозможно переключать ступени при движении автомобиля. Кроме того, на многоприводных автомобилях при необходимости синхронного переключения нескольких главных передач усложняется система управления и снижается ее надежность [23].

На основе анализа шестерен главной передачи КамАЗ выяснено, что из-за пятна контакта взаимодействия и низкой смазываемости зацепления происходит повышенный износ зубьев. Поэтому для разработки конструкции изменим угол наклона зубьев, что позволит изменить пятно контакта, улучшить смазываемость в процессе зацепления за счет измения угла истечения масла и как следствии данные факторы приведут к уменьшению износа до 10%. Так же заменим сталь 40 при изготовлении шестерен на сталь 45 и разработаем процесс изготовления шестрени, что позволит повысить надежность и так же увеличит жесткость конструкции.

Необходимо произвести проектировочный расчет для уточнения параметров зацепления и общих габаритов проектируемой главной передачи.

При смещению угла контакта направленного к большому конусу

2.3 Проектировочный расчет

Передаточное число главной конической зубчатой передачи - $i_{г.п.} = 1{,}91$, передаточное число цилиндрической передачи принимаем: $i_{ц.п.} = 2{,}84$. [3].

По условию крутящий момент равен:

$M_1 = 2500$ Нм;

Далее по цепочке определяем крутящие моменты, передаваемые валами:

$M_2 = M_1 \cdot \eta_{з.к.п.} \cdot i_{з.к.п.} = 2500 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}91 = 4536{,}25$ Нм;

$M_3 = M_2 \cdot \eta_{з.ц.п.} \cdot i_{з.ц.п.} = 4536{,}25 \cdot 0{,}98 \cdot 2{,}84 = 12625$ Нм;

где $\eta_{з.к.п.}$ = 0,95 – КПД конической зубчатой передачи;

$\eta_{з.ц.п.}$=0,98 – КПД цилиндрической зубчатой передачи.

Определяем частоту вращения валов.

Частота вращения ведущего вала равна

$n_1 = 800$ об/мин;

Частота вращения второго вала:

$$n_2 = n_1 / i_{з.к.п.} = 800 / 1{,}91 = 418{,}85 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2 / i_{з.ц.п.} = 418{,}85 / 2{,}84 = 147{,}5 \text{ об/мин};$$

Определяем угловую скорость валов.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 800}{30} = 83{,}73 \text{ рад/с};$$

Угловая скорость вала 2 равна:

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 418{,}85}{30} = 43{,}84 \text{ рад/с};$$

Угловая скорость вала 3 равна:

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 147{,}5}{30} = 15{,}44 \text{ рад/с};$$

Определяем мощности на валах:

$$I = 9500 \cdot \frac{N}{n}$$

откуда

$$N_1 = \frac{M_1 \cdot n_1}{9550} = \frac{2500 \cdot 800}{9550} = 209{,}42 \text{ кВт};$$

$$N_2 = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550} = \frac{4536 \cdot 418{,}85}{9550} = 199 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{M_3 \cdot n_3}{9550} = \frac{12625 \cdot 147{,}5}{9550} = 195 \text{ кВт};$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчетов.

№, п/п	Частота вращения, об/мин	Крутящий момент, Нм	Мощность на валах, кВт
1	800	2500	209,42
2	418,85	4536	199
3	147,5	12625	195

Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.

Производим расчет для цилиндрической передачи (шестерня и колесо). Их параметры записаны в таблице 2 с учетом того, что шестерня – 1, а колесо – 2.

Таблица 2 –Параметры валов, принятых к расчету.

№, п/п	Частота вращения, об/мин	Крутящий момент, Нм	Мощность на валах, кВт
1 (штерня)	418,85	4536 (T_1)	199
2 (колесо)	147,5	12625 (T_2)	195

Назначаем для шестерни сталь 30ХГС, термообработка - улучшение, σ_b= 1020 Н/мм^2, $\sigma_т$= 840 Н/мм^2, твердость рабочих поверхностей НВ 390, сердцевины HRC 65...69.

Назначаем для колеса сталь 39ХГСЛ, термообработка - нормализация,

σ_b= 840 Н/мм^2, $\sigma_т$= 590 Н/мм^2, твердость рабочих поверхностей НВ 380, сердцевины HRC 62...66.

Окончательно принимаем: $\sigma_m = 840$ Н/мм,^{2} $HB_1 = 1100$, $HB_2 = 1065$, $HRC = 64$

Расчет допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость.

Определяем число циклов перемены напряжений:

$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot \mathrm{L}$

где с – число зацеплений зуба за один оборот колеса, равное числу колес, зацепляющихся с рассчитываемым колесом; с = 1; n_i – число оборотов i-го колеса;

$L = 365 \cdot \mathrm{K}_{год} \cdot \mathrm{K}_{сут} \cdot \mathrm{T}_{пр} \cdot 24$,

где $\mathrm{K}_{год}, \mathrm{K}_{сут}$ – коэффициенты использования привода в течение года и суток, $\mathrm{K}_{год} = 0{,}8$, $\mathrm{K}_{сут} = 0{,}5$;

$\mathrm{T}_{пр}$ – срок службы привода, $\mathrm{T}_{пр} = 10$ лет;

L – число часов работы передачи за расчетный срок службы

$L = 365 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}5 \cdot 10 \cdot 24 = 35040$ ч.

Тогда

$N_{HE1} = 60 \cdot 1 \cdot 418{,}85 \cdot 35040 = 8{,}806 \cdot 10^8$,

$N_{HE2} = 60 \cdot 1 \cdot 147{,}5 \cdot 35040 = 3{,}1 \cdot 10^8$.

Определяем базовое число циклов перемены напряжений:

$N_{HO1} = 30 \cdot HB_1^{2.4} = 30 \cdot 1100^{2.4} = 59{,}76 \cdot 10^7$

$N_{HO2} = 30 \cdot HB_2^{2.4} = 30 \cdot 1065^{2.4} = 55{,}3 \cdot 10^7$

Т.к. $N_{HE} > N_{HO}$, то принимаем коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$.

Определяем предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений:

$\sigma_{H\lim B1} = 2 \cdot HB_1 + 70 = 2 \cdot 1100 + 70 = 2270$ МПа,

$\sigma_{H\lim B2} = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 1065 + 70 = 2200$ МПа.

Принимаем коэффициент безопасности $S_h = 1{,}1$.

Определяем допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость:

$$\sigma_{HP1} = 0{,}9 \cdot \sigma_{H\lim B1} \cdot \frac{K_{HL}}{S_h} = 0{,}9 \cdot 2270 \cdot \frac{1}{1{,}1} = 1857{,}3 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{HP2} = 0{,}9 \cdot \sigma_{H\lim B1} \cdot \frac{K_{HL}}{S_h} = 0{,}9 \cdot 2200 \cdot \frac{1}{1{,}1} = 1800 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых передач за расчетное допускаемое контактное напряжение принимают меньшее из напряжений, т.е. $\sigma_{HP} = \sigma_{HP2} = 1800$ [21].

Проектировочный расчет на контактную выносливость.

Число зубьев шестерни 1($z_1 = 14$) и колеса 2($z_2 = 60$):

Рабочая ширина венца шестерни 1($b_{\omega 1}$=96) и колеса 2($b_{\omega 2} = 86$)

Принимаем модуль зацепления m=6,25:

Определяем диаметры начальных окружностей шестерни и колеса:

$d_{\omega 1} = m \cdot z_1 = 6{,}25 \cdot 14 = 87{,}5$ мм,

$d_{\omega 2} = m \cdot z_2 = 6{,}25 \cdot 60 = 375$ мм.

Определяем ориентировочную окружную скорость шестерни 1:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{\omega 1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 87{,}5 \cdot 418{,}25}{60 \cdot 1000} = 1{,}91 \le 3$$

Значит передача прямозубая.

Межосевое расстояние будет равно:

$a_1 = 0{,}5 \cdot (d_{\omega 1} + d_{\omega 2}) = 0{,}5 \cdot (87{,}5 + 375) = 231{,}25$ мм.

Уточняем окружную скорость шестерни:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{\omega 1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 87{,}5 \cdot 418{,}25}{60 \cdot 1000} = 1{,}91 \text{ м/с.}$$

Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям.

Назначаем 8-ую степень точности. Значит, $n = 8$.

Определяем удельную окружную динамическую силу:

$$\omega_{HV} = \delta_{\text{н}} \cdot q_{\text{о}} \cdot V_1 \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{i_{\text{к.п.}}}}$$

где $\delta_{\text{н}}$ – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации головок зубьев $\delta_{\text{н}} = 0{,}006$;

$q_{\text{о}}$ – коэффициент, учитывающий разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса; $q_{\text{о}} = 56$;

$$\omega_{HV} = \delta_{\text{н}} \cdot q_{\text{о}} \cdot V_1 \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{i_{\text{к.п.}}}} = 0{,}006 \cdot 56 \cdot 1{,}91 \cdot \sqrt{\frac{231{,}25}{2{,}84}} = 5{,}79 \text{ Н/мм.}$$

Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} \cdot b\omega_1 \cdot d\omega_1}{2000 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}},$$

где ω_{HV} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$d\omega_1$ – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$b\omega_1$ – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

T_1 – вращающий момент на шестерне, Нм;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; $K_{H\beta} = 1{,}05$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$.

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} \cdot b\omega_1 \cdot d\omega_1}{2000 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 1 + \frac{5{,}79 \cdot 87{,}5 \cdot 96}{2000 \cdot 4536 \cdot 1{,}05 \cdot 1} = 1$$

Удельная расчетная окружная сила будет равна:

$$\omega_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_2}{b_{\omega 1} \cdot d_{\omega 1}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2000 \cdot 4536}{96 \cdot 87{,}5} \cdot 1 \cdot 1{,}05 \cdot 1 = 1134 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент торцевого перекрытия для прямозубых колес:

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}) = 1{,}88 - 3{,}2 \cdot (\frac{1}{14} + \frac{1}{60}) = 1{,}59.$$

Определим расчетное контактное напряжение по формуле:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot (i_{зп} + 1)}{d\omega_1 \cdot i_{зп}}}$$

где z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев; $z_H = 1{,}77$;

z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес для стальных колес; $z_M = 274$.

$$\sigma_H = 1{,}77 \cdot 274 \cdot 0{,}89 \cdot \sqrt{\frac{1134 \cdot (2{,}84 + 1)}{87{,}5 \cdot 2{,}84}} = 1806{,}85 \text{ МПа}.$$

Определяем недонапряжение:

$$\Delta\sigma_H = \frac{(\sigma_{HP} - \sigma_H) \cdot 100}{\sigma_{HP}} = \frac{(1806 - 1806{,}85) \cdot 100}{1806} = 0{,}047 \le 5\%.$$

Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение, создаваемое нагрузкой σ_H по формуле:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{1{,}8} = 1806 \cdot \sqrt{1{,}8} = 2423 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_{H\max} = 2423$ МПа $< \sigma_{Hp\max} = 2500$ МПа, следовательно, условие прочности выполняется.

Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость.

Определяем эквивалентное число циклов перемены напряжений для колеса:

$N_{FE2} = c \cdot 60 \cdot n_i \cdot L$,

Тогда для колеса 2:

$N_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 147{,}5 \cdot 35040 = 3{,}098 \cdot 10^7$.

Определяем базовое число циклов перемены напряжений:

$N_{FO} = 8{,}86 \cdot 10^6$

Так как $N_{FE} > N_{FO}$, следовательно, коэффициенты долговечности для колеса 2 и шестерни 1 равны $K_{FL} = 1$.

Определим коэффициенты безопасности:

$S_f = S_f^{'} \cdot S_f^{''}$,

где $S_f^{'}$ – коэффициент, учитывающий нестабильность материала колеса и ответственность передачи при вероятности не разрушения 0.99; $S_f^{'} = 1{,}75$;

$S_f^{''}$ – коэффициент, учитывающий нестабильность материала колеса и ответственность передачи при вероятности не разрушения 0.99; $S_f^{''} = 1$;

$S_f = 1{,}75 \cdot 1 = 1{,}75$

Определяем пределы контактной выносливости зубьев при изгибе:

$\sigma_{f\lim b1} = 1{,}8 \cdot 1100 = 1980$ МПа

$\sigma_{f\lim b2} = 1{,}8 \cdot 1065 = 1917$ МПа

Определяем допускаемые напряжения изгиба:

$$\sigma_{fp1} = \frac{\sigma_{f\lim b1}}{S_f} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}$$

$$\sigma_{fp2} = \frac{\sigma_{f\lim b2}}{S_f} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}$$

где K_{FC} – коэффициент, учитывающий реверсивность передачи; $K_{FC} = 0{,}8$.

$$\sigma_{fp1} = \frac{1980}{1,75} \cdot 1 \cdot 0,8 = 905,14 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{fp2} = \frac{1917}{1,75} \cdot 1 \cdot 0,8 = 876,34 \text{ МПа}.$$

Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

$$\sigma_{fp2\max} = 4,8 \cdot HB_1 = 4,8 \cdot 1100 = 5280 МПа$$

$$\sigma_{fp1\max} = 4,8 \cdot HB_2 = 4,8 \cdot 1065 = 5112 МПа$$

Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Расчет выполняют для наименее прочного колеса, т.е. для колеса, у которого больше отношение $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$.

Определяем коэффициенты формы зуба для шестерни 1 и колеса 2:

$Y_{F1}(z = 14) = 3,1 \qquad Y_{F2}(z = 60) = 3$

имеем:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{905,14}{3,1} = 291,98 \qquad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{876,34}{3} = 292,11$$

Расчет ведем для колеса 2, т.к. 291,98 <292,11.

Определяем удельную окружную динамическую силу:

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot q_o \cdot V_2 \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{i_{бп}}}$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации головок зубьев $\delta_F = 0,016$;

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot q_0 \cdot V_2 \sqrt{\frac{\alpha_\omega}{i_{зп}}} = 0,016 \cdot 56 \cdot 2,89 \cdot \sqrt{\frac{231,25}{2,84}} = 23,366 \text{ Н/мм}.$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_{\omega 2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 375 \cdot 147,5}{60 \cdot 1000} = 2,89 \text{ м/с}.$$

Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV} \cdot b\omega_2 \cdot d\omega_2}{2000 \cdot T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}},$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Нм;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; $K_{F\beta} = 1{,}1$;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$.

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV} \cdot b\omega_2 \cdot d\omega_2}{2000 \cdot T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} = 1 + \frac{23{,}366 \cdot 86 \cdot 375}{2000 \cdot 12625 \cdot 1{,}2 \cdot 1} = 1{,}025$$

Определяем удельную расчетную окружную силу:

$$\omega_{Ft2} = \frac{2000 \cdot T_2}{b\omega_2 \cdot d\omega_2} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{2000 \cdot 12625}{86 \cdot 375} \cdot 1 \cdot 1{,}1 \cdot 1 = 629{,}35 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем расчетное напряжение изгиба:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot \frac{\omega_{Ft2}}{m},$$

где Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба; $Y_\beta = 1$;

$$\sigma_{F2} = 3 \cdot 1 \cdot \frac{629{,}35}{6{,}25} = 301{,}92 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_{F2} = 301{,}92$ МПа < $\sigma_{FP2} = 312{,}7$ МПа, следовательно, условие прочности выполняется.

Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Определяем расчетное напряжение, создаваемое двукратной нагрузкой:

$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2} \cdot 2 = 301{,}92 \cdot 2 = 603{,}84 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_{F\max 2} = 603{,}84$ МПа < $\sigma_{FP\max 2} = 1872$ МПа, то условие прочности выполняется.

Диаметр вершины зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2 \cdot m = 87{,}5 + 2 \cdot 6{,}25 = 100 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_{\omega 2} + 2 \cdot m = 375 + 2 \cdot 6{,}25 = 387{,}5 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_{\omega 1} - 2{,}5 \cdot m = 87{,}5 - 2{,}5 \cdot 6{,}25 = 71{,}87 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_{\omega 2} - 2{,}5 \cdot m = 375 - 2{,}5 \cdot 6{,}25 = 359{,}3 \text{мм}$$

Полученные данные сводим в таблицу 3.

Таблица 3 – Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи.

Наименование параметра	Обозначени	Единица измерения	Значения	
			Шестерня	Колесо 2
Модуль зацепления	m	мм	6,25	
Число зубьев	z	шт	14	60
Диаметр начальной окружности	d_ω	мм	87,5	375
Диаметр вершины зубьев	d_a	мм	100	387,5
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	71,87	359,3
Ширина зубчатого венца	b_ω	мм	96	86
Межосевое расстояние	a_ω	мм	231,25	

Проведем расчет входного промежуточного вала двойной главной передачи. В расчете определим изгибающие моменты и силы действующие на вал. Расчетная схема и эпюры представлены на рисунке 10.

Определим изгибающие моменты и силы действующие на вал.

Определяем окружную силу:

$$F_{t1} = M / r_1 = 8235 / 0{,}04375 = 188{,}2 \text{ кН}$$

$F_{t2} = M / r_2 = 8235 / 0{,}146 = 56{,}4$ кН;

Определяем радиальную силу:

$F_{r1} = F_{t1} \cdot tg\,20 = 188{,}2 \cdot tg\,20 = 68{,}5$ кН

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{tg\alpha}{\cos\beta} = 56{,}4 \cdot \frac{tg\,20}{\cos 25} = 22{,}65\,\text{кН};$$

Определяем осевую силу и момент:

$F_a = F_{t2} \cdot tg\beta = 56{,}4 \cdot tg\,25 = 26{,}3\,\text{кН}$

$M_a = F_a \cdot r_2 = 26{,}3 \cdot 0{,}146 = 3839\,\text{кН};$

Рассмотрим вертикальную плоскость:

$R_A^в \cdot (a+b+c) + F_{r1} \cdot (b+c) - M_a - F_{r2} \cdot c = 0$

$$R_A^в = \frac{-F_{r1} \cdot (b+c) + M_a + F_{r2} \cdot c}{(a+b+c)} = \frac{-68{,}5 \cdot 0{,}1535 + 3{,}839 + 22{,}65 \cdot 0{,}052}{0{,}226} = -24{,}3$$

$\sum M_{ya} = 0$

$M_{yB} = R_A^B \cdot a = 24{,}3 \cdot 0{,}0725 = 1761$ Нм

$M_{yC} = R_A^B \cdot (a+b) - F_{r1} \cdot b = 24{,}3 \cdot (0{,}0725 + 0{,}1015) - 68{,}5 \cdot 0{,}1015 = -2724$ Нм

$M_{yC'} = R_A^B \cdot (a+b) - F_{r1} \cdot b + M_a = 24{,}3 \cdot 0{,}174 - 68{,}5 \cdot 0{,}1015 + 3839 = 1115$ Нм

Рассмотрим горизонтальную плоскость:

$R_A^Г \cdot (a+b+c) - F_{t1} \cdot (b+c) + F_{t2} \cdot c = 0$

$$R_A^Г = \frac{F_{t1} \cdot (b+c) - F_{t2} \cdot c}{(a+b+c)} = \frac{188{,}2 \cdot 0{,}1535 - 56{,}4 \cdot 0{,}052}{0{,}226} = 114{,}8\,\text{кН}$$

$\sum M_{xa} = 0$

$M_{xB} = R_A^Г \cdot a = 114{,}8 \cdot 0{,}0725 = 8323$ Нм

$M_{xC} = R_A^Г \cdot (a+b) - F_{t1} \cdot b = 114{,}8 \cdot 0{,}174 - 188{,}2 \cdot 0{,}1015 = 872{,}9$ Нм.

Строим суммарную эпюру изгибающих моментов.

$M_{\sum i} = \sqrt{M_{xi}^2 + M_{yi}^2}$

$$M_B = \sqrt{8323^2 + 1761^2} = 8507 \text{ Нм}$$

$$M_C = \sqrt{872{,}9^2 + 2724^2} = 2860 \text{ Нм}$$

$$M_{C'} = \sqrt{872{,}9^2 + 1115^2} = 1416 \text{ Нм}$$

Строим эпюры крутящих моментов

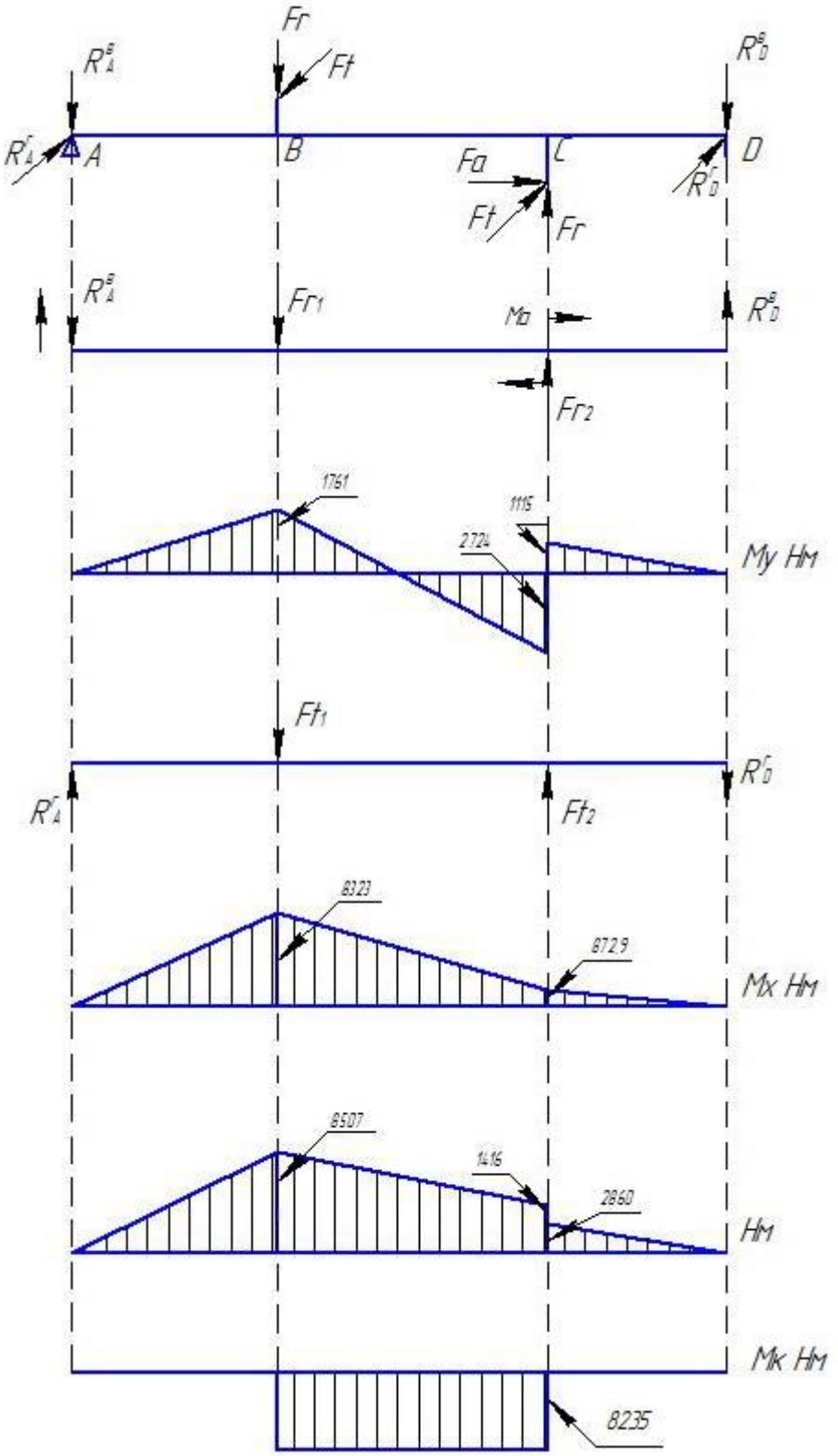


Рисунок 2.3 – Эпюры крутящих моментов.

Выбираем материал вала сталь 40Х

$\sigma_B = 1150$ МПа

$\sigma_T = 950$ МПа

$\tau_T = 665$ МПа

$\sigma_{-1} = 490$ МПа

$\tau_{-1} = 280$ МПа

Найдем момент сопротивления вала.

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 73^3}{32} = 38100 \text{мм}^3$$

$$\sigma_V = \frac{M_B}{W} = \frac{8507000}{38100} = 180 \text{ МПа}$$

Определяем коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_0 \cdot \beta} \cdot \sigma_V + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{490}{\frac{1,2}{0,9 \cdot 0,95} \cdot 180 + 0} = 1,94$$

Где: $\sigma_m = 0$ - среднее напряжение цикла нормальных напряжений.

$K_\sigma = 1,2$ - эффективный коэффициент концентрации запаса прочности нормальных напряжений.

$\varepsilon_0 = 0,9$ - масштабный коэффициент-фактор для нормальных напряжений.

$\beta = 0,95$ $\psi_\sigma = 0,28$

Определить амплитуду и среднее напряжение цикла касательных напряжений. Крутящий момент в рассматриваемом сечении М=8235Нм [3].

Полярный момент сопротивления при кручении:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 73^3}{16} = 76300 \text{ мм}^3$$

$$\tau_V = 0,5 \cdot \tau_{\max} = \frac{M}{2 \cdot W} = \frac{8235000}{2 \cdot 76300} = 50 \text{ МПа}$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_V + \psi_\sigma \cdot \tau_m} = \frac{280}{\frac{1{,}1}{0{,}9 \cdot 0{,}95} \cdot 50 + 0{,}1 \cdot 50} = 4{,}039$$

где: $K_\tau = 1{,}1$ - эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений.

$\varepsilon_\tau = 0{,}9$ - масштабный фактор для касательных напряжений.

$\beta = 0{,}95 \;\; \psi_\tau = 0{,}1$

Определяем результирующий коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{1{,}94 \cdot 4{,}039}{\sqrt{1{,}94^2 + 4{,}039^2}} = 1{,}745$$

1,745>[n]=1,7 отсюда следует, что вал подходит.

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости.

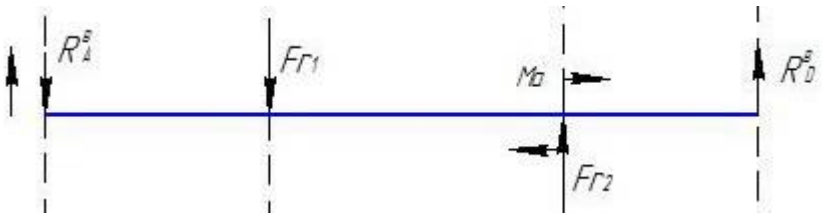


Рисунок 2.4 – Опорные реакции в вертикальной плоскости

$$R_A^в \cdot (a+b+c) + F_{r1} \cdot (b+c) - M_a - F_{r2} \cdot c = 0$$

$$R_A^в = \frac{-F_{r1} \cdot (b+c) + M_a + F_{r2} \cdot c}{(a+b+c)} = \frac{-68{,}5 \cdot 0{,}1535 + 3{,}839 + 22{,}65 \cdot 0{,}052}{0{,}226} = -24{,}3$$

$$R_D^в \cdot (a+b+c) + F_{r1} \cdot a - M_a - F_{r2} \cdot (a+b) = 0$$

$$R_D^в = \frac{F_{r1} \cdot a + M_a - F_{r2} \cdot (b+a)}{(a+b+c)} = \frac{68{,}5 \cdot 0{,}0725 + 3{,}839 - 22{,}65 \cdot 0{,}174}{0{,}226} = 21{,}52$$

Проверка:

$$R_A^в + R_D^в - F_{r1} + F_{r2} = 24330 + 21520 - 68500 + 22650 = 0$$

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости.

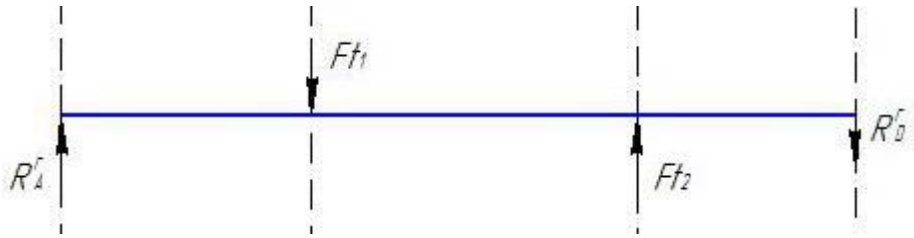


Рисунок 2.5 – Опорные реакции в горизонтальной плоскости

$$R_A^Г \cdot (a+b+c) - F_{t1} \cdot (b+c) + F_{t2} \cdot c = 0$$

$$R_A^Г = \frac{F_{t1} \cdot (b+c) - F_{t2} \cdot c}{(a+b+c)} = \frac{188{,}2 \cdot 0{,}1535 - 56{,}4 \cdot 0{,}052}{0{,}226} = 114{,}8\,\text{кН}$$

$$R_D^Г \cdot (a+b+c) - F_{t2} \cdot (a+b) + F_{t1} \cdot a = 0$$

$$R_D^Г = \frac{F_{t2} \cdot (a+b) - F_{t1} \cdot a}{(a+b+c)} = \frac{56{,}4 \cdot 0{,}174 - 188{,}2 \cdot 0{,}0725}{0{,}226} = -17\,\text{кН}$$

Проверка:

$$R_A^Г - F_{t1} + F_{t2} + R_D^Г = 114{,}8 - 188{,}2 + 56{,}4 + 17 = 0$$

Определяем результирующие опорные реакции

$$R_A = \sqrt{R_A^{в\,2} + R_A^{Г\,2}} = \sqrt{24{,}3^2 + 114{,}8^2} = 117{,}3\ \text{кН}$$

$$R_D = \sqrt{R_D^{в\,2} + R_D^{Г\,2}} = \sqrt{21{,}52^2 + 17^2} = 27{,}42\ \text{кН}$$

Определяем эквивалентную нагрузку

$$P = 1{,}1 \cdot R_A = 1{,}1 \cdot 117{,}3 = 129{,}03\ \text{кН}$$

$$P = 1{,}1 \cdot R_D = 1{,}1 \cdot 29{,}42 = 32{,}36\ \text{кН}$$

Задаваясь долговечностью L_h=100000ч определяем коэффициент динамической грузоподъемности [3].

$$C_1 = 129{,}3 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^5 \cdot n \cdot 60}{10^6}} = 129{,}3 \cdot \sqrt[3]{\frac{100000 \cdot 146 \cdot 60}{10^6}} = 1237\ \text{кН}$$

По каталогу подшипников, зная необходимую динамическую грузоподъемность, выбираем подшипник с диаметром внутреннего кольца 50 мм. Следовательно, и диаметр вала под подшипники принимаем равным 50 мм.

2.4 Технология сборки и обслуживания главной передачи

Для смазки, разработанной двойной главной передачи принимаем масло автомобильное МРТУ 38-1-185-65. Данное масло используется для смазки зубчатых редукторов, работающих при температуре окружающей среды до - 25°С, контактных напряжениях до 1200 кгс/см^2.

Технические характеристики масла трансмиссионного автомобильного МРТУ 38 - 1 - 185 - 65 приведены в таблице 6.

Определяем количество масла:

7. $Q = (35 - 45) \cdot 10^{-3} \cdot N_e \cdot n = 40 \cdot 10^{-3} \cdot 48.15 \cdot 6 = 4.2$ л;

N_e - передаваемая максимальная мощность, кВт;

n - общее число зубчатых колес.

Таблица 6 – Техническая характеристика масла.

Марка масла	Вязкость кинематическая при 50 °С, сСт	Температура вспышки, °С	Температура застывания, °С
МРТУ 3- 1 -185-65	6,5-8	250	-30

Эффективность двухступенчатых главных передач в эксплуатации зависит от совершенства их конструкции, удовлетворения требованиям эксплуатации в части их обслуживания и ремонта.

Конструкция двухступенчатых передач должна быть ремонтопригодной.

Эксплуатация двухступенчатых передач производится в соответствии с заводскими инструкциями, в которых даются указания о правилах эксплуатации и ухода.

Эксплуатация двухступенчатых передач состоит из следующих основных этапов: ввода в эксплуатацию, обслуживания во время работы, проведения комплекса плановых обслуживаний и ремонтов.

Масло для смазки следует применять только из числа рекомендованных заводом-изготовителем. Смешивать различные масла не рекомендуется. Применение присадки уменьшает вспениваемость масла, что способствует улучшению процессов наполнения и переключения

Обслуживание двухступенчатых передач во время работы. Перед пуском проверяют количество масла, состояние вращающихся соединительных деталей передачи, отсутствие подтеков масла.

Первая замена смазки в начальный период эксплуатации производится через 100—150 ч. В дальнейшем замена смазки производится при плановых обслуживаниях или при снижении параметров ниже допустимых норм, что определяется его химическим анализом.

Обслуживание и ремонт. Для обеспечения работоспособности двухступенчатых передач в эксплуатации проводится комплекс плановых технических обслуживании и ремонтов.

Ежедневно перед началом работы производится технический осмотр двух моста на наличие неисправности.

После 2—3 месяцев эксплуатации проводится первый плановый ремонт. В дополнение к работам, проводимым при техническом обслуживании, производится ревизия элементов системы управления и блокировочных устройств.

При втором плановом ремонте, который проводится через 8— 12 месяцев эксплуатации, кроме работ, выполняемых при предыдущих обслуживаниях, производится промывка элементов системы смазки.

Третий плановый ремонт производится примерно после двух лет эксплуатации. В дополнение к работам второго ремонта производится промывка маслом с целью удаления продуктов износа и других отложений.

Срок службы до капитального ремонта 40—60 тыс. ч. Предусматривается промежуточный ремонт передачи после отработки примерно половины ресурса для (ревизии и замены некоторых подшипников, замены изнашиваемых уплотнений, промывки передачи).

Технология сборки-разборки представлена в графической части проекта.

Вывод по главе 2: произведенные расчеты подтверждают прочность конструкции главной передачи и позволяют на основе их выполнить технологическую часть. Так же произведенные указания по технологии сборки и обслуживания главных передач позволят избежать ремонта и нежелательных последствий в процессе сборки.

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС

3.1. Служебное назначение и конструкция детали

Деталь-ведомая шестерня изготовлена из легированной стали 20ХНР и проходит термическую обработку, что имеет большое значение в отношении короблений, возможных при нагревании и охлаждении детали. В этом смысле перемычка, связывающая тело зубчатого венца и ступицу, расположена неудачно, так как при термической обработке возникнут односторонни искажения. Зубчатый венец уменьшится в размерах и вызовет сжатие ступицы с левого торца. Таким образом, отверстие приобретёт коническую форму, что скажется на характере искажения зубчатого венца.

С точки зрения механической обработки зубчатые колёса вообще нетехнологичны, так как операция нарезания зубьев со снятием стружки производится в основном малопроизводительными методами. При конструировании деталей должны учитываться вопросы зубообработки [10].

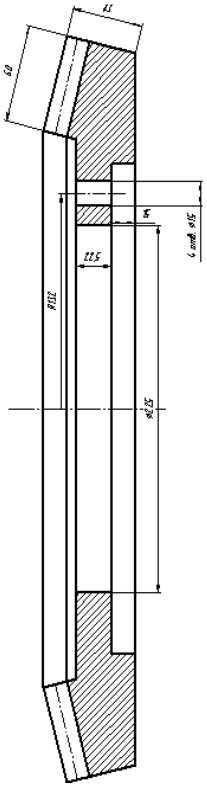


Рисунок 3.1 – Ведомая шестерня

3.2. Выбор маршрута технологической обработки

Деталью, для которой разрабатывается технологический процесс механической обработки, являются шестерня. Анализируя технологичность данной детали, можно отметить следующее:

- Она является взаимосвязанной: входит в состав сборочных единиц.

- Конструкция детали имеет стандартные и унифицированные конструктивные элементы.

- Изготавливается из стандартной заготовки, полученной рациональным способом.

- Размеры и поверхности детали имеют оптимальную степень точности и шероховатость.

- Физико-химические свойства материала соответствуют требованиям технологии изготовления.

- Конструкция детали обеспечивает возможность применение типовых и стандартных технологических процессов ее изготовления.

В целом, конструкция детали оценивается: хорошо.

Одним из факторов, существенно влияющих на характер технологических процессов, является технологичность конструкции изделия и соответствующих его деталей.

При конструировании детали необходимо достичь удовлетворение не только эксплуатационных требований, но также и требований наиболее рационального и экономического изготовления изделия. В этом и состоит принцип технологичности конструкции.

Чем меньше трудоемкость и себестоимость изготовления изделия, тем более оно технологично. Таким образом, основным критерием оценки технологичности конструкции являются трудоемкость и себестоимость изделия.

Технологичная конструкция детали должна предусматривать:

а) максимально широкое использование детали;

б) создание детали наиболее рациональной формы с легкодоступными для обработки поверхностями и достаточной жесткостью с целью уменьшения трудоемкости и себестоимости механической обработки детали(необходимая жесткость детали позволяет обрабатывать её на станках с наиболее производительными режимами резания);

в) наличие на детали удобных базирующих поверхностей или возможность создания вспомогательных (технологических) баз в виде бобышек, поясков и т. д.

г) наиболее рациональный способ получения заготовки для детали (штамповки) с размерами и формами, возможно более близкими к готовой детали, т. е. обеспечивающими наиболее высокий коэффициент использования материала и наименьшую трудоемкость механической обработки;

Технологичность конструкции заготовки детали должна иметь в виду не только максимальную рационализацию механической обработки, но и упрощение процессов изготовления самой заготовки.

Так как зубчатые колеса являются очень распространенными деталями в автомобиле и тракторостроении, мы разрабатываем массовый тип производства, в котором при достаточно большом количестве одинаковых выпусков изделий изготовление их ведется путем непрерывного выполнения на рабочих местах одних и тех же постоянно повторяющихся операций. Нам нужно максимально снизить затраты на производство и унифицировать операции для увеличения скорости и эффективности производства.

Выбор заготовки производится на основе технико-экономического анализа. Это делается путем вычисления и сравнения себестоимости C_i различных i-ых вариантов получения заготовок. Общая себестоимость и качество детали складывается из себестоимости и качества заготовки и себестоимости и качества ее обработки.

Проанализируем два вида изготовления заготовок:

1. Литьё по выплавляемым моделям. Оно позволяет получать заготовки самой сложной конфигурации по 3…8 классам точности и

шероховатостей Rz=5…40 мкм. Наиболее эффективен в массовом производстве.

2. Горячая штамповка применяется в массовом и серийном производстве и осуществляется:

- в открытых штампах(получают мелкие и средние детали, отход металла в виде отбоя до 20%);

- в закрытых штампах(используется для деталей по форме тел вращения или близких к ним);

- на горизонтально ковочных машинах для деталей в форме стержней, колец, втулок и т.п.

Точность штамповок оценивается пятью классами – Т1, Т2, Т3, Т4, Т5. Главным преимуществом является высокая производительность и экономия металла.

Расчет себестоимости осуществляется по следующим зависимостям:

Для заготовка из отливки [2]:

$$Сот=mотЦот+Сл(1+\frac{q}{100})+\frac{C_{мод}}{n_{мод}}+ВТшк(1+\frac{q}{100}) \qquad (3.1)$$

mот - масса отливки(на 5…15% больше массы готовой детали), кг;

Цот - цена 1 кг жидкого металла, долл ;

Сл - стоимость литейных работ, Сл=0,008mот;

qл - накладные расходы литейного цеха,qл=50…100%;

Смод - стоимость модели Смод=mот;

nмод - количество заготовок, изготовляемых с помощью одной модели(для металлических до 10000 шт.).

Сот=7,37*0,3+0,05896*(1+70/100)+7,37/10000=3,2

Для заготовка из штамповки:

Сш=mшЦ1пр+Сш.р(1+qш/100)+Сшт/nшт+ВТшк3(1+q/100) (3.2)

mш – масса прутка перед штамповкой, кг (на 2…8% больше массы готовой детали);

Сш.р.- стоимость штамповочных работ, Сш.р.=0.005mш;

qш – накладные расходы штамповочного цеха, qш=50-100%;

nшт – количество заготовок, изготавливаемых с помощью одного штампа(до 10000 шт.);

Сш=3,885*0,3+0,02*(1+70/100)+38,85/10000+0,03*0,01*67,5(1+150/100)=1,25

Изготовление заготовок с помощью штампа дешевле, чем изготовление заготовок с помощью отливок по выплавляемым моделям. Но дальнейшая обработка штамповочных заготовок дороже и сложнее литья. Поэтому для изготовления заготовки используем литьё.

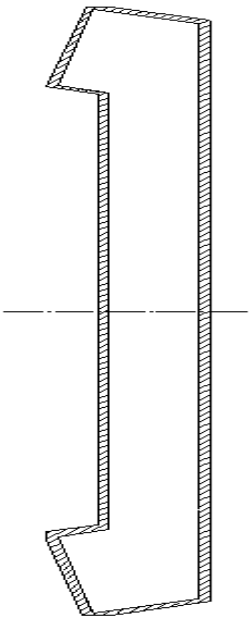


Рисунок 3.2 – Эскиз заготовки

Припуски на обработку закладываем при определении диаметра отливки, используемого для получения заготовки. Величину припусков выбираем соответствии с рекомендациями, а также учитывая способ получения заготовки.

3.3 Технологический процесс изготовления детали

Припуск на черновое обтачивание

2*Zmin=2*(Rz+T+p)=2*(30+170+100)=2*300 мкм

Припуск на тонкое шлифование поверхностей

2*Zmin= $2\cdot\left(40+150+\sqrt{200^2+0^2}\right)=390\cdot 2 мкм$

Разработаем маршрут изготовления детали.

Таблица 7 – Маршрут обработки детали.

№ опер.	Наименование операции и перехода	Оборудование
005	Токарная 1. Подрезать торец на диаметре 70мм на длину 3мм 2. Расточить с диаметра 54мм до диаметра 60мм на длину 123мм 3. Расточить фаску 2*45^0 4. Обточить с диаметра 260мм до диаметра 285мм на длину 25мм под углом 30 градусов. 5. Обточить с диаметра 285мм до диаметра 410мм на длину 70мм под углом 135 градусов.	Станок 16К20Ф3
010	Токарная 1. Подрезать торец на диаметре 60мм на длину 3мм 2. Расточить фаску 2*45^0 3. Обточить с диаметра 360мм до диаметра 285мм на длину50 мм под углом 30 градусов.	Станок 16К20Ф3
015	Зубофрезерная Нарезать 87зубьев модулем 5 с делительным диаметром 187,5мм	Зубофрезерный полуавтомат для прямозубых конических колёс 5А250
020	Шлифовальная 1. Шлифовать отверстие диаметром 60мм на длину 120мм	Внутришлифоваль–ный станок 3А225Б
025	Протяжка 1. Протянуть по длине	

Для шлифовальных операций определим мощность шлифования:

$$N = C_N \cdot V_З^r \cdot t^x \cdot S^y \cdot D^q \qquad (3.3)$$

C_N- коэффициент мощности резания, C_N=0,1…5,2;

$V_З$- окружная скорость заготовки, $V_З$=10…150м/мин;

t- глубина шлифования (припуск), мм;

s- продольная подача, s=1,2…10 м/мин;

D- шлифуемый диаметр, мм;

r, x, y, q – показатели степени, r=0.3…1.0; x=0.4…1.0; y=0.4…0.8; q=0.2…0.5.

N_1=0,1*15^0.3*0.39^0.4*1.2^0.4*330^0.5=4,0кВт;

Выбираем внутришлифовальный станок модель 3А228Б мощностью N=4,0 кВт, число оборотов в минуту n=6580об/мин.

N_2=0.1*10^0.3*0.39^0.4*1.2^0.4*225^0.3=1,1кВт;

Выбираем внутришлифовальный станок 3А225 мощностью N=1.1кВт, число оборотов в минуту n=1500 об/мин.

Для операций сверления сразу вычисляется крутящий момент при резании $M_к$, Нм

$$M_к = \frac{C_м \cdot t^x \cdot s_z^y \cdot D_z}{200} \qquad (3.4)$$

$C_М$ – коэффициент момента резания, $C_м$=0,03…0,17;

t – глубина резания, мм (при сверлении t=0.5D);

D – диаметр сверла, мм;

S_z – подача на один зуб многолезвийного инструмента, мм/зуб:

$$S_z = S/z, \qquad (3.5)$$

S – подача, мм/об;

z – число зубьев инструмента;

x,y – показатели степеней, x=0…0,9; y=0,7…0,8;

$$M_к=0,03*9^{0.1}*0.2^{0.8}*18*5/200=0,0044Нм$$

Затем определяется мощность резания:

$$N = \frac{\pi \cdot n \cdot M_k}{30000} \quad (3.6)$$

n – частота вращения шпинделя станка, мин$^{-1}$;

$$N=3.14*0.0044*2800/30000=1.3кВт$$

Выбираем вертикально-сверлильный станок 2Н118. Мощностью N=1.5кВт и числом оборотов в минуту n=2800 об/мин.

По ширине зубчатого венца, по диаметру обрабатываемого колеса, числу зубьев нарезаемого колеса мы выбираем зубофрезерный полуавтомат для прямозубых конических колёс 5А250.

3.4 Расчет и нормирование технологических операций

Определение режимов резания, составляющих усилия резания и необходимой мощности станка.

Операция 005 –Токарная

Переход 1. Подрезать торец ø235 мм в размер L=60 мм.

По карте 1[3] находим подачу S = 0,8 мм/об. По карте 6[3] находим скорость резания 82 м/мин.

Частота вращения шпинделя станка:

$$n = \frac{1000V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 82}{3{,}14 \cdot 235} = 112 \quad мин^{-1}.$$

где d–диаметр обрабатываемой поверхности.

Принимаем частоту вращения шпинделя станка n=125 мин$^{-1}$

Фактическая скорость резания определяется по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{1000} = \frac{3{,}14 \cdot 125 \cdot 235}{1000} = 92{,}2 \quad м/мин.$$

Основное время определяется по формуле:

$$t_o = \frac{l + l_{вр}}{n \cdot S} \cdot i = \frac{60 + 5}{125 \cdot 0{,}8} \cdot 1 = 0{,}65 \quad мин;$$

где n – частота вращения шпинделя станка, мин$^{-1}$;

l – длина обрабатываемой поверхности, мм;

l_1 – величина перебега, мм;

s – подача, мм/об;

Переход 2**.** Сверлить отверстие ø14 мм ,L=60 мм

По карте 41 находим подачу S = 0,3 мм/об. По карте 42 находим скорость резания 24 м/мин.

Находим частоту вращения по формуле:

$$n = \frac{1000 \cdot 24}{3{,}14 \cdot 60} = 128 \quad мин^{-1};$$

Принимаем частоту вращения шпинделя станка n=120 мин$^{-1}$

Фактическая скорость резания определяется по формуле:

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 120}{1000} = 19 \quad м/мин;$$

Основное время определяется по формуле:

$$t_o = \frac{60+5}{120 \cdot 0,8} \cdot 1 = 0,67 \ \ мин;$$

Переход 3.Расточить отверстие ø14 мм до ø18мм , L=60мм.

По карте 1[3] находим подачу S = 0,4 мм/об. По карте 6[3] находим скорость резания 82 м/мин.

Частота вращения шпинделя станка: (2.6)

$$n = \frac{1000 \cdot 82}{3,14 \cdot 18} = 1451 \ \ мин^{-1}.$$

Принимаем частоту вращения шпинделя станка n=1250 мин$^{-1}$

Фактическая скорость резания: (2.7)

$$V = \frac{3,14 \cdot 1250 \cdot 18}{1000} = 70,6 \ \ м/мин.$$

Основное время определяется по формуле: (2.8)

$$t_o = \frac{60+5}{1250 \cdot 0,8} \cdot 1 = 0,65 \ \ мин;$$

Операция 010-Сверлильная**.**

Переход 1**.**Сверлить четыри сквозных отверстия ø15 мм.

По карте 41 находим подачу S = 0,45 мм/об. По карте 42 находим скорость резания 27,5 м/мин.

Находим частоту вращения по формуле: (2.6)

$$n = \frac{1000 \cdot 27,5}{3,14 \cdot 30} = 291 \ \ мин^{-1};$$

Принимаем частоту вращения шпинделя станка n=285 мин$^{-1}$

Фактическая скорость резания определяется по формуле:

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 30 \cdot 285}{1000} = 26{,}8 \quad м/мин;$$

Основное время определяется по формуле (2.8)

$$t_o = \frac{30+5}{285 \cdot 0{,}45} \cdot 1 = 0{,}28 \ мин;$$

Операция 015 – зубофрезерная

Переход 1.

Принимаем станок зубофрезерныйт 5А250.

Режущий инструмент : Модульная фреза из стали Р18,

$m \leq 5$мм,dср=430мм.

Мерительный инструмент : штангензубомер.

Переход 1

По карте 2[3] находим поправочный коэффициент на подачу , в зависимости

от материала Кms =1,0 и угла наклона $\beta s = 0{,}8$.Табличная подача S=2,4 мм/об.

Тогда нормативная подача So=2,4 х 1,0 х 0,8=1,92 мм/об .

По паспорту станка принимаем ближайшее значение подачи So = 2 мм/об.

По карте 2[5] находим скорость резания V=30,5 м/мин. По карте 2[23] находим допускаемое число осевых перемещений фрезы за время её работы до переточки .При обработке зубчатого колеса m=4мм, z=25,So=2 мм/об равно допускаемое число осевых перемещений 1. По карте 2[5] принимаем поправочный коэффициент на нормативную скорость в зависимости от

материала Кmv =1,0 от принятого количества осевых перемещений $K\omega v = 1{,}1$, угла наклона зубьев колеса $K\beta v = 0{,}95$

$$V = V_Y = Kмм \cdot Kwv \cdot Kbv = 30{,}5 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}85 = 32 \ \ м/мин;$$

По установленной скорости определяем число оборотов фрезы:

$$n_\phi = \frac{1000V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 32}{3{,}14 \cdot 80} = 127{,}4 \ \ мин^{-1}$$

Основное время определяется по формуле:

$$t_o = \frac{l + l_{вр}}{n_\phi \cdot S_o \cdot к} \cdot z = \frac{36 + 39{,}8}{127{,}4 \cdot 2{,}0 \cdot 2} \cdot 25 = 3{,}8 мин;$$

где nф – частота вращения шпинделя станка;

l – длина обрабатываемой поверхности;

$l_{вр}$ – величина врезания и перебега определяется по приложению1для чернового зубофрезерования колеса; при z=25 ; m=4мм ;l=45-5,2=39,8мм.

So – подача;

z - число зубьев.

Операция 020-Шлифоваьная

Переход 1.Шлифовать отверстие до ø300 мм, L=15мм.

Частота вращения круга $n_к$=6580 $мин^{-1}$

Скорость круга найдем по формуле:

$$Vкр = \frac{nк \cdot \pi \cdot dк}{1000 \cdot 60};$$

$$V_{кр} = 6580 \cdot 3{,}14 \cdot 10 / 1000 \cdot 60 = 3{,}4 \text{ м/сек.}$$

По [5] находим скорость резания V=2 м/мин.

Находим частоту вращения по формуле:

$$n = 1000 \cdot 2 / 3{,}14 \cdot 69{,}5 = 9{,}1 мин^{-1};$$

Выбираем минутную подачу.

При предварительной обработке:

$$S_{мпред} = S_{мтабл} \cdot k1 \cdot k2 \cdot k3;$$

где k1,k2,k3-поправочные коэффициенты.

$S_{мпред}$=1.2·1.1·1.1·0.8=1.16мм/мин;

При окончательной обработке:

$S_{окон}$=$S_{мтабл}$·k1·k2·k3;

$S_{окон}$=0,3·1.1·1.1·0.8=0,29мм/

Исходя из ширины шлифуемой шейки и диаметра выбираем время выхаживания:

Твых=0,06

Исходя из выбранного времени выбираем слой при выхаживании:

$A_{вых}$=0,02 мм

Определяем основное время:

$$t_o=\frac{1{,}3\cdot Апр}{Sмред}+\frac{Аоп}{Sоб}+tвых,$$

где: 1,3-коэффициент учитывающий потери на этапе врезания.

Апр- припуск на сторону снимаемый на этапе предварительной подачи Апр=0,45·А;

Аоп- припуск на сторону снимаемый на этапе окончательной подачи Аоп=·А-(Апр+Авых);

$$t_o=\frac{1{,}3\cdot 0{,}45\cdot 0{,}03}{1{,}16}+\frac{0{,}03-(0{,}4\cdot 0{,}03+0{,}01)}{0{,}29}+0{,}06=0{,}07 \text{ мин.}$$

Переход 2.Шлифовать отверстие до ø225мм, L=22,5мм.

Частота вращения круга $n_к$=1500 мин$^{-1}$

Скорость круга найдем по формуле:

$$Vкр=\frac{nк\cdot\pi\cdot dк}{1000\cdot 60};$$

$V_{кр}$=1500·3,14·10/1000·60=0,78м/сек.

По [5] находим скорость резания V=2 м/мин.

Находим частоту вращения по формуле:

$n=1000\cdot 2/3{,}14\cdot 69{,}5=9{,}1 мин^{-1}$;

Выбираем минутную подачу.

При предварительной обработке:

$S_{мпред}=S_{мтабл}\cdot k1\cdot k2\cdot k3$;

где k1,k2,k3-поправочные коэффициенты.

$S_{мпред}=1.2\cdot 1.1\cdot 1.1\cdot 0.8=1.16$мм/мин;

При окончательной обработке:

$S_{окон}=S_{мтабл}\cdot k1\cdot k2\cdot k3$;

$S_{окон}=0{,}3\cdot 1.1\cdot 1.1\cdot 0.8=0{,}29$мм/

Исходя из ширины шлифуемой шейки и диаметра выбираем время выхаживания:

Твых=0,06

Исходя из выбранного времени выбираем слой при выхаживании:

$A_{вых}$=0,02 мм

Определяем основное время:

$$t_o=\frac{1{,}3\cdot Апр}{Sмред}+\frac{Аоп}{Sоб}+tвых,$$

где: 1,3-коэффициент учитывающий потери на этапе врезания.

Апр- припуск на сторону снимаемый на этапе предварительной подачи Апр=0,45·А;

Аоп- припуск на сторону снимаемый на этапе окончательной подачи Аоп=·А-(Апр+Авых);

$$t_o = \frac{1{,}3 \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}03}{1{,}16} + \frac{0{,}03 - (0{,}4 \cdot 0{,}03 + 0{,}01)}{0{,}29} + 0{,}06 = 0{,}07 \text{ мин.}$$

Для определения количества времени необходимого для изготовления одной детали найдем вспомогательное время по каждой операции:

$$t_В = t_{У.С.} + t_{ПЕР} + t_{ИЗМ};$$

где $t_{У.С.}$ – время на установку(снятие) детали;

$t_{ПЕР}$ - время, связанное с переходами;

$t_{ИЗМ}$ - время на контрольные измерения.

По картах 5,7,8 [3] находим $t_{У.С}$,мин для каждой операции в зависимости от способа крепления детали.

По картам 18[3]-токарная,79[3]-протяжная,27[3]-сверлильная, 46[3]-шлифовальная находим $t_{ПЕР}$ для каждой операции соответственно.

По карте 86 [3] находим $t_{ИЗМ}$,мин для каждой операции в зависимости от применяемого измерительного инструмента. Время технического обслуживания рабочего места принимаем 2% от основного времени . Время организационного обслуживания принимаем 1% от оперативного времени.

Время перерывов для отдыха принимаем 6% от оперативного времени.

Штучное время определим используя формулу:

$$T_{ШТ} = t_О + t_В + t_{Т.О.} + t_{О.О.} + t_{ОТ}, \text{ мин} \qquad (2.19)$$

По карте 19[3] находим подготовительно-заключительное время на партию

$T_{П.З.}$=17 мин.

Норма у штучно-калькуляционного времени на одну деталь определим по формуле:

$$t_{ШК} = t_{ШТ} + T_{П.З.}/n, \text{мин.}, \qquad (2.20)$$

где n– число деталей в партии, рассчитывалось ранее.

Все результаты расчетов времени сведем в таблицу 1.

Таблица 8 – Расчет нормы времени

N Опер.	Установ	Номер перехода	$t_о$	$t_в$			$t_{оп}$	$t_{то}$	$t_{оо}$	$t_{от}$	$t_{шт}$	$T_{пз}$	$t_{шк}$
				$t_{ус}$	$T_{пер}$	$t_{изм}$							
005	А	1	0,65	0,24	0,38	0,25	5,5	0,036	0,052	0,32	5,66	17	2,4
		2	0,67		0,38	0,16							
		3	0,65		0,15	0,13							
	Итого:		1,97	0,24	0,91	0,54	5,5	0,036	0,052	0,32	5,66	17	2,4
010	А	1	0,28	0,26	0,43	0,16	1,08	0,005	0,01	0,07	1,16	5,5	2,41
015	А	1	0,03										
	Итого:		0,3	0,26	0,43	0,16	1,08	0,005	0,01	0,07	1,16	5,5	2,41
020	А	1	0,1	0,25	0,1	0,22	1,69	0,009	0,017	0,1	2,18	8,3	1,3
	Итого:		0,1	0,25	0,1	0,22	1,69	0,009	0,017	0,1	2,18	8,3	1,3
Итого											60,2		

Вывод по главе 3: произведенные расчеты позволяют изготовить ведомую шестерню главной передачи. На основе расчетов и подбора материала,рекомендуется внедрить в главную передачу для уменьшения износа зубьет и увеличения срока службы/

4 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 Организационная часть

Планирование и управление различными комплексами работ предполагают использование моделей (графиков) проектов или разработок, достаточно полно отражающих в той или иной форме взаимосвязи и характеристики работ, которые предстоит выполнить. Традиционные методы планирования предполагают использование простейших моделей типа ленточных план-графиков Ганнта, которые позволяют отразить календарные сроки начала и окончания каждого вида работы и длительность цикла выполнения всего комплекса работ. Ленточные графики составляют в пределах заданного, а не расчетного срока выполнения всего комплекса работ. На основании ленточного графика бюро планирования составляет рабочие платы – графики работы подразделений предприятия. Руководители подразделений составляют задания исполнителям с указанием сроков начала и окончания работ. Этот план-график мы и будем использовать в качестве плана, чтобы обеспечить организованное и своевременное выполнение работ по дипломному проектированию [11].

Затраты на изготовление определяем по формуле [1]

$$C_{кон} = C_{к.д} + C_{о.д} + C_{сб.н} + C_{п.д} + C_{о.н}, \quad (4.1)$$

где $C_{кд}$ - стоимость изготовления корпусных деталей, руб.;

$C_{од}$ - затраты на изготовление оригинальных деталей, руб.;

$C_{сб.н}$ - затраты на сборку;

$C_{п.д}$ - цена покупных деталей, изделий, агрегатов, руб.;

$C_{0.н}$ - общепроизводственные накладные расходы на изготовление конструкции, руб.

Стоимость изготовления корпусных деталей рассчитывается по формуле

$$C_{кд} = Q_к \cdot C_к, \quad (4.2)$$

где $Q_к$ - масса материала, израсходованного на изготовление

корпусных деталей, кг;

$C_к$ - средняя стоимость 1 кг материала, $C_к$ = 35,0 руб./кг.

Массу корпусных деталей определяем по формуле

$$Q_к = \Sigma l_ш \cdot m, \quad (4.3)$$

где $l_ш$ - длина швеллеров, необходимых для изготовления, м.;

m - масса 1 м. швеллера, кг.;

Подставив числовые значения в формулу (4.3), получим

$$Q_к = 20 \cdot 19{,}5 = 390{,}0 \text{ кг.}$$

Тогда по формуле (5.2) стоимость корпусных деталей

$$C_{кд} = 390 \cdot 35 = 13650{,}0 \text{ руб.}$$

Таблица 9 – Стоимость изготовления корпусных деталей

Масса материала, кг	Средняя стоимость 1 кг материала, руб.	Стоимость изготовления корпусных деталей, руб.
39	350	13650

Вывод: как видно из таблицы 9 общая стоимость корпусных деталей составляет 13650,0 руб.

Затраты на изготовление оригинальных деталей определяем по формуле

$$C_{о.д} = C_{пр} + C_м, \quad (4.4)$$

где $C_{пр}$ - заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовлении оригинальных деталей, с учетом дополнительной зарплаты и отчислений, руб.;

$C_м$ - стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей, руб.

Заработную плату рассчитываем по формуле

$$C_{прн} = t \cdot C_ч \cdot к_t, \quad (4.5)$$

где t - средняя трудоемкость на изготовление отдельных деталей, чел.-ч;

$C_ч$ - часовая ставка рабочих, отчисляемая по среднему разряду, руб./ч;

$к_t$ - коэффициент, учитывающий доплаты к основной зарплате, к =1,025...1,030 [19].

Среднюю трудоемкость на изготовление оригинальных деталей определяем по формуле

$$t = 2 \cdot t_к + 1 \cdot t_р + 1 \cdot t_{кр} + 2 \cdot t_в + 4 \cdot t_ш + 8 \cdot t_т + t_{вал} + 2 \cdot t_{пл}, \qquad (4.6)$$

где $t_к$, $t_р$, $t_{кр}$, $t_в$, $t_ш$, $t_т$, $t_{вал}$, $t_{пл}$ - соответственно трудоемкость по изготовлению колонны, рамы, крышки, винта, штоков,траверсы, вала промежуточного и опорных плит.

По справочным данным принимаем: $t_к$ = 5,0 чел.-ч.; $t_р$ = 3,0 чел.-ч.;$t_{кр}$ = 1,5 чел.-ч.;$t_в$ = 4,0 чел.-ч.; $t_ш$= 0,5 чел.-ч.; $t_т$ = 1,3 чел.-ч., $t_{вал}$ = 0,5 чел.-ч., $t_{пл}$ = 0,15 чел.-ч. [20].

Подставив числовые значения в формулу (5.6), получим

$$t = 2 \cdot 5{,}0 + 1 \cdot 3{,}0 + 1 \cdot 1{,}5 + 2 \cdot 4 + 4 \cdot 0{,}5 + 8 \cdot 1{,}3 + 1 \cdot 0{,}5 + 2 \cdot 0{,}15 = 35{,}7 \text{ чел.-ч.}$$

Из формулы (5.5) получим

$$C_{пр} = 35{,}7 \cdot 25 \cdot 1{,}03 = 919{,}3 \text{ руб.}$$

Определяем дополнительную заработную плату по формуле

$$C_д = (5...12) \cdot C_{прн}/100. \qquad (4.7)$$

Подставив числовые значения в формулу (4.7), получим

$$C_д = 10 \cdot 919{,}3/100 = 91{,}9 \text{ руб.}$$

Начисления на заработную плату определяем по формуле

$$C_{соц} = 30 \cdot (C_{прн} + C_д)/100. \qquad (4.8)$$

Подставив числовые значения в формулу (4.8), получим

$$C_{соц} = 30 \cdot (919{,}3+91{,}9)/100 = 262{,}9 \text{ руб;}$$

$$C_{пр} = 919{,}3 + 91{,}9 + 262{,}9 = 1274{,}1 \text{ руб.}$$

Стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей определяем по формуле

$$C_{м2} = Ц_2 \cdot Q, \qquad (4.9)$$

где $Ц_2$ - цена 1./кг материала заготовок, $Ц_2$ = 70,0 руб.;

$Q_З$ - масса заготовки, $Q_З$ = 140,0 кг.

Подставив числовые значения в формулу (4.9), получим

$$C_{м2} = 70 \cdot 140 = 9800 \text{ руб.}$$

Из формулы (4.4) получим

$$C_{од} = 1274{,}1+9800 = 11074{,}1 \text{ руб.}$$

Таблица 10 – Затраты на изготовление оригинальных деталей, руб.

Значение	Числовое значение
Заработная плата	919,3
Дополнительная заработная плата	91,9
Начисления на заработную плату	262,9
Стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей	9800
Итого	11074,1

Вывод: как видно из таблицы 10 заработная плата на изготовление оригинальных деталей составляет 11074,1 руб.

Полная заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке определяется по формуле

$$C_{сб.п} = C_{сб} + C_{д.сб} + C_{соц.сб}, \quad (4.10)$$

где $C_{сб}$ - основная заработная плата рабочих, занятых на сборке, руб.;

$C_{д.сб}$ - дополнительная заработная плата рабочих, занятых на сборке, руб.;

$C_{соц.сб}$ - отчисления соцстраху рабочих, руб.

Основная заработная плата рабочих, занятых на сборке рассчитывается по формуле

$$C_{сб} = T_{сб} \cdot C_ч \cdot к_t, \quad (4.11)$$

где $T_{сб}$ - нормативная трудоемкость на сборку конструкции, чел.-ч.

Значение определяем по формуле

$$T_{сб} = к_c \cdot \sum t_{сб}, \quad (4.12)$$

где $t_{сб}$ - трудоемкость сборки составных частей, чел·ч;

$к_c$ - коэффициент, учитывающий непредусмотренные работы, $к_c$ = 1,1…1,5 [1].

По аналогии с подобными изделиями принимаем $t_{сб}$ = 6,2 чел.-ч.

Подставив числовые значения в формулу (5.12), получим

$$T_{сб} = 1,25 \cdot 6,2 = 7,81 \text{ чел.-ч.}$$

Тогда заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке определится $C_{сб} = 7,81 \cdot 25 \cdot 1,03 = 201,1$ руб.;

$$C_{д.сб} = 0,12 \cdot 201,1 = 24,1 \text{ руб.};$$

$$C_{соц.сб} = 0,30 \cdot (201,1 + 24,1) = 58,6 \text{ руб.}$$

Общую заработную плату из формулы (5.10) получим

$$C_{сб.п} = 201,1+24,1+58,6=283,8 \text{ руб.}$$

Таблица 11 – Полная заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке, руб.

Значение	Числовое значение
Основная заработная плата	201,1
Дополнительная заработная плата	24,1
Отчисления соцстраху	58,6
Итого	283,8

Вывод: как видно из таблицы 5.3 полная заработная плата производственных рабочих занятых на сборке составит 283,8 руб.

Общепроизводственные накладные расходы на изготовление определяем по формуле

$$C_{он} = C'_{пр} \cdot R_{оп}/100, \qquad (4.13)$$

где $C'_{пр}$ - основная заработная плата производственных рабочих, участвующих в изготовлении приспособления, руб.;

$R_{оп}$ - процент общепроизводственных накладных расходов, % [5].

$$C'_{пр} = C_{пр} + C_{сб}. \qquad (4.14)$$

Подставив числовые значения в формулу (5.14), получим

$$C'_{пр} = 919,3 + 201,1 = 1120,4 \text{ руб.}$$

Подставив числовые значения в формулу (5.13), получим

$$C_{он} = 1120,4 \cdot 40/100 = 448,2 \text{руб.}$$

Стоимость покупных изделий (деталей) принимаем по биржевым ценам (по прейскуранту) [1] таблица 5.4.

$$C_{пд} = 10400 + 800 + 2500 + 1500 + 5500 = 20700 \text{ руб.}$$

Таблица 12 – Затраты по статье «материалы» на конструкторскую разработку

Значение	Числовое значение, руб.
Корпус	10400
Шкив	800
Подшипники	2500
Крепёжные изделия	1500
Вал	5500
Итого	20700

Вывод: как видно из таблицы 12 затраты по статье материалы на изготовление конструкции равны 20700 руб.

По формуле (5.1) находим затраты на изготовление конструкции

$$C_{кон} = 13650 + 11074,1 + 283,8 + 448,2 + 20700 = 46156,10 \text{ руб.}$$

Таблица 13 – Затраты на изготовление конструкторской разработки

Значение	Числовое значение, руб.
Стоимость изготовления корпусных деталей	13650
Затраты на изготовление оригинальных деталей	11074,1
Затраты на сборку	283,8
Общепроизводственные накладные расходы	448,2
Стоимость покупных изделий (деталей)	20700
Итого:	46156,1

Вывод: как видно из таблицы 13 общие затраты на изготовление конструкции равны 46156,1 руб.

Годовая экономия от снижения себестоимости при внедрении конструкции составит

$$Э_г = (Т_с - Т_н) \cdot 12 \cdot С_ч + Эк, \quad (4.15)$$

где $Т_с$ - среднемесячная трудоемкость при старой технологии, чел.-ч;

$Т_н$ - среднемесячная трудоемкость при новой технологии, чел.-ч;

$Э_к$ - экономия денежных средств при использовании конструкции;

12 - количество месяцев в году;

$С_ч$ - часовая ставка рабочих, отчисляемая по 4-у разряду, $С_ч$ = 25 руб./ч.

Экономия денежных средств определиться как разность затрат на изготовление новой конструкции (подъемника) в сравнении с покупкой готовой конструкции (подъемника). Стоимость покупной главной передачи принимаем по биржевым ценам (по прейскуранту).

$$Э_к = Э_1 – Э_2, \quad (4.16)$$

где $Э_1$ - стоимость покупной главной передачи, $Э_1$ = 65000,0 руб. [1];

$Э_2$ - стоимость разработанной главной передачи, $Э_2$ = 46156,1 руб.

Тогда

$$Эк = 65000,0 – 46156,1 = 18843,9 \text{ руб.}$$

Подставив числовые значения в формулу (5.15), получим

$$Э_г = (5,8 \text{ чел.-ч.} - 3,7 \text{ чел.-ч.}) \cdot 12 \cdot 25 \text{ руб./ч} + 18843,9 = 19473,9 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости определяем по формуле

$$О_{ок} = С_{кон} / Э_г, \quad (4.17)$$

Подставив числовые значения я в формулу (5.17), получим

$$О_{ок} = 46156,1/19473,9 = 2,37 \text{ года.}$$

Годовой экономический эффект от внедрения конструкции составит

$$Э_{эф} = Э_г - 0,15 \cdot С_{кон}, \quad (4.18)$$

Подставив числовые значения в формулу (6.18), получим

$$Э_{эф} = 19473,9 - 0,15 \cdot 46156,1 = 12550,5 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект положительный, значит затраты на изготовление оправданы.

Таблица 14 – Результаты расчета

№	Показатели	Ед. изм.	Значение	
			До внедрения	После внедрения
1	Стоимость изготовления конструкции	руб.	65000,0	46156,1
2	Трудоёмкость при использовании конструкции	чел.-ч.	5,8	3,7
3	Годовая экономия от снижения при внедрении конструкции	руб.	-	18843,9
4	Срок окупаемости	год.	-	2,37
5	Годовой экономический эффект	руб.	-	12550,5

Определим затраты на разработку главной передачи, которые определяем по формуле [1]

$$C_{кон} = C_{к.д} + C_{о.д} + C_{п.д} + C_{о.н}, \quad (4.19)$$

где $C_{к.д}$ - стоимость изготовления корпусных деталей, руб.;

$C_{о.д}$ - затраты на изготовление оригинальных деталей, руб.;

$C_{п.д}$ - цена покупных деталей, изделий, агрегатов, руб.;

$C_{о.н}$ - общепроизводственные накладные расходы на изготовление конструкции, руб.

Стоимость изготовления корпусных деталей рассчитывается по формуле

$$C_{к.д} = Q_к \cdot C_к, \quad (4.20)$$

где $Q_к$ - масса материала, израсходованного на изготовление корпусных деталей, кг;

$C_к$ - средняя стоимость 1 кг готовых деталей, $C_к$ = 140 руб./кг.

Тогда по формуле (5.20) стоимость корпусных деталей

$$C_{к.д} = 400 \cdot 140 = 56000{,}0 \text{ руб.}$$

Таблица 15 – Стоимость изготовления корпусных деталей

Значение	Числовое значение
Масса материала, израсходованного на изготовление корпусных деталей	400
Средняя стоимость 1 кг готовых деталей	140
Итого	56000

Вывод: как видно из таблицы 15 общая стоимость корпусных деталей составляет 56000,0 руб.

Затраты на изготовление оригинальных деталей определяем по формуле

$$C_{о.д} = C_{прн} + C_м, \quad (4.21)$$

где $C_{пр.н}$ - заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовление оригинальных деталей, с учетом дополнительной зарплаты и отчислений, руб.;

$C_м$ - стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей, руб.

Заработную плату рассчитываем по формуле

$$C_{пр} = t \cdot C_ч \cdot к_t, \quad (4.22)$$

где t - средняя трудоемкость на изготовление отдельных деталей, чел.-ч;

$C_ч$ - часовая ставка рабочих, отчисляемая по среднему разряду, руб./ч;

$к_t$ - коэффициент, учитывающий доплаты к основной зарплате, $к_t$ = 1,03 [5].

Из формулы (5.22) получим

$$C_{пр} = 12 \cdot 25,6 \cdot 1,03 = 316,42 \text{ руб.}$$

Определяем дополнительную заработную плату по формуле

$$C_д = (5…12) \cdot C_{пр}/100. \quad (4.23)$$

Подставив числовые значения в формулу (5.22), получим

$$C_д = 10 \cdot 316,42 /100 = 31,64 \text{ руб.}$$

Начисления на заработную плату определяем по формуле

$$C_{соц} = 30 \cdot (C_{пр} + C_д) / 100. \quad (4.24)$$

Подставив числовые значения в формулу (5.24), получим:

$$С_{соц} = 30 \cdot (316,42 + 31,64) / 100 = 90,5 \text{ руб.};$$

$$С_{\Sigma пр} = 316,42 + 31,64 + 90,5 = 438,56 \text{ руб.}$$

Стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей определяем по формуле

$$С_м = Ц \cdot Q_з, \qquad (4.25)$$

где Ц – цена 1 кг материала заготовок, Ц = 200 руб./кг;

$Q_з$ – масса заготовки, $Q_з$ =50 кг.

Подставив числовые значения в формулу (5.26), получим

$$С_м = 200 \cdot 50 = 10000,0 \text{ руб.}$$

Таблица 16 – Затраты на изготовление оригинальных деталей

Значение	Числовое значение
Заработная плата	316,42
Дополнительная заработная плата	31,64
Начисления на заработную плату	90,5
Стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей	10000
Итого	10438,56

Вывод: как видно из таблицы 16 заработная плата на изготовление оригинальных деталей составляет 10438,56 руб.

Из формулы получим:

$$С_{о.д} = 316,42 + 31,64 + 90,5 + 10000 = 10438,56 \text{ руб.}$$

Полная заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке определяется по формуле

$$С_{сб.п} = С_{сб} + С_{д.сб} + С_{соц.сб}, \qquad (4.26)$$

где $С_{сб}$ - основная заработная плата рабочих, занятых на сборке, руб.;

$С_{д.сб}$ - дополнительная заработная плата рабочих, занятых на сборке, руб.;

$С_{соц.сб}$ - отчисления соцстраху рабочих, руб.

Основная заработная плата рабочих, занятых на сборке рассчитывается по формуле

$$C_{сб} = T_{сб} \cdot C_{ч} \cdot к_t, \quad (4.27)$$

где $T_{сб}$ - нормативная трудоемкость на сборку конструкции, чел.-ч.

Значение определяем по формуле

$$T_{сб} = к_c \cdot \sum t_{сб}, \quad (4.28)$$

где $t_{сб}$ - трудоемкость сборки составных частей, чел.-ч;

$к_c$ - коэффициент, учитывающий непредусмотренные работы,

$к_c$= 1,1…1,5 [5].

По справочным данным принимаем $t_{сб}$ = 1,5 чел.-ч.

Подставив числовые значения в формулу (5.28), получим

$$T_{сб} = 1,3 \cdot 1,5 = 1,95 \text{ чел.-ч.}$$

Тогда заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке определится

$$C_{сб} = 1,95 \cdot 25,6 \cdot 1,03 = 51,42 \text{ руб.};$$

$$C_{д.сб} = 0,1 \cdot 51,42 = 5,14 \text{ руб.};$$

$$C_{соц.сб} = 0,30 \cdot (51,42 + 5,14) = 14,7 \text{ руб.}$$

Общую заработную плату из формулы (5.27) получим

$$C_{сб.п} = 51,42 + 5,14 + 14,7 = 71,26 \text{ руб.}$$

Общепроизводственные накладные расходы на изготовление приспособления определяем по формуле

$$C_{он} = (C'_{пр} \cdot R_{оп})/100, \quad (4.29)$$

где $C'_{пр}$ - основная заработная плата производственных рабочих, участвующих в изготовлении аппарата, руб.;

$R_{оп}$ - процент общепроизводственных накладных расходов, %.

$$C'_{пр} = C_{пр} + C_{сбп.} \quad (4.30)$$

Подставив числовые значения в формулу (5.30), получим

$$C'_{пр} = 292,38 + 71,26 = 363,64 \text{ руб.}$$

Подставив числовые значения в формулу (5.29), получим

$$C_{он} = (363,64 \cdot 25)/100 = 90,91 \text{ руб.}$$

Таблица 17 – Полная заработная плата производственных рабочих на сборке

Значение	Числовое значение
Основная заработная плата	51,42
Дополнительная заработная плата	5,14
Отчисления соцстраху	14,7
Итого	71,26

Вывод: как видно из таблицы 17 полная заработная плата производственных рабочих занятых на сборке составит 71,26 руб.

Стоимость покупных деталей, изделий, агрегатов $С_{п.д}$ = 5000 руб. (стоимость манжет, подшипников, втулок)

По формуле (4.19) находим затраты на изготовление конструкции

$$С_{кон} = 56000 + 10438,56 + 5000 + 71,26 + 90,91 = 71600,73 \text{ руб.}$$

Таблица 18 - Затраты на изготовление конструкции

Значение	Числовое значение, руб.
Стоимость изготовления корпусных деталей	56000
Затраты на изготовление оригинальных деталей	10438,56
Стоимость покупных изделий (деталей)	5000
Затраты на сборку	71,26
Общепроизводственные накладные расходы	90,91
Итого	71600,73

Вывод: как видно из таблицы 18 общие затраты на изготовление конструкции равны 71600,73 руб.

Далее рассчитаем годовую экономию, годовой экономический эффект и срок окупаемости нашей разработки.

Годовая экономия от снижения себестоимости при внедрении конструкции составит:

$$Э_г = (Т_с - Т_н) \cdot 12 \cdot С_ч + Эк, \quad (4.31)$$

где $Т_с$ - среднемесячная трудоемкость при старой технологии, чел.·ч;

$Т_н$ - среднемесячная трудоемкость при новой технологии, чел.·ч;

$Э_к$ - экономия денежных средств при использовании конструкции;

12 - количество месяцев в году;

$С_ч$ - часовая ставка рабочих, отчисляемая по 4-у разряду, $С_ч$ = 45,0 руб./ч.

Экономия денежных средств достигается за счёт снижения среднемесячной трудоёмкости при применении новой технологии. А снижение трудоёмкости в свою очередь и выливается в экономию денежных средств.

Подставив числовые значения в формулу (4.13), получим:

$$Э_г = (4 \text{ чел.-ч.} – 2 \text{ чел.-ч.}) \cdot 12 \cdot 45{,}0 \text{ руб./ч} + (92000{,}0 – 71600{,}73) \text{ руб.} = $$
$$= 21479{,}27 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости определяем по формуле:

$$О_{ок} = С_{кон} / Э_г, \quad (4.32)$$

Подставив числовые значения я в формулу (4.14), получим:

$$О_{ок} = 71600{,}73/21479{,}27 = 3{,}3 \text{ года.}$$

Годовой экономический эффект от внедрения конструкции составит:

$$Э_{эф} = Э_г - 0{,}15 \cdot С_{кон}, \quad (4.33)$$

Подставив числовые значения в формулу (4.15), получим:

$$Э_{эф} = 21479{,}27 – 0{,}15 \cdot 71600{,}73 = 10739{,}16 \text{ руб.}$$

Таблица 19 – Результаты расчета

№	Показатели	Ед. изм.	Значение	
			До внедрения	После внедрения
1	Стоимость изготовления конструкции	руб.	92000	71600,73
2	Трудоёмкость при использовании конструкции	чел.-ч.	4,0	2,0
3	Годовая экономия от снижения при внедрении конструкции	руб.	-	21479,27
4	Годовой экономический эффект	руб.	-	10739,16
5	Срок окупаемости	год	-	3,3

Вывод по главе 4: годовая экономия достигаемая за счёт снижения трудоёмкости на поставленные работы составляет 21479,27 руб., а срок окупаемости равен 3,3 года, что допустимо в данной конструкции.

5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Задачей данного раздела является выявление всех опасных и вредных производственных факторов, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации двухзвенного транспортера, а также выяснение способов снижения травматизма и обеспечение безопасности на высоком уровне.

5.1 Требования безопасности при ремонте главной передачи

Охрана труда и техника безопасности – это комплекс мероприятий и соответствующих приемов выполнения работ, обеспечивающих сохранение здоровья работающих на производстве.

Создание безопасных условий труда должно быть определяющим в любой сфере производственной деятельности человека. И тем более там, где работа связана с повышенной опасностью для здоровья человека.

В России существует государственная Система стандартов безопасности труда, устанавливающая общие требования безопасности работ (ГОСТ 12.3.017–85), которые проводятся на автотранспортных предприятиях, станциях ТО и специализированных центрах при всех видах технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР) грузовых и легковых автомобилей, автобусов, тягачей, прицепов и полуприцепов (далее – автомобилей), предназначенных для эксплуатации на дорогах общей сети России.

За обеспечением безопасных условий труда ведут наблюдение прокуратура, госсанинспекция, гортехнадзор, пожарная инспекция и другие службы государственного контроля. Ответственность за выполнение всего объема задач по созданию безопасных условий труда возлагается на руководство автотранспортного предприятия в лице директора и главного инженера.

Все лица, поступающие на работу, проходят вводный инструктаж по технике безопасности и производственной санитарии, который является

первым этапом обучения технике безопасности на данном предприятии. Вторым этапом обучения является инструктаж на рабочем месте, проводимый с целью усвоения рабочим безопасных приемов труда непосредственно по той специальности и на том рабочем месте, где он должен работать. При выполнении работ повышенной опасности проводятся повторные инструктажи через определенные промежутки времени, но не реже одного раза в 3 месяца.

Дополнительный (внеплановый) инструктаж проводится при нарушении работающим правил и инструкций по технике безопасности, технологической и производственной дисциплины, а также при изменении технологического процесса, вида работ и типа обслуживаемых автомобилей. Все виды инструктажей записываются в специальные журналы, которые хранятся у руководителя предприятия, цеха или производственного участка.

При техническом обслуживании редуктора необходимо соблюдать технику безопасности. Работать только с исправным инструментом, в проветриваемом помещении, в специальной одежде. При проливании масла на пол удалять его надо с помощью опилок или песка. Не курить рядом с местом проведения ремонтных работ, а также не использовать в близи сварочный аппарат и другие агрегаты которые могут вызвать воспламенение масла. Отработанное масло сливается в специальные сосуды, после чего сдаётся на вторичную переработку. После окончания работы положить инструменты на их рабочее место хранения [4].

Техническое обслуживание главной передачи необходимо выполнять в специально предназначенных местах (постах) с применением устройств, приспособлений, оборудования и слесарно-монтажного инструмента, предусмотренных для конкретного вида работы.

Слесарно-монтажные инструменты, применяемые на постах ТО, должны быть исправными. Не допускаются использование гаечных ключей с изношенными гранями и несоответствующих размеров, применение рычагов для увеличения усилий затягивания резьбового соединения, а также зубила и молотка в этих целях. Рукоятки отверток, напильников, ножовок должны быть

изготовлены из пластмассы или дерева, на их поверхностях не должно быть сколов. Деревянные рукоятки во избежание раскалывания должны иметь металлические скрепляющие кольца.

Для осмотра автомобилей необходимо применять только переносные безопасные лампы напряжением 36 В с предохранительными сетками. При работе в осмотровых канавах напряжение ламп не должно превышать 12 В.

5.2 Требования безопасности, предъяляемые к конструкции главной передачи

При техническом обслуживании и ремонте автомобилей необходимо соблюдать требования соответствующих государственных стандартов, Санитарных правил организации технологических процессов и гигиенических требований к производственному оборудованию, Положения о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта, Правил технической эксплуатации подвижного состава автомобильного транспорта, Правил по охране труда на автомобильном транспорте и Правил пожарной безопасности для предприятия автомобильного транспорта общего пользования РФ [18].

Должна быть обеспечена возможность проведения регулировки и технического обслуживания машины и (или) оборудования, не подвергая персонал опасности в условиях, предусмотренных изготовителем.

При разработке (проектировании) и изготовлении машин и (или) оборудования ответственные лица должны: устранять или уменьшать опасность; принимать меры для защиты от опасности; информировать потребителей о мерах защиты, указывать, требуется ли специальное обучение, и определять потребность в технических мерах защиты [11].

При разработке (проектировании) и изготовлении машин и (или) оборудования, а также при разработке руководства (инструкции) по

эксплуатации машины и (или) оборудования необходимо учитывать допустимый риск при эксплуатации машин и (или) оборудования.

При разработке (проектировании) и изготовлении машины и (или) оборудования необходимо использовать эргономические принципы для снижения влияния дискомфорта, усталости и психологического напряжения персонала до минимально возможного уровня. ТР ТС 010/2011 30 [19]

При разработке (проектировании) и изготовлении машины и (или) оборудования должны учитываться ограничения, накладываемые на действия оператора при использовании средств индивидуальной защиты.

Оборудование должно укомплектовываться в соответствии с руководством по эксплуатации необходимыми приспособлениями и инструментом для осуществления безопасных регулировок, технического обслуживания и применения по назначению [16].

Оборудование должно разрабатываться (проектироваться) и изготавливаться так, чтобы сырье, материалы и вещества, используемые при их изготовлении и эксплуатации, не угрожали безопасности жизни или здоровья человека, имуществу, окружающей среде, жизни или здоровью животных. При использовании жидкостей и газов должны исключаться опасности, связанные с их использованием.

Оборудование или каждая их часть должны упаковываться так, чтобы они могли храниться безопасно и без повреждения, иметь достаточную устойчивость [12].

Системы управления машиной и (или) оборудованием должны обеспечивать безопасность их эксплуатации во всех предусмотренных режимах работы и при всех внешних воздействиях, предусмотренных условиями эксплуатации. Системы управления должны исключать создание опасных ситуаций при возможных логических ошибках и из-за нарушения персоналом управляющих действий. В зависимости от сложности управления и контроля режима работы машин и (или) оборудования системы управления должны включать средства автоматического регулирования режимов работы или

средства автоматической остановки, если нарушение режима работы может явиться причиной создания опасной ситуации.

Органы управления машиной и (или) оборудованием должны быть: легко доступны и свободно различимы, снабжены надписями, символами или обозначены другими способами; ТР ТС 010/2011 32 сконструированы и размещены так, чтобы исключалось их непроизвольное перемещение и обеспечивалось надежное, уверенное и однозначное манипулирование ими; размещены с учетом требуемых усилий для перемещения, последовательности и частоты использования, а также значимости функций; выполнены так, чтобы их форма и размеры соответствовали способу захвата (пальцами, кистью) или нажатия (пальцем руки, ладонью, стопой); расположены вне опасной зоны, за исключением органов управления, функциональное назначение которых требует нахождения персонала в опасной зоне, и при этом принимаются дополнительные меры по обеспечению безопасности [15].

Необходимо принять меры для предотвращения случайной блокировки движущихся частей. В случае если, несмотря на принятые меры, блокировка может произойти, должны предусматриваться специальные инструменты для безопасного разблокирования. Порядок и методы разблокирования должны указываться в руководстве (инструкции) по эксплуатации, а на машину и оборудование должно быть нанесено соответствующее обозначение. ТР ТС 010/2011 37 38. Защитные и предохранительные устройства, используемые для защиты от опасности, вызванной движущимися деталями машины и (или) оборудования, должны выбираться исходя из анализа риска. Защитные и предохранительные устройства должны: иметь прочную устойчивую конструкцию; быть безопасными; располагаться на соответствующем расстоянии от опасной зоны; не мешать осуществлению контроля производственного процесса в опасных зонах; позволять выполнять работу по наладке и (или) замене инструмента, а также по техническому обслуживанию машин и (или) оборудования. Ошибки при сборке машины и (или) оборудования, которые могут быть источником опасности, необходимо

исключить [20]. Если это невозможно, должны быть нанесены предупреждения непосредственно на машину и (или) оборудование. ТР ТС 010/2011 39 Информация о возможных ошибках при повторной сборке должна быть приведена в руководстве (инструкции) по эксплуатации. Необходимо исключить опасность, вызванную смешением жидкостей и газов и (или) неправильным соединением электрических проводников при сборке. Если это невозможно, информацию об этом необходимо указать на трубках, кабелях и (или) на соединительных блоках. Должны быть приняты меры для устранения опасности, вызванной контактом или близостью к деталям машины и (или) оборудования либо материалам с высокими или низкими температурами. Необходимо оценить опасность выброса из машин и (или) оборудования рабочих и отработавших веществ, имеющих высокую или низкую температуру, а при наличии опасности должны быть приняты меры для ее уменьшения. Необходимо обеспечить защиту от травм при контакте или непосредственной близости с частями машины и (или) оборудования либо использовании в работе веществ, которые имеют высокую или низкую температуру. Металлические поверхности ручных инструментов, металлические ручки и задвижки машин и (или) оборудования должны покрываться теплоизолирующим материалом. Температура металлических поверхностей оборудования при наличии возможного (непреднамеренного) контакта открытого участка кожи с ними должна быть в пределах допустимых значений. Машина и (или) оборудование должны разрабатываться (проектироваться) так, чтобы отсутствовала опасность пожара или перегрева, вызываемого непосредственно машиной и (или) оборудованием, газами, жидкостями, пылью, парами или другими веществами, производимыми либо используемыми машиной и (или) оборудованием. Машина и (или) оборудование должны разрабатываться (проектироваться) так, чтобы отсутствовал недопустимый риск от взрыва, вызываемого непосредственно машиной и (или) оборудованием, газами, жидкостями, пылью, ТР ТС 010/2011 40 [11] парами или другими веществами, производимыми либо используемыми машиной и (или) оборудованием, для чего необходимо:

избегать опасной концентрации взрывоопасных веществ; вести непрерывный автоматический контроль за концентрацией взрывоопасных веществ [14]; предотвращать возгорание потенциально взрывоопасной среды; минимизировать последствия взрыва. При разработке (проектировании) машин и (или) оборудования необходимо обеспечить параметры шума, инфразвука, воздушного и контактного ультразвука, не превышающие допустимые при эксплуатации машин и (или) оборудования [21]. При разработке (проектировании) машин и (или) оборудования необходимо обеспечить допустимые параметры производимой вибрации на персонал. В проекте машины и (или) оборудования должен обеспечиваться допустимый риск, вызываемый воздействием производимой вибрации на персонал [20]. В случае если несмотря на принятые меры имеется опасность, машина и (или) оборудование должны снабжаться предупредительными надписями (знаками), которые должны быть понятны и составлены на русском языке и на государственном(ых) языке(ах) государства-члена Таможенного союза при наличии соответствующих требований в законодательстве(ах) государства(в)-члена(ов) Таможенного союза [13].

5.3 Мероприятяи по созданию безопасных условий экплуатации и ремонта

Перед выездом на линию водитель должен пройти предрейсовый медосмотр и получить соответствующую отметку в путевом листе. А также получить у администрации путевой лист и инструктаж об условиях работы на линии и особенностях перевозимого груза.

Совместно с механиком контрольно-пропускного пункта проверить техническую исправность и укомплектованность автомобиля и получить соответствующую отметку в путевом листе. При осмотре особое внимание обратить на:

- исправность аккумуляторной батареи, стартера, тормозов, рулевого управления, освещения, сигнализации, дверей кабины, отопительного устройства, запоров бортов, глушителя и плотность его соединения и т.д.;

- отсутствие утечки топлива, масла, охлаждающей жидкости;

- давление воздуха в шинах и их исправность;

- надлежащую укомплектованность автомобиля необходимыми инструментами, приспособлениями, инвентарем и их исправность.

При пуске двигателя водитель должен проверить, заторможен ли автомобиль стояночным тормозом, поставлен ли рычаг переключения передач (контролера) в нейтральное положение. Использовать пусковую рукоятку только при временной неисправности стартера и при пуске двигателя после ремонта.

Осуществлять пуск двигателя только с установленным воздушным фильтром.

Проявлять особую осторожность при заливке горячей воды в систему охлаждения (применять исправную тару под горячую воду, очищать бампер от грязи, снега, наледи и т.д.).

Проверить герметичность системы питания, а также проверить подкапотное пространство.

Перед пуском двигателя необходимо отключить и отсоединить элементы подогрева.

Водителю запрещается:

- производить пуск двигателя путем буксировки;

- подогревать двигатель, коробку передач открытым огнем;

- эксплуатировать автомобиль со снятыми фильтрующими элементами [12].

Техническое состояние, оборудование и укомплектованность автомобилей всех типов, марок, назначения (включая эксплуатируемые вместе с ними прицепы и полуприцепы), всех других механических транспортных средств с приводом по мощности, эквивалентной мощности

двигателя внутреннего сгорания с рабочим объемом цилиндров 50 см^3 и более и имеющих максимальную конструктивную скорость более 50 км/час, находящихся в эксплуатации, должны соответствовать требованиям, определенным Перечнем неисправностей и условий, при которых запрещается эксплуатация транспортных средств, настоящих Правил, техническим условиям предприятия-изготовителя.

На линию транспортные средства выпускаются технически исправными и имеющими опрятный внешний вид, свидетельством чего является отметка в техническом паспорте о прохождении ежегодного технического осмотра и выданный на руки водителю оформленный в установленном порядке путевой лист.

Если транспортное средство каким-либо образом окажется в небезопасном состоянии или в состоянии, способном создать угрозу безопасности труда, оно выводится из эксплуатации до тех пор, пока не будет снова приведено в полностью исправное с точки зрения безопасности состояние.

Каждое транспортное средство имеет государственный номерной знак или регистрационный номер организации. На борту или платформе транспортного средства указывается его номинальная грузоподъемность.

Вывод по главе 5:

В данном разделе выпускного квалификационного проекта представлена информация о требования к сцеплению, безопасности при ремонтных работах. Собраны и описаны необходимые данные по безопасности работы с данным видом сцепления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе работы над выпускной квалификационной работой был произведен расчет двойной главной передачи.

В результате кинематического анализа было определено передаточное отношение от карданного вала к ведущим колесам заднего моста, на основании которого было определено передаточное отношение двойной главной.

По результатам силового и геометрического расчетов, для главной передачи, были определены основные параметры зубчатых колес, после чего были проведены проверочные расчеты на прочность.

Для выбора подшипников сначала были намечены схемы валов и по посадочным диаметрам валов предварительно назначены подшипники и схемы их установки. По результатам предварительной компоновки были уточнены длины участков валов, после чего были определены все силы, действующие на каждый вал и реакции опор валов. В результате проверки динамической грузоподъемности было установлено, что все ранее принятые подшипники оказались пригодны.

После прочностных расчетов валов были определены коэффициенты запаса прочности для опасных сечений. Во всех случаях прочность соблюдена.

После конструкторской проработки проекта были разработаны мероприятия по эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Адамчук, А.М., Экономика предприятия: учебник для вузов / А.М. Адамчук. – Старый Оскол, 2010. – 455 с.

2 Анурьев, В.И. Справочник конструктора - машиностроителя: В 3-х т. М.: Машиностроение, 2009.

3 Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – 5-е изд., перераб. и доп. том 3. – М.: Машиностроение, 2009. – 559 с.

4 Бураев, Ю.В. Безопасность жизнедеятельности на транспорте: учебное пособие для студентов высших учебных заведений. – М.: Академия, 2004. – 288 с.

5 Власов, В.М. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей. – М.: Академия, 2008. – 280 с.

6 Иванов, М.И. Детали машин, пятое издание, переработанное – М.: Высшая школа, 2006. – 460 с.

7 Баженов, С.П. Основы эксплуатации и ремонта автомобилей и тракторов: учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности "Автомобиле- и тракторостроение" направления подготовки дипломированных специалистов "Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы». – Москва: Академия, 2010 – 328 с.

8 Петросов, В.В. Ремонт автомобилей и двигателей: учебник для студентов образовательных учреждений среднего профессионального образования, обучающихся по специальности 190604 "Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта". – Москва: Академия, 2010.- 222 с.

9 Решетов, Д.Н. Детали машин учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2007. – 496 с.

10 Хасанов, Р.Х. Основы технической эксплуатации автомобилей: учебное пособие / Р.Х. Хасанов – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2003. – 193 с.

11 ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация: утв. приказом Ростехрегулирования – введ.- 1976.01.01.– М.: Издательство стандартов, 1974 - 23 с.

12 ГОСТ 12.0.230-2007. Межгосударственный стандарт. Система стандартов безопасности труда. Системы управления охраной труда. Общие требования: утв. приказом Ростехрегулирования – введ. – 2009.07.01. – М.: Издательство стандартов, 2007 - 27 с.

13 ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования: утв. приказом Ростехрегулирования – введ.- 1992.07.01.– М.: Издательство стандартов, 1991 - 20 с.

14 ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда. М. Стандартинформ, 2008

15 ГОСТ 12.4.021-75. ССБТ. Системы вентиляционные. Общие требования: утв. приказом Ростехрегулирования – введ.- 1977.01.01.– М.: Издательство стандартов, 1977 - 22 с.

16 ГОСТ 31191.1-2004 Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. М.: Стандартинформ, 2010

17 ГОСТ. 12.1.029-80 Средства и методы защиты от шума. М.: ИПК Издательство стандартов, 2001

18Комментарий к ФЗ «О техническом регулировании» (постатейный) – изд. 3 перераб. и доп. / под ред. Т.А. Гусева, Л.Е. Чапкевич. – М.: ЗАО Юстицинформ, 2008. – 436 с.

19О страховых взносах в Пенсионный фонд Российской Федерации, Фонд социального страхования Российской Федерации, Федеральный фонд обязательного медицинского страхования и территориальные фонды обязательного медицинского страхования: Федеральный закон Российской Федерации от 24 июля 2009 г. № 212-ФЗ // Российская газета. – 2009. – 28 июля. – № 137. – С. 4.

20О классификации основных средств, включаемых в амортизационные

группы: постановление Правительства от 1 января 2002 г. №1 // Российская газета, 2002. – 9 января. – №3. – С. 10.

21ОНТП-01-91. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта: утв. Росавтотранс – введ. - 1991.08.07. – М.: Гипроавтотранс, 1991. – 184 с.

22 СТО ЮУрГУ 04-2008. Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. общие требования к содержанию и оформлению.