

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование кафедры)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль) / специализация)

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА  
(ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)**

на тему Раздаточная коробка с дифференциалом повышенного трения для  
полноприводного автомобиля УАЗ "Патриот"

Студент

П.И. Кузнецов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. пед. наук, доцент Л.А. Угарова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Консультанты

канд. техн. наук, доцент А.Н. Москалюк

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. экон. наук, доцент О.М. Сярдова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

## Аннотация

Дипломный проект выполнен на тему: «Раздаточная коробка с дифференциалом повышенного трения для полноприводного автомобиля УАЗ «Патриот».

Пояснительная записка содержит пять разделов, введение и заключение, список используемой литературы и используемых источников, приложения, всего 104 страницы с приложениями. Графическая часть содержит 8 листов формата А1, выполненных в универсальной системе автоматизированного проектирования Компас 3D. Проект полностью соответствует выданному заданию.

В качестве конструкторской разработки предложена собственная схема и конструкция раздаточной коробки с дифференциалом повышенного трения типа Torsen T-2 для полноприводного автомобиля УАЗ «Патриот».

В первом разделе выполнен обзор и анализ конструкций раздаточных коробок и дифференциалов.

Во втором разделе выполнен тягово-скоростной и топливно-экономический расчеты, конструкторские расчеты раздаточной коробки, валов привода переднего и заднего мостов, дифференциала.

В третьем разделе рассмотрено техническое обслуживание агрегатов трансмиссии – диагностические, регулировочные, смазочные операции.

В четвертом разделе рассмотрены вопросы, касающиеся безопасности и экологичности проекта.

В последнем разделе ВКР приведена технико-экономическая эффективность проекта.

В заключении сделаны выводы по ВКР.

## **Abstract**

The topic of the graduation work is: «The design development of the transfer case with a limited slip differential of the Torsen T-2 type for an all-wheel drive vehicle UAZ «Patriot».

The explanatory note consists of 5 parts, introduction and conclusion, list of references, 1 appendix, totally 104 pages with appendix. The graphic part is on 8 A1 sheets, which executed in the computer-aided modeling system KOMPAS-3D. The graduation project is fully consistent with the issued assignment.

As a design development we proposed the original scheme and design of a transfer case with limited slip differential of the Torsen T-2 type for an all-wheel drive vehicle UAZ «Patriot».

The first part provides an overview and analysis of the transfer case and differential designs.

In the second part, the traction-speed and fuel-economic calculations, design calculations of the transfer case, drive shafts of the front and rear axles, differential were performed.

The third part dealt with the transmission units maintenance – diagnostic, adjustment, greasing operations.

In the fourth part we concentrated on issues related to the safety and environmental friendliness of the project.

The last section of the graduation work showed the technical and economic efficiency of the project.

In the conclusion the results of the study were reported.

## Содержание

Введение.....	5
1 Состояние вопроса .....	8
1.1 Обзор и анализ раздаточных коробок.....	8
1.2 Обзор и анализ дифференциалов.....	16
2 Конструкторская часть .....	25
2.1 Тягово-скоростной и топливно-экономический расчеты .....	25
2.2 Расчет раздаточной коробки .....	38
2.3 Расчет вала привода переднего моста.....	53
2.4 Расчет вала привода заднего моста .....	56
2.5 Расчет дифференциала .....	64
3 Техническое обслуживание агрегатов трансмиссии .....	73
3.1 Выполнение диагностики.....	73
3.2 Регулировочные операции .....	74
3.3 Смазка агрегатов трансмиссии .....	75
4 Производственная и экологическая безопасность проекта .....	76
4.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот».....	76
4.2 Определение профессиональных рисков .....	78
4.3 Мероприятия по снижению профессиональных рисков.....	79
4.4 Пожарная безопасность .....	85
4.5 Экологическая безопасность технологического процесса ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот».....	87
5 Экономическая эффективность проекта.....	90
Заключение .....	96
Список используемой литературы и используемых источников.....	97
Приложение А Спецификация.....	101

## Введение

Ситуация на мировом автомобильном рынке полноприводных и грузопассажирских автомобилей характеризуется на сегодняшний день выпуском всеми ведущими автомобилестроительными фирмами широких гамм моделей автомобилей полной массой (от 2,5 т – одиночные малотоннажные автомобили до 44 т и более – автопоезда) с большим количеством модификаций. При этом главной задачей фирм в условиях жесткой конкуренции является борьба за потребителя – путем максимального удовлетворения его потребностей. В результате каждому виду транспортных работ соответствует такой автомобиль, который может выполнить ее с наибольшей эффективностью. Для таких ведущих мировых производителей полноприводных автомобилей, как Даймлер-Крайслер, БМВ, Ровер, Ауди сегодня является нормальным иметь, в каждой подгруппе по полной массе автомобилей своей гаммы, от 3 до 4 модификаций по базе к длине, а, следовательно, несколько разновидностей схем расположения посадочных мест и использования грузовместимости. Не менее трех различных модификаций двигателей, сцеплений, коробок передач, до 10 модификаций задних мостов. При этом надо отметить очень высокий технический уровень современных полноприводных автомобилей, их комфорт, экономичность, соответствие экологическим нормам, которые становятся все жестче.

Учитывая все вышеперечисленное, целью дипломного проекта является разработка современного автомобиля, способного составить конкуренцию автомобилям своего класса, как на внутреннем, так и на внешнем рынке. Подробно в проекте разрабатываются раздаточная коробка с дифференциалом повышенного трения типа Torsen T-2. Разработанный агрегат имеет высокие показатели долговечности и ремонтпригодности. При его проектировании были учтены современные достижения в практике автомобилестроения.

Разработанный узел обладает высокой технологичностью. Учитывается возможность применения современных технологий при изготовлении вышеназванного узла.

Проведенные расчеты в организационно-экономическом разделе проекта показывают экономическую целесообразность производства спроектированного узла.

Автомобиль в целом отвечает современным требованиям по безопасности.

Проектируемый автомобиль является автомобилем повышенной проходимости. Эти автомобили представляют основную наиболее многочисленную группу армейских автомобилей, кроме того, они с успехом могут быть использованы и в городе. Проектируемый автомобиль будет использоваться для перевозки в тяжелых дорожных условиях пассажиров и грузов, в городских условиях может использоваться как развозной фургон или инкассаторский автомобиль.

Проектируемый автомобиль отвечает следующим требованиям:

- простота конструкции,
- надежность,
- долговечность,
- относительно малые габариты,
- простота обслуживания и ремонта,
- высокая экономичность.

Кроме того, учитывая назначение автомобиля, к нему предъявляются специфические требования:

- высокий уровень унификации агрегатов, узлов, механизмов и деталей;
- транспортабельность (возможность перевозки автомобиля на самолетах, судах и железнодорожных платформах);
- хорошая проходимость по грунтовым дорогам и вне дорог;

- приспособленность к эксплуатации в различных климатических районах;
- удобство и легкость управления автомобилем.

Проектируемый автомобиль в полной мере отвечает вышеперечисленным требованиям. Конструкция автомобиля обеспечивает работоспособность в интервалах температур от минус 45°С до плюс 40°С, при относительной влажности воздуха до 98% при плюс 25°С, запылённости воздуха до 1 г/м и скорости ветра до 20 м/с.

На автомобиле установлен бензиновый двигатель ЗМЗ-4062, рассчитанный на бензин марок АИ-92, АИ-93.

Запас хода проектируемого многоцелевого автомобиля повышенной проходимости не менее 700 км.

## **1 Состояние вопроса**

### **1.1 Обзор и анализ раздаточных коробок**

«Раздаточная коробка предназначена для передачи и распределения крутящего момента к нескольким ведущим мостам автомобиля.

Для раздаточной коробки автомобиля повышенной проходимости функция распределения крутящего момента обычно не является единственной. Такие автомобили имеют высокие опорно-сцепные качества, что достигается за счет оптимального (при одинаковой ошиновке колес) распределения массы по ведущим колесам. Высокие опорно-сцепные качества таких автомобилей позволяют им реализовывать на ведущих колесах весьма значительные крутящие моменты, для получения которых необходимо иметь большое передаточное число в трансмиссии. В целях удешевления производства, большинство автомобилей повышенной проходимости выпускается на базе серийных автомобилей ограниченной проходимости. В трансмиссии таких автомобилей используется серийная коробка передач, передаточное число низшей передачи которой имеет относительно малое значение, недостаточное для того, чтобы автомобиль повышенной проходимости мог полностью реализовать высокие опорно-сцепные качества. Кроме того, для эффективной работы автомобиля повышенной проходимости диапазон передаточных чисел его трансмиссии должен быть примерно вдвое шире, что не позволяет коробка передач базового автомобиля» [1].

«Расширение передаточных чисел в трансмиссии автомобиля повышенной проходимости, в которой используется серийная коробка передач, и увеличение ее максимального передаточного числа достигается введением в раздаточную коробку дополнительной пары шестерен. Эта пара шестерен называется понижающей передачей или демультипликатором. Демультипликатор включается тогда, когда автомобиль попадает в тяжелые

дорожные условия. Его наличие позволяет удвоить количество передач в трансмиссии, увеличивая их значения на каждой, в том числе и первой, ступени серийной коробки передач» [2].

«На оригинальных автомобилях (не имеющих дорожных прототипов) повышенной проходимости коробки передач обычно проектируются с учетом более широкого диапазона передаточных чисел в трансмиссии, поэтому раздаточная коробка может и не иметь понижающей передачи» [3].

«Раздаточные коробки независимо от их конструктивной схемы должны удовлетворять следующим требованиям:

- распределять крутящий момент по ведущим мостам таким образом, чтобы обеспечивалась наилучшая проходимость автомобиля;
- иметь возможность создания больших передаточных чисел для преодоления повышенных сопротивлений движению автомобиля;
- иметь устройства, предотвращающие перегрузку деталей трансмиссии при включении демультпликатора;
- не создавать повышенных уровней шума;
- иметь высокий КПД» [35].

«Основным признаком классификации раздаточных коробок является тип привода. Если все выходные валы раздаточной коробки имеют жесткую механическую связь, привод называется блокированным. Если связь выходных валов раздаточной коробки обеспечивается через дифференциал, привод называется дифференциальным. Существуют также раздаточные коробки, обеспечивающие временное подключение одной из ветвей трансмиссии посредством автоматических устройств отбора мощности.

В соответствии с конструктивной схемой трансмиссии раздаточные коробки могут отличаться числом выходных валов: обычно их два, но при параллельном приводе ведущих мостов грузового автомобиля может быть и три» [2].

«Преимуществами блокированного привода являются простота и так называемая автоматичность перераспределения крутящего момента.

Последнее на автомобилях с заблокированным приводом проявляется при попадании одного из колес какого-либо ведущего моста на скользкий участок дороги. Колесо в этом случае лишается возможности реализовывать большой крутящий момент и создавать значительную силу тяги. Из-за наличия межколесного дифференциала большой крутящий момент не сможет реализовать и другое колесо этого моста и весь мост в целом. Однако при заблокированном приводе момент, передаваемый другому мосту, автоматически увеличится, если этот мост по условиям сцепления колес с дорогой сможет его реализовать. Увеличение крутящего момента при этом будет равно уменьшению его на колесах моста, находящегося на скользком участке дороги» [4].

«Автоматическое перераспределение крутящих моментов обеспечивает максимально возможную проходимость автомобиля в случае попадания на участок дороги с малым коэффициентом сцепления хотя бы одного из ведущих мостов. Однако при движении автомобиля с заблокированными межосевым и межколесным дифференциалами на дороге с высоким коэффициентом сцепления возникает неизбежное кинематическое рассогласование между жестко связанными между собой ведущими колесами, вынужденными проходить разные пути при вращении с одинаковыми угловыми скоростями, что приводит к возникновению силовой неуравновешенности в приводе. Рассмотрим это явление на примере заблокированного привода колес ведущих мостов» [20].

«Все возможные виды кинематических рассогласований можно с известной долей условности разделить на две основные категории:

- кинематическое рассогласование, вызванное неодинаковыми начальными радиусами колес;
- кинематическое рассогласование, вызванное разными расстояниями, проходимыми колесами переднего и заднего ведущих мостов.

«Первый вид рассогласования может быть вызван следующими основными причинами:

- погрешности при изготовлении шин,
- разное давление воздуха в шинах,
- разная степень износа шин» [2].

«Все перечисленные причины возможного кинематического рассогласования носят случайный характер, и его возможная величина может быть оценена только статически.

Второй вид рассогласования появляется обязательно при движении автомобиля в повороте. Величину кинематического рассогласования в этом случае можно определить как разницу радиусов колес ведущих мостов, потребную для их качения без скольжения и буксования.

На колесах ведущих мостов при движении с кинематическим рассогласованием, например на повороте, при заблокированном межосевом дифференциале возникают разные по величине, а при определенном значении кинематического рассогласования и по знаку касательной реакции. При этом в контуре, образованном дорогой, передними ведущими колесами, приводными валами колес, корпусами дифференциалов, карданными валами, валами и шестернями раздаточной коробки и задними ведущими колесами, циркулирует мощность, по величине значительно превышающая мощность, необходимую для преодоления внешнего сопротивления движению автомобиля» [33].

«Появление отрицательного момента на одном из ведущих мостов многоприводного автомобиля также весьма нежелательно, так как этот мост превращается из ведущего в тормозящий, что существенно увеличивает нагрузку (момент), действующую на другой мост. Циркулирующая мощность увеличивает нагрузки в трансмиссии, потери энергии, затрачиваемой на движение автомобиля, износы деталей трансмиссии и шин, а также расход топлива. Поэтому в раздаточных коробках с заблокированным приводом предусматривают наличие механизмов отключения ведущих мостов

трансмиссии (в основном передних) при движении по твердым сухим дорогам» [2].

«Раздаточные коробки, обеспечивающие блокированный привод ведущих мостов, долгое время доминировали в автостроении, что казалось вполне оправданным, поскольку на хорошей дороге автомобиль уверенно перемещался и с одним ведущим мостом, а на плохой дороге, в случае применения дифференциального привода, дифференциал все равно приходится блокировать для обеспечения должной проходимости. Таким образом, межосевой дифференциал оказывался лишним. Однако в дальнейшем было установлено, что при наличии переднего ведущего моста с дифференциальным приводом на хорошей дороге выгоднее двигаться со всеми постоянно включенными ведущими мостами.

Одной из причин является то, что при работе автомобильного колеса в ведущем режиме, кроме «силовых» потерь при качении, вызванных гистерезисными потерями в шине, в связи с ее постоянной радиальной деформацией, имеют место так называемые скоростные потери, связанные с тангенциальной деформацией беговой дорожки шины при передаче крутящего момента, которая приводит к уменьшению кинематического радиуса колеса. Таким образом, скоростные потери в шине ведущего колеса представляют собой уменьшение скорости автомобиля при заданной частоте вращения колеса, вызванное уменьшением его радиуса качения из-за тангенциальной деформации беговой дорожки шины при передаче колесом тяговой силы.

Поскольку мощность представляет собой произведение силы на скорость, то мощность, потерянная из-за скоростных потерь, представляет собой произведение потерянной скорости на силу тяги колеса.

Таким образом, мощность скоростных потерь пропорциональна квадрату развиваемой колесом тяговой силы. Следовательно, чем больше колес развивают суммарную силу тяги автомобиля, тем меньше суммарные скоростные потери у ведущих колес автомобиля. Например, у двухосного

автомобиля с равным распределением нагрузки по мостам при движении с одним ведущим мостом скоростные потери будут вдвое больше, чем при движении с двумя ведущими мостами с дифференциальным приводом мостов. К тому же полноприводный автомобиль с дифференциальным приводом мостов имеет лучшие показатели по управляемости и устойчивости. Все это привело к тому, что в последних конструкциях полноприводных автомобилей чаще применяется дифференциальный привод мостов.

Однако при дифференциальном приводе мостов обязательно предусматривается возможность блокировки межосевого дифференциала для повышения проходимости в тяжелых дорожных условиях. Таким образом, при дифференциальном приводе, и при включенном приводе дополнительных ведущих мостов возможно движение с заблокированным приводом мостов» [9].

«Циркуляция мощности ведет, как уже отмечалось, к повышенным потерям и дополнительному износу элементов привода, поэтому конструкторы часто для исключения возможности появления этого режима принимают меры по автоматическому включению и выключению дополнительного ведущего моста или по автоматической блокировке или разблокировке межосевого дифференциала.

Автоматическое включение переднего ведущего моста может быть осуществлено с помощью муфты свободного хода (далее – МСХ). МСХ устанавливается обычно в приводе переднего моста. Редуктор главной передачи переднего моста в этом случае имеет несколько большее в сравнении с редуктором главной передачи заднего моста передаточное отношение. При движении по хорошей дороге, когда колеса заднего моста катятся без пробуксовывания, ведущая часть муфты свободного хода опережает ведомую и не передает крутящий момент на передний мост. Его колеса катятся в ведомом режиме. Если колеса заднего моста начинают пробуксовывать при попадании на дорожную поверхность с низким

коэффициентом сцепления, ведущая часть МСХ догоняет ведомую, муфта замыкается и передний мост включается в работу. Следует отметить, что при правильно выбранном соотношении передаточных чисел редукторов мостов включение переднего моста в работу произойдет при той величине буксования колес заднего моста, при которой они развивают максимальную силу тяги, что обеспечивает максимальное повышение проходимости» [34].

«Однако такая конструктивная схема имеет ряд недостатков:

- при крутом повороте, когда передние колеса, катящиеся по большему радиусу, вынуждены вращаться заметно быстрее задних, включение их в работу возможно только при существенном буксовании задних колес, которое обычно сопровождается срывом верхнего слоя грунта и уменьшением при этом коэффициента сцепления;
- при движении задним ходом муфта свободного хода замыкается, так как привод передних колес имеет большее передаточное число, и они, вращаясь с меньшей скоростью по сравнению с задними, работают в тормозном режиме. Это особенно опасно при движении по мягким и скользким дорогам, так как заметно снижает проходимость автомобиля;
- при движении по мягким грунтам к передним колесам желательно подводить большую мощность, затрачиваемую на деформацию грунта и образование колеи. Однако при использовании привода с МСХ дело обстоит наоборот – передние колеса включаются тогда, когда задние уже начинают буксовать;
- уменьшается возможность преодоления автомобилем единичных высоких препятствий, так как к ним передние колеса подходят в ведомом режиме. В ведущем режиме колеса автомобиля могут преодолеть значительно более высокие препятствия» [3].

«Вместо МСХ в приводе переднего моста может быть установлена вязкостная муфта. Вязкостную муфту можно применить и в качестве муфты блокировки дифференциала» [5].

«Возможны две принципиальные схемы раздаточных коробок, имеющих два выходных вала. Первая предусматривает привод заднего моста от верхнего вала, вторая – от нижнего. Первая схема используется преимущественно в раздаточных коробках с заблокированным приводом колес, так как на основном режиме движения при выключенном приводе колес переднего моста и включенной высшей передаче шестерни не участвуют в работе. Поэтому КПД таких раздаточных коробок очень высок, а требуемый ресурс шестерен и, следовательно, их размеры и масса могли бы быть очень малыми. Однако при включении переднего моста с возникновением циркуляции мощности шестерни раздаточной коробки оказываются в круге циркуляции и нагружаются дополнительным крутящим моментом. Это требует увеличения размеров шестерен и уменьшает выигрыш в размерах и массе, который мог бы быть получен. Отсутствие в раздаточной коробке промежуточного вала позволяет уменьшить ее размеры, массу и стоимость, увеличить КПД при включенном переднем ведущем мосте. Однако при этом требуется применение дополнительной зубчатой муфты и усложняется механизм управления. Применение такого конструктивного решения повлекло за собой вращение карданных валов в разные стороны, что учитывается соответствующей компоновочной схемой главных передач. Вообще же вращение карданных валов раздаточной коробки в разные стороны желательно, так как при этом уменьшается реактивный момент на ее корпусе» [12].

«Раздаточные коробки, выполненные по второй схеме, имеют постоянно работающее одно или даже два зацепления шестерен, что снижает КПД трансмиссии и увеличивает износ шестерен. Однако такая схема чаще всего используется при дифференциальном приводе, поскольку установка

дифференциала на верхнем валу более сложна и требует дополнительных мероприятий по обеспечению его смазывания.

К достоинствам второй схемы следует также отнести то, что шестерни не нагружаются дополнительным моментом, если при заблокированном дифференциале возникает циркуляция мощности.

Еще одно преимущество выполненных по второй схеме раздаточных коробок состоит в том, что в них проще установить демультипликатор. В раздаточных коробках, построенных по первой схеме, это конструктивно более сложно» [14].

«Поскольку на автомобилях повышенной проходимости масса распределяется по ведущим мостам более или менее равномерно, к ведущим мостам необходимо подводить примерно одинаковые крутящие моменты. В этом случае при наличии дифференциального привода в раздаточных коробках автомобилей, имеющих колесную формулу 4×4, применяют симметричные межосевые дифференциалы. Если же на имеющем колесную формулу 4×4 автомобиле на задние колеса приходится заметно большая доля массы автомобиля, чем на передние (вследствие этого на задних колесах используется двойная ошиновка), или этот автомобиль имеет колесную формулу 6×6, то используются несимметричные дифференциалы. В таких случаях чаще всего крутящие моменты между выходными валами распределяются в отношении 1:2, то есть на более загруженные колеса подается больший крутящий момент» [2].

## **1.2 Обзор и анализ дифференциалов**

«Дифференциал – это механическое устройство, которое передает крутящий момент с одного источника на два независимых потребителя таким образом, что угловые скорости вращения источника и обоих потребителей могут быть разными относительно друг друга. Такая передача момента возможна благодаря применению так называемого планетарного механизма.

В автомобилестроении, дифференциал является одной из ключевых деталей трансмиссии» [22].

«Идеальной конструкцией дифференциала с точки зрения динамических свойств была бы такая, при которой крутящий момент, снимаемый с коленчатого вала двигателя и передаваемый корпусом дифференциала к ведущим мостам автомобиля, был бы пропорционален силам сцеплений каждого из колес с опорной поверхностью в различных условиях движения» [5].

«Основные требования, которые предъявляются к автомобильным дифференциалам сводятся к следующему:

- кинематические свойства дифференциала не должны нарушать закономерностей качения ведущих колес при криволинейном движении автомобиля;
- автомобиль, оснащенный дифференциалом должен отличаться легкой управляемостью. Сила трения, возникающая обычно внутри механизма вызывает стабилизирующий момент на колесах, для преодоления которого необходимо прикладывать к управляемым колесам некоторую силу, и чем эта сила меньше, тем легче управлять автомобилем;
- дифференциал должен иметь постоянный механический КПД;
- конструкция дифференциала должна быть простой и приемлемой для массового производства;
- интенсивность изнашивания элементов дифференциала должна быть малой» [17].

Классификация дифференциалов.

Дифференциалы, применяемые в автомобилях, можно классифицировать следующим образом.

В зависимости от назначения различают дифференциалы: межколесные, межосевые, межбортовые.

«По конструктивной схеме дифференциалы делятся на простые и сложные, а также симметричные и несимметричные. Учитывая степень автоматизации дифференциалов можно выделить дифференциалы без блокировки, с принудительной блокировкой, включаемой водителем, и самоблокирующиеся» [4].

«По конструкции дифференциалы можно разделить на:

- дифференциалы малого трения (конические и цилиндрические);
- дифференциалы повышенного трения (с дисками трения, кулачковые, с зубчатыми колесами);
- дифференциалы с гидравлическим сопротивлением, пульсирующие;
- дифференциалы с переменным передаточным числом;
- самоблокирующиеся дифференциалы (с помощью многодисковых муфт свободного хода или гидравлической муфты с вязкой жидкостью).

По конструкции основных элементов дифференциалы подразделяются на шестеренчатые, кулачковые и червячные. Шестеренчатые дифференциалы представляют собой трехзвенный планетарный механизм с отрицательным значением кинематического параметра  $p = -\frac{z_1}{z_2}$  ( $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев полуосевых шестерен)» [2].

«Кулачковые и червячные дифференциалы одновременно являются дифференциалами повышенного трения. При введении в конструкцию шестеренчатых дифференциальных устройств, повышающих внутреннее трение, можно преобразовать их в дифференциалы повышенного трения.

По характеру распределения крутящего момента между выходными валами дифференциалы делятся на симметричные (крутящий момент распределяется поровну с параметром  $p = -1$ ) и несимметричные (крутящий момент между выходными валами распределяется в некотором отношении  $p$ , не равном единице).

Значение параметра  $p$  для несимметричного дифференциала выбирается близким к значению отношения весовых нагрузок на соответствующие ведущие мосты. Дифференциалы такого типа применяются, главным образом, как межосевые, а по конструкции - цилиндрические» [5].

Коэффициент блокировки. Отношение момента на отстающем валу к моменту на забегающем валу характеризует распределение крутящих моментов между полуосями или мостами и называется коэффициентом блокировки.

«Увеличение коэффициента блокировки приводит к оптимальному использованию силы сцепления ведущих колес с грунтом, увеличению тяговой силы и улучшению проходимости автомобиля. Однако при высоких значениях коэффициента ухудшается управляемость автомобиля, возрастает износ шин, увеличивается нагрузка на одну из полуосей, снижается КПД передачи» [11].

«Симметричный конический дифференциал наиболее распространенный. Применяется на всех видах автомобилей.

Механизм дифференциала включает корпус, сателлиты и ось сателлитов или крестовину, полуосевые шестерни. Число сателлитов в дифференциале легковых автомобилей два, грузовых – четыре. В редких конструкциях встречаются три сателлита» [8].

Можно считать, что для такого дифференциала  $K = 1$ .

«К преимуществам простого дифференциала следует отнести:

- обеспечение устойчивости при движении по скользкой дороге и торможении двигателем благодаря равенству тангенциальных реакций на ведущих колесах;
- простоту устройства, малые размеры и массу, надежность, высокий КПД.

Отрицательным качеством является ограничение проходимости» [8].

«Симметричный цилиндрический дифференциал имеет большее число зубчатых колес, чем конический, более сложен в изготовлении, чем объясняется его сравнительно редкое применение в качестве межколесного дифференциала.

Симметричные межосевые дифференциалы. Симметричные межосевые дифференциалы, устанавливаемые между равнонагруженными мостами автомобилей, выполняют обычно коническими с возможностью блокировки с места водителя» [7].

Самоблокирующиеся дифференциалы.

Из многочисленных конструкций пульсирующих дифференциалов применение получил лишь шестеренчатый конический дифференциал.

«Шестеренчатый конический пульсирующий дифференциал включает в себя те же детали, что и простой конический дифференциал. Отличие в профиле зубьев. Коэффициент блокировки пульсирующего дифференциала переменный ( $K < 2 \dots 2,5$ ). Недостаточная величина коэффициента блокировки, не обеспечивающая значительного повышения проходимости, является одной из причин, ограничивающих его применение, несмотря на то, что из всех конструкций самоблокирующихся дифференциалов он самый простой и обладает высоким КПД. Следует также учитывать, что при вращении сателлита создается пульсация момента в трансмиссии, что также ограничивает допустимую величину коэффициента блокировки дифференциала. Условия сборки пульсирующего дифференциала такие же, как у конического дифференциала» [13].

Дифференциалы свободного хода (обгонные).

«Эти механизмы не всегда относят к дифференциалам, так как они не подчиняются закономерностям устанавливаемым кинематическим уравнением дифференциала. В этом случае жесткая кинематическая связь между полуосями отсутствует.

Дифференциал работает практически постоянно, что обусловлено наличием неровностей дороги, неравномерным износом шин, неодинаковой

нагрузкой на колеса и другими факторами, поэтому крутящий момент передается в большинстве случаев через одно колесо. Это может стать причиной ускоренного изнашивания шин – интенсивность изнашивания зависит от передаваемого момента. Коэффициент блокировки дифференциала свободного хода  $K_{\sigma} = \infty$ , что позволяет передавать тяговое усилие на одно колесо, когда второе вывешено или когда одна полуось сломалась» [7].

Конструктивно дифференциалы могут отличаться и подразделяются на шестеренчатые дифференциалы, шестеренчатые с фрикционными элементами, червячные, кулачковые (сухарными), гидравлические.

По рабочему процессу их можно разбить на три группы: с постоянным моментом трения, пропорциональным передаваемому моменту, с моментом трения пропорциональным квадрату разности угловых скоростей выходных валов.

Дифференциалы с постоянным моментом трения, создаваемым фрикционной муфтой, не имеют столь широкого применения, так как при небольшом моменте трения муфты они малоэффективны, а при большом – блокируются в широком диапазоне нагрузок, что может вызвать ускоренное изнашивание шин.

Шестеренчатый дифференциал Torsen.

Дифференциал Torsen (от Torque Sensing – чувствительный к моменту) представляет собой шестеренчатый дифференциал повышенного трения с коэффициентом блокировки, зависящим от передаваемого момента.

Существует три разновидности такого дифференциала:

- torsen T-1 (или тип A) – дифференциал, в котором полуосевые шестерни и сателлиты образуют гипсидные пары. При этом каждая полуось имеет собственные сателлиты, которые попарно связаны с сателлитами противоположной полуоси обычным прямозубым зацеплением. Диапазон блокировки может достигать от 2,5 до 5,0;

- torsen T-2 (или тип В) – дифференциал, в котором оси сателлитов параллельны между собой и параллельны полуосям. При этом парные сателлиты соединены между собой с внешней стороны солнечных шестерней. Такие дифференциалы имеют меньший диапазон блокировки (1,4...2,5), однако они более чувствительны к разнице передаваемого момента и срабатывают раньше (начиная, когда отношения моментов на полуосях становятся больше 1,4);
- torsen T-3 (или тип С) – дифференциал, планетарная структура конструкции которого позволяет сместить номинальное распределение момента в пользу одной из осей.

Дифференциал Torsen имеет все преимущества вязкостной муфты и не имеет ее недостатков:

- полностью механическое устройство, процесс блокировки происходит очень быстро в отличие от вязкостной муфты;
- работа дифференциала прямо противоположна работе обычного симметричного дифференциала – распределяет момент в пользу оси, которая имеет лучшее сцепление с дорогой;
- процесс блокировки имеет прогрессивную характеристику;
- дифференциал реагирует на разность моментов, и не пытается выровнять скорости вращения, тем самым не создает сложностей для нормального функционирования антиблокировочной системы тормозов (ABS) и других систем.

Недостатком дифференциала Torsen является сложность его изготовления.

Червячный дифференциал.

«Коэффициент блокировки этого дифференциала, у которого момент трения пропорционален передаваемому через дифференциал моменту, постоянный и определяется выражением:  $K_{\phi} = \frac{1}{hh}$ , где  $hh$  – произведение КПД четырех червячных пар, находящихся в зацеплении при передаче

крутящего момента от одной полуоси к другой, когда водило (корпус дифференциала) остановлено.

В выполненных конструкциях коэффициент блокировки часто был неоправданно высоким и доходил до  $K_{\sigma} = 20$ .

Червячный дифференциал самый сложный и дорогостоящий из всех типов дифференциалов. Он требует применения дефицитных материалов (сателлиты и червячные шестерни из оловянистой бронзы). В настоящее время применяется крайне редко» [7].

Кулачковые дифференциалы (сухарные).

«Кулачковые дифференциалы конструктивно могут выполняться с горизонтально и радиально расположенными сухарями. Сухари могут размещаться в один или два ряда. При однорядном размещении число кулачков на полуосевых элементах (звездочках) должно быть разным, при этом хотя бы один сухарь будет передавать усилие. При двухрядном размещении число кулачков одинаково, но один ряд сухарей относительно другого смещают на половину шага кулачков» [21].

Гидравлические дифференциалы.

«В гидравлических дифференциалах момент трения, как правило, зависит от квадрата разности угловых скоростей ведомых валов. Они могут применяться как межколесные, так и межосевые. Гидравлическим дифференциалам присущи некоторые недостатки, ограничивающие их применение: давление, создаваемое насосом должно быть высоким, что трудно осуществимо, гидравлическое сопротивление зависит от температуры масла» [7].

Предложенная конструкция раздаточной коробки хороша тем, что в ней присутствует дифференциал повышенного трения Torsen T-2, улучшающий некоторые характеристики автомобиля. Например, позволяет избежать кинематического рассогласования между ведущими колесами, вынужденными проходить разные пути и в тоже время сохраняет высокий коэффициент блокировки, который изменяется в зависимости от разности

моментов на выходных валах раздаточной коробки. Применение такого дифференциала позволяет избежать циркуляции мощности, улучшить устойчивость и управляемость, и в тоже время сохранить тяговые свойства автомобиля на дорогах с непостоянным коэффициентом сцепления колес с дорогой.

Также при установке данной раздаточной коробки на автомобиль, на котором установлены межколесные дифференциалы повышенного трения такого же типа или другие, не требуется принудительная блокировка межосевого дифференциала, что удешевляет и упрощает конструкцию раздаточной коробки.

Выводы по разделу:

В ходе выполнения первого раздела работы был проведен обзор конструкций и компоновочных схем раздаточных коробок передач и дифференциалов, используемых на автомобилях, а также проведен анализ достоинств и недостатков каждой из конструкции.

## 2 Конструкторская часть

### 2.1 Тягово-скоростной и топливно-экономический расчеты

В конструкторской части проводятся тягово-скоростной и топливно-экономический расчеты, проведены геометрические и прочностные расчеты по проектируемому узлу.

В качестве разрабатываемого узла выбрана раздаточная коробка автомобиля среднего класса с колесной формулой 4×4.

Характеристики автомобиля.

Максимальная скорость движения  $V_{\max} = 130$  км/ч.

Необходимая мощность для движения:

$$N_{\max} = \frac{1}{\eta_{mp}} \cdot [G_a \cdot f_0 \cdot (1 + A \cdot V_{\max}^2) + \frac{c_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\max}^2}{2 \cdot 3,6^2}] \cdot \frac{V_{\max}}{3,6 \cdot 1000}, \text{ кВт}, \quad (1)$$

где  $G_a$  – вес автомобиля, принимаем равным 25300 Н;

$\eta_{mp}$  – КПД трансмиссии, принимается равным 0,92;

$c_x$  – коэффициент аэродинамического сопротивления, принимаем равным 0,62;

$\rho$  – плотность воздуха, принимаем равным 1,25 кг/м<sup>3</sup>.

$$F = B_{\max} \cdot H, \quad (2)$$

$$F = 1,828 \cdot 1,935 = 3,537 \text{ м}^2.$$

$$N_{\max} = \frac{1}{0,92} \cdot [25300 \cdot 0,014 \cdot (1 + 4 \cdot 10^{-5} \cdot 130^2) + \frac{0,62 \cdot 1,25 \cdot 3,537 \cdot 130^2}{2 \cdot 3,6^2}] \times \\ \times \frac{130}{3,6 \cdot 1000} = 93,45 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель ЗМЗ-4062.10 мощностью 111,3 кВт

Выбор передаточного числа главной передачи.

$$i_0 = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_N}{V_{\max} \cdot i_{pk}}. \quad (3)$$

Размер шин: 225/75R16.

$$r_{ct} = \frac{d}{2} + B \cdot (1 - \lambda) \cdot \left(\frac{H}{B}\right) / 100, \quad (4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент радиальной деформации шины, для легковых автомобилей принимаем равным 0,15.

$$r_k = r_{ct} = \frac{0,406}{2} + 0,225 \cdot (1 - 0,15) \cdot 0,75 = 0,347 \text{ м.}$$

$$i_0 = \frac{0,377 \cdot 0,35 \cdot 5400}{130 \cdot 1} = 5,481.$$

Проверка по динамическому фактору на прямой передаче:

$$V_M = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_M}{i_0 \cdot i_{pk}}, \quad (5)$$

$$V_M = \frac{0,377 \cdot 0,35 \cdot 5000}{5,481 \cdot 1} = 120,37 \text{ км/ч;}$$

$$P_k^M = \frac{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_{pk} \cdot \eta_{mp}}{r_k}; \quad (6)$$

$$P_k^M = \frac{203 \cdot 5,481 \cdot 1 \cdot 5000}{0,35} = 2925 \text{ Н;}$$

$$D_{\max}^{\text{выси}} = \frac{P_k^M - P_w^M}{G_a}, \quad (7)$$

$$D_{\max}^{\text{выси}} = \frac{1925 - 1532}{25300} \cdot 100\% = 5,51\%.$$

Выбор передаточного числа первой передачи.

Первая передача выбирается из условия преодоления максимального подъёма:

$$\Psi_{\max} = f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}, \quad (8)$$

$$\Psi_{\max} = 0,014 \cdot \cos 16^\circ + \sin 16^\circ = 0,3.$$

$$P_{\Psi_{\max}} \leq P_{k1} \leq P_{\varphi_{\max}},$$

$$\frac{G_a \cdot \Psi_{\max} \cdot r_k}{M_{e_{\max}} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}} \leq i_l \leq \frac{G_a \cdot k_{cu} \cdot m_{g2} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{e_{\max}} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}, \quad (9)$$

где  $k_{cu}$  – коэффициент приходящейся массы на ведущие колёса, для полноприводного автомобиля коэффициент равен 1;

$m_{g2}$  – коэффициент динамического перераспределения реакций, принимаем равным 1;

$\varphi$  – коэффициент сцепления колеса с дорогой, равняется 0,6.

$$\frac{25300 \cdot 0,3 \cdot 0,35}{203 \cdot 5,481 \cdot 0,92} \leq i_l \leq \frac{25300 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 0,35}{203 \cdot 5,481 \cdot 0,92},$$

$$2,595 \leq i_l \leq 5,19.$$

Принимаем равным 3,78.

Передаточные числа других передач определяем по формуле:

$$i_k = \sqrt[n-1]{i_l^{n-k}}, \quad (10)$$

где  $n$  – число передач.

$$i_{II} = \sqrt[3]{3,78^{4-2}} = 2,467, i_{III} = 2,6;$$

$$i_{III} = \sqrt[3]{3,78^{4-3}} = 1,558, i_{IV} = 1,55;$$

$$i_{IV} = \sqrt[3]{3,78^{4-4}} = 1,0;$$

$$i_v = 0,82.$$

Передаточные числа раздаточной коробки:

- на высшей передаче – 1,
- на низшей передаче – 1,94.

Внешняя скоростная характеристика двигателя.

Внешняя скоростная характеристика двигателя представляет собой зависимость его мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала при максимальном открытии дроссельной заслонки.

В таблице 1 представлены параметры для построения внешней скоростной характеристики.

Таблица 1 – Параметры для построения внешней скоростной характеристики

Показатель	Значения									
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5400
$n$ , мин <sup>-1</sup>	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5400
$N_e$ , кВт	13	25	36,5	48,2	56	70	81	93	106	111,3
$M$ , Н·м	126	160	175	184	180	190	196	198	203	197
$g_e$ , г/кВт·ч	293	269	267	267	272	267	272	278	291	302

Тяговый баланс автомобиля.

Тяговый баланс автомобиля – зависимость тяговой силы на ведущих колесах для различных передаточных чисел в трансмиссии, а также сил сопротивления качению и воздуха от скорости движения.

Исходные данные:

- а) передаточные числа коробки передач и раздаточной коробки:

$$i_I = 3,78, i_{II} = 2,6, i_{III} = 1,55, i_{IV} = 1,0, i_v = 0,82, i_{\text{рквыси}} = 1,0, i_{\text{ркнизш}} = 1,94;$$

- б) передаточное число главной передачи:  $i_0 = 5,481$ ;

- в) коэффициент аэродинамического сопротивления:  $c_x = 0,62$ ;

- г) КПД трансмиссии:  $\eta_{mp} = 0,92$ ;

- д) габаритные размеры автомобиля:

- 1) высота 1935 мм,
- 2) ширина 1828 мм;
- е) полная масса автомобиля: 2530 кг;
- ж) распределение нагрузки по осям:
  - 1) передний мост – 10880 Н,
  - 2) задний мост – 14420 Н;
- з) радиус колеса 0,35 м.

Сила тяги автомобиля:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_0 \cdot i_{кп} \cdot i_{рк} \cdot \eta_{мп}}{r_k}, \quad (11)$$

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{кп} \cdot 5,48 \cdot 1 \cdot 0,92}{0,35} = 14,407 \cdot M_e \cdot i_{кп}$$

Скорость автомобиля:

$$V_M = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot \eta_e}{i_0 \cdot i_{кп} \cdot i_{рк}}, \quad (12)$$

Максимальная тяговая сила по сцеплению с опорной поверхностью представлена в таблице 2.

Таблица 2 – Максимальная тяговая сила по сцеплению с опорной поверхностью

Показатель	Значения			
	0,2	0,4	0,6	0,8
$P_\phi, H$	5060	10120	15180	20240

Расчет силы тяги на разных передачах представлен в таблице 3.

Таблица 3 – Расчет силы тяги на разных передачах

Показатель	Значения					
	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$n_e, \text{мин}^{-1}$	13312	18488,9	19017,2	20707,6	21447,1	20813,2
$P_{kpp}$	13312	18488,9	19017,2	20707,6	21447,1	20813,2
$P_{k1}$	6861,8	9530,4	9802,7	10674	11055,2	10728,5
$P_{k2}$	4719,8	6555,3	6742,6	7341,9	7604,1	7379,4
$P_{k3}$	2813,4	3907,9	4019,6	4376,9	4533,2	4399,2
$P_{k4}$	1815,3	2521,3	2593,3	2823,8	2924,6	2838,2
$P_{k5}$	1488,5	2067,4	2126,5	2315,5	2398,2	2327,3

Определение сил сопротивления движению автомобиля.

Расчет сил сопротивления качению:

$$P_{f1} = G_a \cdot f_{01} \cdot (1 + A \cdot V_a^2), \quad (12)$$

$$P_{f2} = G_a \cdot f_{02} \cdot (1 + A \cdot V_a^2).$$

Расчет силы аэродинамического сопротивления:

$$P_w = \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2}{2 \cdot 3,6^2}, \quad (13)$$

$$P_w = \frac{0,62 \cdot 1,25 \cdot 3,537}{2 \cdot 3,6^2} = 0,1057 \cdot V_a^2.$$

Расчет силы аэродинамического сопротивления на разных скоростях движения представлен в таблице 4.

Таблица 4 – Расчет силы аэродинамического сопротивления на разных скоростях движения

Показатель	Значения					
	20	40	60	80	100	120
$V_a, \text{км/ч}$	20	40	60	80	100	120
$P_{f1}$	359,8	376,8	405,2	444,8	495,8	558,2
$P_{f2}$	771,1	807,6	868,3	953,3	1062,6	1196,2
$P_w$	42,3	169,2	380,7	676,8	1057,5	1522,8

Динамическая характеристика автомобиля.

Динамическая характеристика автомобиля – это зависимость динамического фактора от скорости установившегося движения автомобиля.

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} \cdot 100\%. \quad (14)$$

Расчет динамической характеристики автомобиля на разных передачах представлен в таблице 5.

Таблица 5 – Расчет динамической характеристики автомобиля на разных передачах

Показатель	Значения					
	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$n_e$ , мин <sup>-1</sup>	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$V_{aIркв}$ , км/ч	3,28	6,56	9,85	13,13	16,41	17,73
$D_{Iркв}$ , %	52,61	73,06	75,13	81,78	84,66	82,13
$V_{aIIркв}$ , км/ч	6,37	12,74	19,11	25,47	31,84	34,39
$D_{IIркв}$ , %	27,1	37,6	38,59	41,92	43,27	41,91
$V_{aIIIркв}$ , км/ч	9,26	18,52	27,78	37,04	46,29	50
$D_{IIIркв}$ , %	18,62	25,77	26,33	28,45	29,16	28,12
$V_{aIVркв}$ , км/ч	15,53	31,06	46,59	62,13	77,66	83,87
$D_{IVркв}$ , %	11,02	15,04	14,98	15,69	15,4	14,45
$V_{aVркв}$ , км/ч	24,07	48,15	72,22	96,29	120,37	130
$D_{Vркв}$ , %	6,93	8,99	8,07	7,28	5,5	4,15
$V_{aVIркв}$ , км/ч	29,36	58,71	88,07	117,43	146,79	–
$D_{VIркв}$ , %	5,52	6,73	5,16	3,38	0,47	–

$$f = f_0 \cdot (1 + A \cdot V^2), \quad (6)$$

Расчет коэффициента сопротивления качению на разных скоростях движения представлен в таблице 6.

Таблица 6 – Расчет коэффициента сопротивления качению на разных скоростях движения

Показатель	Значения					
	20	40	60	80	100	120
$V_a$ , км/ч						
$f_1$	0,0142	0,0149	0,016	0,0176	0,0196	0,0221
$f_2;$	0,0304	0,0319	0,0343	0,0377	0,042	0,0473

Характеристика ускорений автомобиля.

Характеристика ускорений автомобиля представляет собой зависимость ускорения от скорости движения автомобиля на каждой передаче.

Исходные данные:

- момент инерции колеса – 1,382 кг·м<sup>2</sup>,
- момент инерции двигателя – 0,34 кг·м<sup>2</sup>,
- число колес – 4,
- коэффициент сопротивления качению – 0,014.

Расчетные формулы:

$$j = \frac{(D - f) \cdot g}{\delta_j}, \quad (15)$$

где  $\delta_j$  – коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс двигателя и колес.

$$\delta_j = 1 + \sigma_1 \cdot i_{кн}^2 \cdot i_{рк}^2 + \sigma_2 \quad (16)$$

$$\sigma_1 = \frac{I_e \cdot i_0^2 \cdot \eta_{мп} \cdot g}{G \cdot r_k^2}, \quad (17)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,34 \cdot 5,481^2 \cdot 0,92 \cdot 9,8}{25300 \cdot 0,35^2} = 0,02974,$$

$$\sigma_2 = \frac{n \cdot I_k \cdot g}{G \cdot r_k^2},$$

$$\sigma_2 = \frac{4 \cdot 1,382 \cdot 9,8}{25300 \cdot 0,35^2} = 0,0175.$$

Расчет коэффициента, учитывающего влияние инерции вращающихся масс двигателя и колес, представлен в таблице 7.

Таблица 7 – Расчет коэффициента, учитывающего влияние инерции вращающихся масс двигателя и колес

Показатель	Значения
$\delta_{IH}$	2,617
$\delta_{IB}$	1,442
$\delta_{IIB}$	1,218
$\delta_{IIB}$	1,089
$\delta_{IVB}$	1,047
$\delta_{IVB}$	1,037

Расчет ускорений представлен в таблице 8.

Таблица 8 – Расчет ускорений

Показатель	Значения					
$n_e, \text{мин}^{-1}$	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$j_{IH}, \text{м/с}^2$	1,917	2,683	2,761	3,01	3,118	3,023
$j_{IB}, \text{м/с}^2$	1,746	2,459	2,526	2,753	2,845	2,752
$j_{IIB}, \text{м/с}^2$	1,384	1,959	2,005	2,175	2,232	2,149
$j_{IIB}, \text{м/с}^2$	0,866	1,228	1,222	1,286	1,26	1,174
$j_{IVB}, \text{м/с}^2$	0,518	0,711	0,624	0,551	0,384	0,258
$j_{IVB}, \text{м/с}^2$	0,389	0,503	0,355	0,188	–	–

Характеристика разгона автомобиля по времени.

Характеристика разгона автомобиля по времени – это зависимость времени от скорости движения при полностью открытой дроссельной заслонке.

Подсчет зависимости производится графическим интегрированием площади на графике величин обратных ускорениям.

$$dt = \frac{1}{j} dV. \quad (18)$$

Время разгона автомобиля с буксующим сцеплением:

$$t_0 = \frac{V_{\min}}{3,6 \cdot j_{cp}}, \quad (19)$$

$$t_0 = \frac{6,37}{3,6 \cdot 0,87} = 2,03 \text{ с.}$$

Время необходимое для переключения передач, принимаем равным 1,5 с.

Расчет времени разгона представлен в таблице 9.

Таблица 9 – Расчет времени разгона

Показатель	Значения										
	6,37	11,37	16,37	21,37	26,37	31,37	34,39	39,39	44,39	50	60
$V_a$ , км/ч	6,37	11,37	16,37	21,37	26,37	31,37	34,39	39,39	44,39	50	60
$t$ , с	2,03	2,65	3,21	3,76	4,28	4,77	5,06	7,2	7,82	8,53	12,24
$V_a$ , км/ч	70	80	83,87	93,87	103,87	113,87	130	–	–	–	–
$t$ , с	14,39	16,57	17,46	23,77	28,93	34,71	47,42	–	–	–	–

Время разгона до 60 км/ч:  $t = 12,24$  с.

Время прохождения первых 1000 метров пути:  $t = 44,28$  с.

Характеристика разгона автомобиля по пути.

Характеристика разгона автомобиля по пути – это зависимость пройденного пути от скорости движения автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой двигателя. При построении указанной зависимости следует принимать те же условия, что и при расчете времени разгона.

Подсчет зависимости производится графическим интегрированием площади на графике разгона автомобиля по времени.

$$dS = Vdt, \quad (20)$$

$$S = \int Vdt.$$

Расчет зависимости пройденного пути от скорости движения автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой двигателя представлен в таблице 10.

Таблица 10 – Расчет зависимости пройденного пути от скорости движения автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой двигателя

Показатель	Значения										
	10	20	30	34,39	40	50	60	70	80	83,87	90
$V_a$ , км/ч	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
$S$ , м	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
$V_a$ , км/ч	70	80	83,87	93,87	103,87	113,87	130	–	–	–	–
$S$ , м	14,39	16,57	17,46	23,77	28,93	34,71	47,42	–	–	–	–

Скорость, развиваемая автомобилем на пути 1000 м, равна 129,57 км/ч.

Путь, необходимый автомобилю для достижения скорости 60 км/ч, равен 110,38 м.

Мощностной баланс автомобиля.

Мощностной баланс автомобиля представляет собой зависимость мощности на ведущих колесах для всех передаточных чисел трансмиссии, мощности сопротивления качению и воздуха, а также суммы двух последних от скорости установившегося движения.

$$N_k = \frac{P_k \cdot V_a}{3,6 \cdot 1000}, \quad (21)$$

$$N_w = \frac{P_w \cdot V_a}{3,6 \cdot 1000}, \quad (22)$$

$$N_f = \frac{P_f \cdot V_a}{3,6 \cdot 1000}, \quad (23)$$

Данные для построения графика мощностного баланса представлены в таблицах 11, 12.

Таблица 11 – Данные для построения графика мощностного баланса

Показатель	Значения					
	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$n_e$ , мин <sup>-1</sup>	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$N_e$ , кВт	13	36,5	56	81	106	111,3
$V_a^I$ , км/ч	6,36	12,74	19,11	25,47	31,84	34,39
$V_a^{II}$ , км/ч	9,26	18,52	27,78	37,04	46,29	50,0
$V_a^{III}$ , км/ч	15,53	31,06	46,59	62,13	77,66	83,87
$V_a^{IV}$ , км/ч	24,07	48,15	72,22	96,29	120,37	130
$V_a^V$ , км/ч	29,36	58,72	88,07	117,43	146,79	–

Таблица 12 – Данные для построения графика мощностного баланса

Показатель	Значения						
	0	20	40	60	80	100	130
$V_a$ , км/ч	0	20	40	60	80	100	130
$N_w$ , кВт	0	0,235	1,88	6,34	15,04	29,38	64,54
$N_{f1}$ , кВт	0	1,99	4,19	6,75	9,88	13,77	21,44
$N_{f2}$ , кВт	0	4,28	8,97	14,47	21,18	29,52	45,94
$N_{f1} + N_w$ , кВт	0	2,43	6,59	14,24	27,09	46,9	93,45
$N_{f2} + N_w$ , кВт	0	4,91	11,79	22,63	39,37	64,01	120,08

Нагрузочной характеристикой является зависимость удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала. Характеристика строится по табличным данным двигателя (таблица 13).

Таблица 13 – Данные зависимости удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала

Показатель	Значения									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$N_e$ , %	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$n_e$ , мин <sup>-1</sup>	$g_e$ , г/кВт·ч									
1000	1238	769	449	333	313	303	293	286	289	293
2000	577	430	333	299	286	267	254	256	259	267
3000	653	448	337	299	277,6	267	261	256	261	272
4000	571	427	337	302	280	269	263	258,5	258,5	272

Экономическая характеристика автомобиля.

Экономическая характеристика автомобиля – это зависимость путевого расхода топлива от скорости установившегося движения.

Исходные данные:  $\eta_{mp} = 0,92$ ,  $\gamma = 0,75$  кг/л – плотность топлива.

Расчетная формула:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (N_f + N_w)}{10 \cdot V_a \cdot \gamma \cdot \eta_{mp}} \quad (24)$$

График строится при  $f_{01} = 0,014$  и  $f_{02} = 0,03$ , что соответствует движению по дороге с хорошим и с плохим покрытием.

Расчет для построения графика при движении на четвертой передаче по дороге с хорошим покрытием представлен в таблице 14.

Таблица 14 – Данные для построения графика при движении на четвертой передаче по дороге с хорошим покрытием

Показатель	Значения			
$V_a$ , км/ч	24,07	48,15	72,22	96,29
% исп $N_e$	23,95	25,29	38,22	52,76
$g_e$ , г/кВт · ч	626	430	304	280
$Q_s$ , л/100 км	10,66	10,94	11,99	16,53

Расчет для построения графика при движении на четвертой передаче по дороге с плохим покрытием представлен в таблице 15.

Таблица 15 – Данные для построения графика при движении на четвертой передаче по дороге с плохим покрытием

Показатель	Значения			
$V_a$ , км/ч	24,07	48,15	72,22	96,29
% исп $N_e$	47,11	42,88	59,32	72,69
$g_e$ , г/кВт · ч	316	294	267	261
$Q_s$ , л/100 км	10,66	12,72	15,78	20,87

Расчет для построения графика при движении на пятой передаче по дороге с хорошим покрытием представлен в таблице 16.

Таблица 16 – Данные для построения графика при движении на пятой передаче по дороге с хорошим покрытием

Показатель	Значения			
	$V_a$ , км/ч	29,36	57,72	88,07
% исп $N_e$	31,45	37,34	60,89	87,36
$g_e$ , г/кВт·ч	415	305	266	261
$Q_s$ , л/100 км	7,64	9,25	13,75	21,09

Расчет для построения графика при движении на пятой передаче по дороге с плохим покрытием представлен в таблице 17.

Таблица 17 – Данные для построения графика при движении на пятой передаче по дороге с плохим покрытием

Показатель	Значение			
	$V_a$ , км/ч	29,36	57,72	88,07
% исп $N_e$	60,05	59,73	86,05	–
$g_e$ , г/кВт·ч	303	267	258	–
$Q_s$ , л/100 км	10,68	13,03	18,85	–

## 2.2 Расчет раздаточной коробки

Расчет зубчатой передачи.

Ранее были определены передаточные числа повышающей и понижающей передач раздаточной коробки:  $i_{повыш} = 1,0$ ,  $i_{пониж} = 1,94$ .

Спецификация на раздаточную коробку представлена в Приложении А (рисунок А.1-А.4).

На рисунке 1 представлена схема нагружения раздаточной коробки.

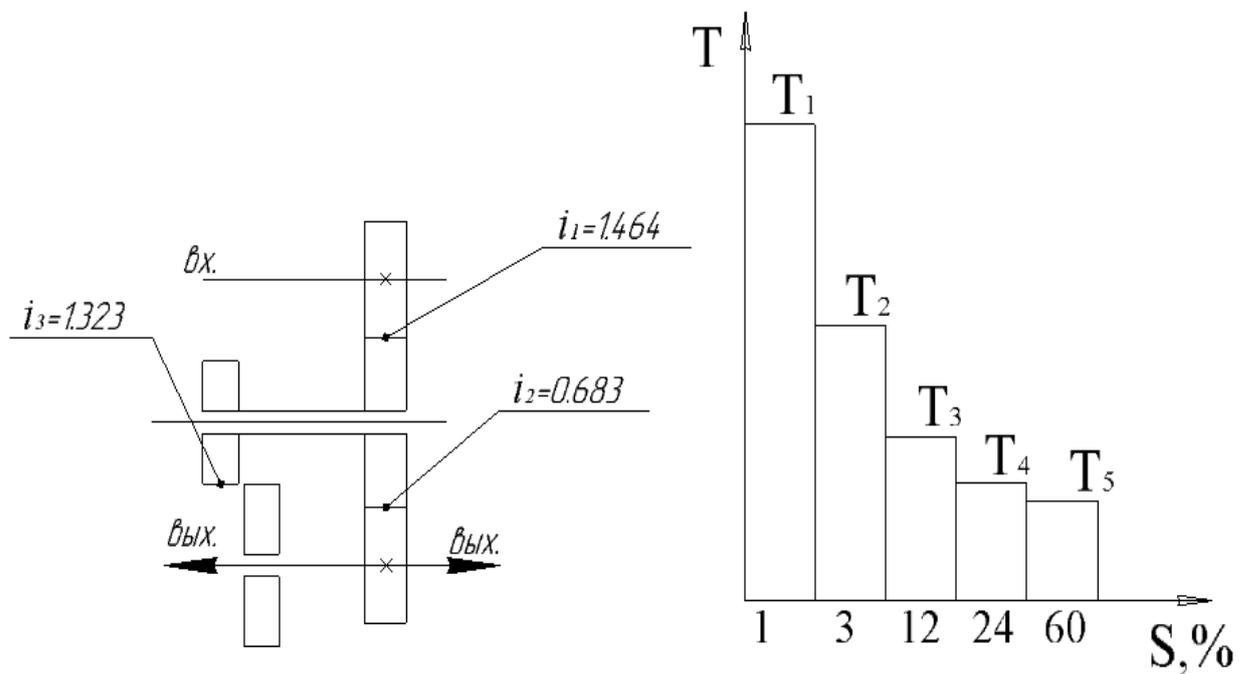


Рисунок 1 – Схема нагружения раздаточной коробки

$$T_n = T_{e \max} \cdot k \cdot i_{kn} \cdot i_1. \quad (25)$$

$$T_1 = 203 \cdot 1,464 \cdot 3,78 = 1123 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_2 = 203 \cdot 1,464 \cdot 2,6 = 772 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_3 = 203 \cdot 1,464 \cdot 1,55 = 460 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_4 = 203 \cdot 1,464 \cdot 1,0 = 297 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_5 = 203 \cdot 1,464 \cdot 0,82 = 243 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определение коэффициентов режима работы:

$$\mu_3 = \sum \frac{S_i}{S_\Sigma} \cdot \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3, \quad (26)$$

$$\mu_3 = 0,01 \cdot 1^3 + 0,03 \cdot \left( \frac{772}{1123} \right)^3 + 0,12 \cdot \left( \frac{460}{1123} \right)^3 + 0,24 \cdot \left( \frac{297}{1123} \right)^3 + 0,6 \cdot \left( \frac{243}{1123} \right)^3 = 0,04,$$

$$\mu_6 = \sum \frac{S_i}{S_\Sigma} \cdot \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^6,$$

$$\mu_6 = 0,01 \cdot 1^6 + 0,03 \cdot \left(\frac{772}{1123}\right)^6 + 0,12 \cdot \left(\frac{460}{1123}\right)^6 + 0,24 \cdot \left(\frac{297}{1123}\right)^6 + 0,6 \cdot \left(\frac{243}{1123}\right)^6 = 0,004$$

$$\mu_9 = \sum \frac{S_i}{S_{\Sigma}} \cdot \left(\frac{T_i}{T_{\max}}\right)^9,$$

$$\mu_9 = 0,01 \cdot 1^9 + 0,03 \cdot \left(\frac{772}{1123}\right)^9 + 0,12 \cdot \left(\frac{460}{1123}\right)^9 + 0,24 \cdot \left(\frac{297}{1123}\right)^9 + 0,6 \cdot \left(\frac{243}{1123}\right)^9 = 0,001.$$

Определяем допускаемые контактные напряжения.

Суммарное число циклов из пробега:

$$N_{\Sigma 1} = \frac{S \cdot i_0}{2\pi \cdot r_k}, \quad (27)$$

$$N_{\Sigma 1} = \frac{180 \cdot 10^6 \cdot 5,481}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,35} = 4,48 \cdot 10^8 \text{ ЦИКЛОВ},$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{N_{\Sigma 1}}{i}, \quad (28)$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{4,48 \cdot 10^8}{1,464} = 3,06 \cdot 10^8 \text{ ЦИКЛОВ}.$$

Эквивалентное число циклов:

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_3, \quad (29)$$

$$N_{HE1} = 4,48 \cdot 10^8 \cdot 0,04, = 1,79 \cdot 10^7 \text{ ЦИКЛОВ}.$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{i},$$

$$N_{HE2} = \frac{1,79 \cdot 10^7}{1,464} = 1,22 \cdot 10^7 \text{ ЦИКЛОВ}.$$

Базовое число циклов:

$$N_{HG1} = 340 \cdot HRC_1^{3,15} + 8 \cdot 10^6, \quad (30)$$

$$N_{HG1} = 340 \cdot 60^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 1,3 \cdot 10^8 \text{ ЦИКЛОВ.}$$

$$N_{HG2} = 340 \cdot HRC_2^{3,15} + 8 \cdot 10^6,$$

$$N_{HG2} = 340 \cdot 56^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 1,17 \cdot 10^8 \text{ ЦИКЛОВ.}$$

Выбор материала.

Сталь 20ХНЗА ГОСТ4543-71, термообработка – цементация.

Твердость: шестерня 58 HRC, колесо 56 HRC. Из-за большей нагруженности материал шестерни большей твердости, чем материал колеса.

Коэффициенты долговечности:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{G1}}{N_{HE1}}}, \quad (31)$$

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{1,3 \cdot 10^8}{1,79 \cdot 10^7}} = 1,39.$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{G2}}{N_{HE2}}}, \quad (32)$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{1,17 \cdot 10^8}{1,22 \cdot 10^6}} = 2,13.$$

Пределы контактной выносливости:

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 21 \cdot HRC_1, \quad (33)$$

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 21 \cdot 58 = 1218 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{H \text{ lim2}} = 21 \cdot HRC_2, \quad (34)$$

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 21 \cdot 56 = 1176 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты запаса шестерни и колеса:

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,1.$$

Допускаемые контактные напряжения шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}1} \cdot z_{N1}}{S_{H1}} \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X, \quad (35)$$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{1218 \cdot 1,39}{1,1} \cdot 1 = 1539 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}2} \cdot z_{N2}}{S_{H2}} \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X, \quad (36)$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{1176 \cdot 2,13}{1,1} \cdot 1 = 2277 \text{ МПа.}$$

Расчетное допускаемое напряжение.

За расчетное напряжение принимается меньшее из  $[\sigma]_{H1}$  и  $[\sigma]_{H2}$  –  $[\sigma]_H = 1539 \text{ МПа.}$

Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий  $\psi_d = 0,2$ ;  $K_{h\beta} = K_{F\beta} = 1,02$ .

Определение основных геометрических размеров передачи.

Начальный диаметр шестерни:

$$d_{w1} = 770 \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot k_a \cdot K_{h\beta} \cdot (u+1)}{\psi_d \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u^2}}, \quad (37)$$

$$d_{w1} = 770 \cdot \sqrt{\frac{1123 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot (1+1,464)}{0,2 \cdot 1539^2 \cdot 1,464^2}} = 94,54 \text{ мм.}$$

Расчетная ширина колеса:

$$b_{w2} = 0,2 \cdot d_{w1}, \quad (38)$$

$$b_{w2} = 0,2 \cdot 94,54 = 25 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_{w1} \cdot (u+1)}{2}, \quad (39)$$
$$a_w = \frac{94,54 \cdot (1+1,464)}{2} = 116,47 \text{ мм.}$$

Принимаем межосевое расстояние  $a_w = 117$  мм.

Определение геометрии зацепления.

Модуль:  $m = (0,01 \dots 0,03) \cdot a_w = 1,5 \dots 3,5$ . Принимаем модуль  $m = 3,15$ .

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_w}{m \cdot (u+1)}, \quad (40)$$
$$z_1 = \frac{2 \cdot 117 \cdot \cos 22^\circ}{3,15 \cdot (1+1,464)} = 28 \text{ зубьев.}$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (41)$$
$$z_2 = 28 \cdot 1,464 = 41 \text{ зуб.}$$

Фактическое передаточное отношение:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (42)$$
$$u = \frac{41}{28} = 1,464.$$

Угол наклона зуба:

$$\beta_w = \arccos\left(\frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}\right), \quad (43)$$

$$\beta_w = \arccos\left(\frac{3,15 \cdot (28 + 41)}{2 \cdot 117}\right) = 21,72^\circ.$$

Осевой шаг:

$$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta_w}, \quad (44)$$

$$p_x = \frac{3,141 \cdot 3,15}{\sin 21,72^\circ}.$$

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_{w2}}{p_x}, \quad (45)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{25}{26,73} = 0,935.$$

Диаметры зубчатых колес.

Начальный диаметр:

$$d_{w1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta_w}, \quad (46)$$

$$d_{w1} = \frac{3,15 \cdot 28}{\cos 21,72^\circ} = 94,94 \text{ мм.}$$

$$d_{w2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta_w}, \quad (47)$$

$$d_{w2} = \frac{2,75 \cdot 41}{\cos 21,72^\circ} = 139,02 \text{ мм.}$$

Диаметры выступов:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m, \quad (48)$$

$$d_{a1} = 94,94 + 2 \cdot 3,15 = 101,24 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m, \quad (49)$$

$$d_{a2} = 139,02 + 2 \cdot 3,15 = 145,32 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин:

$$d_{f1} = d_{w1} - 2,5 \cdot m, \quad (50)$$

$$d_{f1} = 94,94 - 2,5 \cdot 3,15 = 87,06 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2,5 \cdot m, \quad (51)$$

$$d_{f2} = 139,02 - 2,5 \cdot 3,15 = 131,14 \text{ мм.}$$

Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos 21,72^\circ, \quad (52)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{28} + \frac{1}{41} \right) \right] \cdot \cos 21,72^\circ = 1,568.$$

Суммарный коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (53)$$

$$\varepsilon_\gamma = 1,568 + 0,935 = 2,503.$$

Скорость и силы в зацеплении.

Окружная скорость в зацеплении:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000}, \quad (54)$$

$$V = \frac{3,141 \cdot 139,02 \cdot 2203}{60000} = 16,03 \text{ м/с.}$$

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w1}}, \quad (55)$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 1123}{139,02} = 16,15 \text{ кН.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha_w}{\cos \beta_w}, \quad (56)$$

$$F_r = 16,15 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 21,72^\circ} = 6,32 \text{ кН.}$$

Определение коэффициентов нагрузки.

Коэффициент внешней динамической нагрузки принимаем  $K_a = 1$ .

Коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку в зацеплении:  
при скорости  $V = 16,03 \text{ м/с}$  и 8-ой степени точности:  $K_{HV} = 1,51$ ,  $K_{FV} = 2,29$ .

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий:

$$\Psi_d = \frac{b_{w2}}{d_{w2}}, \quad (57)$$

$$\Psi_d = \frac{25}{139,02} = 0,17.$$

Равен  $K_{H\beta} = K_{H\alpha} = 1,04$ .

Уточнение коэффициентов, учитывающих неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев.

Суммарная погрешность основных шагов пары:

$$f_{pb\Sigma} = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2}, \quad (58)$$

$$f_{pb\Sigma} = \sqrt{19^2 + 24^2} = 30,6.$$

Критерий допустимого повреждения активных поверхностей зубьев:

– по изгибу:  $a_\alpha = 0,4$ ;  $y_a = 0$ ;

$$C_\gamma = 0,5 \cdot (z_1 + z_2), \quad (59)$$

$$C_\gamma = 0,5 \cdot (28 + 41) = 34,5.$$

$$B = C_\gamma \cdot a_\alpha \cdot f_{pb\Sigma}, \quad (60)$$

$$B = 34,5 \cdot 0,4 \cdot 30,6 = 422,3.$$

– по контактным напряжениям:

$$y_a = 0,5 \cdot (y_{a1} + y_{a2}), \quad (61)$$

$$y_{a1} = \frac{160 \cdot f_{pb1}}{\sigma_{H \lim 1}}, \quad (62)$$

$$y_{a1} = \frac{160 \cdot 19}{1218} = 2,49.$$

$$y_{a2} = \frac{160 \cdot f_{pb2}}{\sigma_{H \lim 2}}, \quad (63)$$

$$y_{a2} = \frac{160 \cdot 24}{1176} = 3,26.$$

$$y_a = 0,5 \cdot (2,49 + 3,26) = 2,87.$$

$$B = C_\gamma \cdot (a_\alpha \cdot f_{pb\Sigma} - y_a), \quad (64)$$

$$B = 34,5 \cdot (0,4 \cdot 30,6 - 2,87) = 323,26.$$

Приведенные значения чисел зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_w}, \quad (65)$$

$$z_{v1} = \frac{28}{\cos^3(21,72^\circ)} \approx 35 \text{ зубьев.}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_w}, \quad (66)$$

$$z_{v1} = \frac{41}{\cos^3(21,72^\circ)} \approx 51 \text{ зуб.}$$

Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев:

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{B \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_a \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}, \quad (67)$$

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (2,5 - 1)}{2,5}} \cdot \frac{323,3 \cdot 25}{16150 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 1,51} = 1,04.$$

$$K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{B \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_a \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}, \quad (68)$$

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (2,5 - 1)}{2,5}} \cdot \frac{422,3 \cdot 25}{16150 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 2,29} = 1,02.$$

Коэффициенты нагрузки:

$$K_H = K_a \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (69)$$

$$K_H = 1 \cdot 1,57 \cdot 1,04 \cdot 1,04 = 1,69.$$

$$K_F = K_a \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (70)$$

$$K_F = 1 \cdot 2,29 \cdot 1,04 \cdot 1,02 = 2,42.$$

Уточнение допускаемого контактного напряжения.

Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев при  $R_a = 1,25$ ,  $Z_R = 1$ .

Коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости  $Z_v = 1$ .

Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса при  $d_{w1} \leq 700$  мм,  $d_{w2} \leq 700$  мм,  $Z_x = 1$ .

Уточнения  $[\sigma]_H$  не требуется.

Определение допускаемого напряжения при расчете на сопротивление усталости при изгибе.

Предел выносливости при изгибе по таблице  $\sigma_{F \lim 1}^0 = 950$  МПа,  $\sigma_{F \lim 2}^0 = 950$  МПа.

Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки  $Y_z = 1$ .

Коэффициент, учитывающий шлифование переходной поверхности  $Y_{g1} = 1$ ,  $Y_{g2} = 1,1$ .

Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения  $Y_d = 1$ .

Коэффициент, учитывающий характер приложения нагрузки  $Y_a = 1$ .

Предел выносливости зубьев при изгибе:

$$\sigma_{F \lim 1} = \sigma_{F \lim 1}^0 \cdot Y_z \cdot Y_{g1} \cdot Y_a, \quad (71)$$

$$\sigma_{F \lim 1} = 950 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 950 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F \text{ lim} 2} = \sigma_{F \text{ lim} 2}^0 \cdot Y_z \cdot Y_{g2} \cdot Y_a, \quad (72)$$

$$\sigma_{F \text{ lim} 2} = 950 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1045 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса при изгибе  $S_{F1} = 1,55$ ,  $S_{F2} = 1,55$ .

Эквивалентные числа циклов при изгибе:

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_6, \quad (73)$$

$$N_{FE1} = 4,48 \cdot 10^8 \cdot 0,004 = 1,79 \cdot 10^6 \text{ ЦИКЛОВ.}$$

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_6, \quad (74)$$

$$N_{FE2} = 3,06 \cdot 10^8 \cdot 0,001 = 3,06 \cdot 10^5 \text{ ЦИКЛОВ.}$$

Коэффициент долговечности  $Y_{N1} = 1,1$ ,  $Y_{N2} = 1,1$ , так как  $N_{FE1,2} < 4 \cdot 10^6$ .

Коэффициент, учитывающий градиент напряжений:

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m, \quad (75)$$

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 3,15 = 0,994.$$

Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности равен 1.

Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса:

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{w1}, \quad (76)$$

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 94,94 = 1,04.$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{w2}, \quad (77)$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 139,02 = 1,03.$$

Допускаемые напряжения по формуле:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F\lim1} \cdot Y_{N1}}{S_{F1}} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_{X1}, \quad (78)$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{950 \cdot 1,1}{1,55} \cdot 0,994 \cdot 1 \cdot 1,04 = 696 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F\lim2} \cdot Y_{N2}}{S_{F2}} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_{X2}, \quad (79)$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{1045 \cdot 1,1}{1,55} \cdot 0,994 \cdot 1 \cdot 1,03 = 759 \text{ МПа.}$$

Расчетные коэффициенты.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев при  $x=0$   $Z_H = 2,44$ .

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (80)$$

$$Z_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{1,57}} = 0,79.$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений при  $x=0$   $Z_{V1} = 35$ ,  $Y_{FS1} = 2,42$ ,  $Z_{V2} = 51$ ,  $Y_{FS2} = 2,36$ .

Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зубьев:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta_w}{120^{\circ}}, \quad (81)$$

$$Y_{\beta} = 1 - 0,92 \cdot \frac{21,72^{\circ}}{120^{\circ}} = 0,83.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}, \quad (82)$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{1,57} = 0,63.$$

Проверка на сопротивление усталости.

Проверка по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 190 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u+1)}{b_{w2} \cdot d_{w2} \cdot u}}, \quad (83)$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,44 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{16150 \cdot 1,69 \cdot 2,464}{25 \cdot 139,02 \cdot 1,464}} = 1332 \text{ МПа.}$$

$\sigma_H < [\sigma]_H = 1539 \text{ МПа}$  условие прочности выполняется.

Проверка по напряжениям изгиба:

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}} = \frac{696}{2,42} = 288 \text{ МПа, } \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}} = \frac{759}{2,36} = 322 \text{ МПа.}$$

Проверку ведем по шестерне:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w2} \cdot m} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (84)$$

$$\sigma_F = \frac{16150 \cdot 2,42}{25 \cdot 3,15} \cdot 2,42 \cdot 0,83 \cdot 0,63 = 628 \text{ МПа.}$$

$\sigma_F = [\sigma]_F = 696 \text{ МПа}$  – условие прочности выполняется.

Проверка на прочность при максимальных напряжениях.

Допускаемые напряжения контактные напряжения равно 1910 МПа.

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma]_{F1\max} = \frac{\sigma_{FSI1}}{S_{SI1}} \cdot Y_{gst1} \cdot Y_{dst} \cdot Y_{x1}, \quad (85)$$

$$[\sigma]_{F1\max} = \frac{1600}{1675} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,04 = 1045 \text{ МПа.}$$

Действительные контактные напряжения:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{ном}}}, \quad (86)$$

$$\sigma_{H\max} = 1332 \cdot \sqrt{1,5} = 1631 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{H\max} < [\sigma]_{H\max} = 1910 \text{ МПа}$  – условие прочности выполняется.

Действительные напряжения изгиба:

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{K_{AS}}{K_A}, \quad (87)$$

$$\sigma_{F1\max} = 628 \cdot \frac{1,5}{1} = 942 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{F1\max} < [\sigma]_{F1\max} = 1045 \text{ МПа}$  – условие прочности выполняется.

### 2.3 Расчет вала привода переднего моста

Все радиальные силы от зацепления воспринимают подшипники корпуса дифференциала, на приводной вал действует только тангенциальная сила, следовательно, изгиба вала в вертикальной плоскости нет, и он считается только на кручение.

На рисунке 2 представлена схема вала привода переднего моста.

Максимальное напряжение:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_p}, \quad (88)$$

где  $T_{\max}$  – максимальный момент;

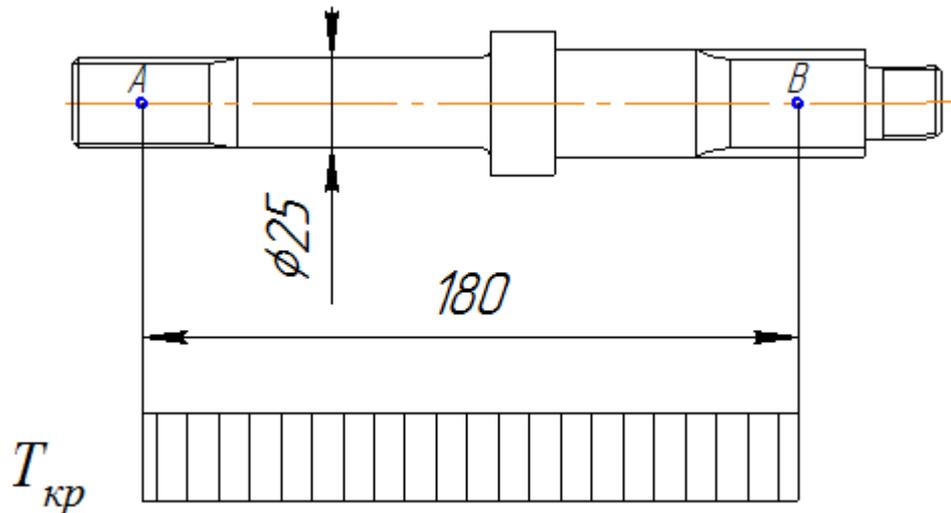


Рисунок 2 – Схема вала привода переднего моста

$$T_{\max} = T_{e \max} \cdot i_{кл} \cdot i_{рк} \cdot 0,5, \quad (89)$$

$$T_{\max} = 203 \cdot 3,78 \cdot 1,94 \cdot 0,5 = 744 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент инерции сечения определяется по формуле:

$$W_p = 0,2 \cdot d^3, \quad (90)$$

$$W_p = 0,2 \cdot 0,025^3 = 3,12 \cdot 10^{-6}.$$

$$\tau_{\max} = \frac{744}{3,12 \cdot 10^{-6}} = 238 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса по текучести, материал Сталь 35Х ГОСТ 4543-71,  
 $[\tau]_T = 440 \text{ МПа}$ ,  $\tau_{-1} = 298 \text{ МПа}$ .

$$n_T = \frac{[\tau]_T}{\tau_{\max}}, \quad (91)$$

$$n_T = \frac{440}{238} = 1,85 - \text{условие прочности выполняется.}$$

Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K = \left( \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}, \quad (92)$$

$$K = \left( \frac{1,67}{0,7} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,45.$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{\max}, \quad (93)$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ МПа.}$$

Суммарное число циклов из пробега:  $N_\Sigma = 4,48 \cdot 10^8$  циклов.

Эквивалентное число циклов:

$$N_E = N_\Sigma \cdot \mu_6, \quad (94)$$

$$N_E = 4,48 \cdot 10^8 \cdot 0,04 = 1,79 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

Коэффициент долговечности:

$$K_g = \sqrt[6]{\frac{N_e}{N_G}}, \quad (95)$$

$$K_g = \sqrt[6]{\frac{1,79 \cdot 10^7}{10^7}} = 1,102.$$

$$\tau_{aE} = \tau_a \cdot K_g, \quad (96)$$

$$\tau_{aE} = 30 \cdot 1,1 = 33 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса по усталостному разрушению:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau} \cdot \tau_m + K \cdot \tau_a}, \quad (97)$$

$$n_{\tau} = \frac{298}{0,21 \cdot 30 + 2,45 \cdot 3} = 3,73 \leq [n]_{\tau} = 2,5 - \text{условие прочности выполняется.}$$

## 2.4 Расчет вала привода заднего моста

Все радиальные силы от зацепления воспринимают подшипники корпуса дифференциала, на приводной вал действует только тангенциальная сила, следовательно, изгиба вала в вертикальной плоскости нет, и он считается только на кручение.

На рисунке 3 представлена схема вала привода заднего моста.

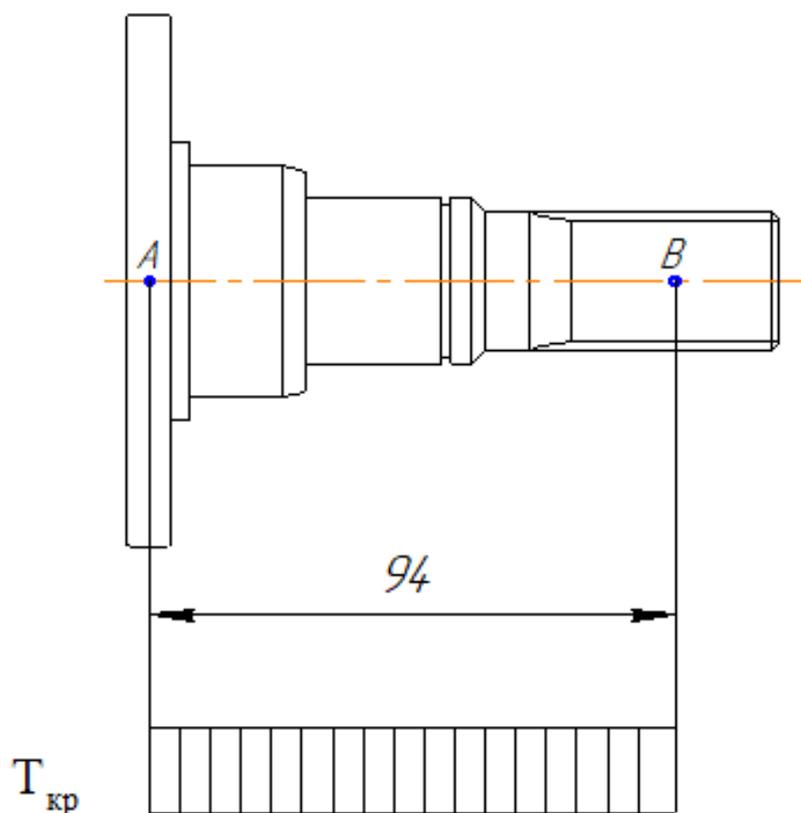


Рисунок 3– Схема вала привода заднего моста

Максимальное напряжение:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_p}, \quad (98)$$

где  $T_{\max}$  – максимальный момент;

$$T_{\max} = T_{e \max} \cdot i_{кн} \cdot i_{рк} \cdot 0,5, \quad (99)$$
$$T_{\max} = 203 \cdot 3,78 \cdot 1,94 \cdot 0,5 = 744 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент инерции сечения определяется по формуле:

$$W_p = 0,2 \cdot d^3, \quad (100)$$
$$W_p = 0,2 \cdot 0,025^3 = 3,12 \cdot 10^{-6}.$$
$$\tau_{\max} = \frac{744}{3,12 \cdot 10^{-6}} = 238 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса по текучести, материал Сталь 35Х ГОСТ 4543-71,  
 $[\tau]_T = 440 \text{ МПа}$ ,  $\tau_{-1} = 298 \text{ МПа}$ .

$$n_T = \frac{[\tau]_T}{\tau_{\max}}, \quad (101)$$

$n_T = \frac{440}{238} = 1,85$  – условие прочности выполняется.

Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K = \left( \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}, \quad (102)$$

$$K = \left( \frac{1,67}{0,7} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,45.$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{\max}, \quad (103)$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ МПа.}$$

Суммарное число циклов из пробега:  $N_{\Sigma} = 4,48 \cdot 10^8$  циклов.

Эквивалентное число циклов:

$$N_E = N_{\Sigma} \cdot \mu_6, \quad (104)$$

$$N_E = 4,48 \cdot 10^8 \cdot 0,04 = 1,79 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

Коэффициент долговечности:

$$K_g = \sqrt[6]{\frac{N_e}{N_G}}, \quad (105)$$

$$K_g = \sqrt[6]{\frac{1,79 \cdot 10^7}{10^7}} = 1,102.$$

$$\tau_{aE} = \tau_a \cdot K_g, \quad (106)$$

$$\tau_{aE} = 30 \cdot 1,1 = 33 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса по усталостному разрушению:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau} \cdot \tau_m + K \cdot \tau_a}, \quad (107)$$

$$n_{\tau} = \frac{298}{0,21 \cdot 30 + 2,45 \cdot 3} = 3,73 \leq [n_{\tau}] = 2,5 - \text{условие прочности выполняется.}$$

Определение реакций на опорах корпуса дифференциала.

На рисунке 4 представлена схема сил, действующих на опорах дифференциала.

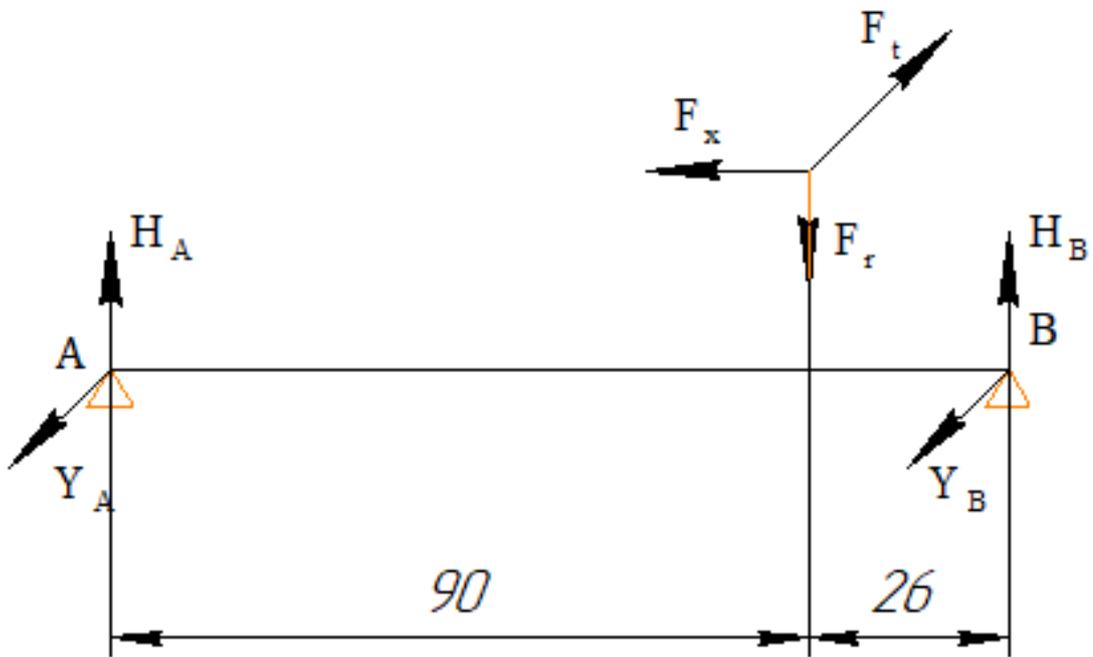


Рисунок 4 – Схема сил, действующих на опорах дифференциала

Силы в зацеплении.

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w2}}, \quad (108)$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 770}{94,94} = 16,22 \text{ кН.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_w}, \quad (109)$$

$$F_r = \frac{16220 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 21,72^\circ} = 6,35 \text{ кН.}$$

Осевая сила:

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_w, \quad (110)$$

$$F_x = 16220 \cdot \operatorname{tg} 21,72^\circ = 6,46 \text{ кН.}$$

Уравнение равновесия:

$$\Sigma M_B = 0.$$

$$H_A \cdot (90 + 26) - F_x \cdot 47,5 - F_r \cdot 26 = 0.$$

$$H_A = \frac{F_x \cdot 47,5 + F_r \cdot 26}{(90 + 26)} ;$$

$$H_A = \frac{6460 \cdot 47,5 + 6350 \cdot 26}{(90 + 26)} = 4,07 \text{ кН.}$$

$$-Y_A \cdot (90 + 26) + F_r \cdot 26 = 0.$$

$$Y_A = \frac{16220 \cdot 26}{(90 + 26)} = 3,64 \text{ кН.}$$

$$\Sigma M_A = 0.$$

$$-H_B \cdot (90 + 26) - F_x \cdot 47,5 + F_r \cdot 90 = 0.$$

$$H_B = \frac{F_r \cdot 90 - F_x \cdot 47,5}{(90 + 26)} = 2,28 \text{ кН.}$$

$$Y_B \cdot (90 + 26) - F_r \cdot 90 = 0.$$

$$Y_B = \frac{16220 \cdot 90}{(90 + 26)} = 12,58 \text{ кН.}$$

Реакции опор:

$$R_A = \sqrt{H_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{4,07^2 + 3,63^2} = 5,45 \text{ кН.}$$

$$R_B = \sqrt{H_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{2,28^2 + 12,58^2} = 12,78 \text{ кН.}$$

$$F_a = F_x = 6,46 \text{ кН.}$$

Расчет подшипников корпуса дифференциала и приводных валов.

Правая опора.

Расчетная динамическая нагрузка:

$$F_R = R_B \cdot V \cdot k_\sigma \cdot k_m \cdot k_n, \quad (111)$$

где  $V$  – коэффициент вращения, равен 1;

$k_\sigma$  – коэффициент безопасности, равен 1,3;

$k_m$  – температурный коэффициент, равен 1;

$k_n$  – коэффициент нагрузки, равен 0,38.

$$F_R = 12,78 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 0,38 = 6,31 \text{ кН.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника.

$$C_{\text{треб}} = F_R \cdot L_{\text{треб}}^{\frac{1}{p}} \leq C_r, \quad (112)$$

где  $C_r$  – динамическая грузоподъемность подшипника.

$$L_{\text{треб}} = \frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}, \quad (113)$$

$$L_{\text{треб}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 2200}{10^6} = 132 \text{ млн. об.}$$

$$C_{\text{треб}} = 6,31 \cdot 132^{\frac{1}{3,33}} = 27,3 \text{ кН} \leq C_r = 45,7 \text{ кН.}$$

Выбираем роликовый цилиндрический радиальный подшипник №42210 ГОСТ 8328-75.

Левая опора.

Расчетная динамическая нагрузка:

$$F_R = (X \cdot V \cdot R_A + Y \cdot F_a) \cdot k_o \cdot k_m \cdot k_n. \quad (114)$$

Отношение осевой и радиальной нагрузок:

$$\frac{F_a}{V \cdot R_A} = \frac{6,46}{1 \cdot 5,45} = 1,185 > e = 0,34.$$

Коэффициенты радиальной и осевой динамических нагрузок:  $X = 0,56$ ,  
 $Y = 1,31$ .

$$F_R = (5,45 \cdot 1 \cdot 0,56 + 1,31 \cdot 6,46) \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 0,38 = 5,69 \text{ кН}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C_{\text{треб}} = F_R \cdot L_{\text{треб}}^{\frac{1}{p}} \leq C_r.$$

$$L_{\text{треб}} = \frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6},$$

$$L_{\text{треб}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 2200}{10^6} = 132 \text{ млн. об.}$$

$$C_{\text{треб}} = 5,69 \cdot 132^{\frac{1}{3,33}} = 32,13 \text{ кН} \leq C_r = 57,2 \text{ кН}$$

Выбираем шариковый радиально-упорный подшипник №118  
ГОСТ 8338-75.

Подшипники валов привода ведущих мостов выбираем, исходя из посадочных диаметров, так как на них не действуют силы от зацепления, следовательно, реакции на них малы.

Опора вала привода переднего моста.

$$D = 72 \text{ мм}, d = 30 \text{ мм}, B = 19 \text{ мм}, C_r = 28,1 \text{ кН}, C_0 = 14,6 \text{ кН}$$

Подшипник шариковый радиально-упорный №50306 ГОСТ 2893-82.

Опора вала привода заднего моста.

$D = 62$  мм,  $d = 30$  мм,  $B = 24$  мм,  $C_r = 15,6$  кН,  $C_0 = 6,2$  кН.

Подшипник шариковый двухрядный №1506 ГОСТ 28428-90.

Расчет шлицев включения повышающей передачи.

Материал зубчатого венца сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71,

$\sigma_T = 682$  МПа.

Шлицы эвольвентные Эв. 98×4×23.

Расчет на смятие.

$$\sigma_{см} = \frac{T \cdot k_{см}}{S_F \cdot l}, \quad (115)$$

где  $S_F$  – суммарный удельный статический момент площади рабочих поверхностей относительно оси вала;

$l$  – рабочая длина шлица, равна 6 мм.

$$S_F = 0,5 \cdot d_{cp} \cdot h \cdot z, \quad (116)$$

где  $d_{cp}$  – средний диаметр шлица,  $d_{cp} = 93,6$  мм;

$h$  – высота шлица,  $h = 3,2$  мм;

$z$  – число шлицев,  $z = 23$  шт.;

$k_{см}$  – коэффициент концентрации нагрузки при смятии.

$$k_{см} = k_s \cdot k_{np} \cdot k_n, \quad (117)$$

$$k_{см} = 1 \cdot 2,5 \cdot 1,2 = 3.$$

$$S_F = 0,5 \cdot 0,0936 \cdot 0,0032 \cdot 23 = 0,00344.$$

$$\sigma_{см} = \frac{960 \cdot 3}{0,00344 \cdot 0,006} = 139 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{n \cdot k_{см}}, \quad (118)$$

$$[\sigma]_{см} = \frac{682}{1,4 \cdot 3} = 162,38 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$  – условие прочности выполняется.

Расчет на износостойкость:

$$\sigma_{изн} = \frac{T \cdot k_{изн}}{S_F \cdot l}, \quad (119)$$

$$k_{изн} = k_z \cdot k_{np}, \quad (120)$$

$$k_{изн} = 1 \cdot 3,4 = 3,4.$$

$$\sigma_{изн} = \frac{960 \cdot 3,4}{0,00344 \cdot 0,006} = 158 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{изн} = \frac{[\sigma]_{усл}}{k_{изн} \cdot k_p}, \quad (121)$$

$$[\sigma]_{изн} = \frac{800}{3,4 \cdot 1} = 235 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{изн} \leq [\sigma]_{изн}$  – условие износостойкости выполняется.

## 2.5 Расчет дифференциала

Проектирование сателлитов и зубчатых колес выходных валов.

Модуль  $m = 2,25$ .

Число зубьев сателлита и колеса соответственно  $z_1 = 6$  и  $z_2 = 16$ .

Угол наклона зубьев  $\beta_w = 27^\circ$ .

Коэффициенты смещения:

Из условия отсутствия подрезания зуба на шестерне и колесе  $x_1 \geq x_{1\min}$ ;

$$x_2 \geq x_{2\min}.$$

$$x_{1\min} = 1 - 0,0801 \cdot z_1, \quad (122)$$

$$x_{1\min} = 1 - 0,0801 \cdot 6 = 0,519,$$

$$x_{2\min} = 1 - 0,0801 \cdot z_2, \quad (123)$$

$$x_{2\min} = 1 - 0,0801 \cdot 16 = -0,281.$$

Выбираем  $x_1 = 0,519$ ;  $x_2 = 0,5$ .

Коэффициент суммы смещений:

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0,519 + 0,5 = 1,019.$$

Угол зацепления:

$$\text{inv}\alpha_w = \text{inv}\alpha + \frac{2 \cdot x_\Sigma \cdot \text{tg}\alpha}{z_1 + z_2}, \quad (124)$$

$$\text{inv}20^\circ = \text{inv}\alpha + \frac{2 \cdot 1,019 \cdot 20^\circ}{6 + 16} = 0,04862.$$

Угол  $\alpha_w$  находим по таблицам эвольвентной функции  $\alpha_w = 29,111^\circ$ .

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos\beta_w} \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}, \quad (125)$$

$$a_w = \frac{2,25 \cdot (6 + 16)}{2 \cdot \cos 27^\circ} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 29,11^\circ} = 29,876 \text{ мм.}$$

Делительные диаметры:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos\beta_w}, \quad (126)$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 6}{\cos 27^\circ} = 15,15 \text{ мм.}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta_w}, \quad (127)$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 16}{\cos 27^\circ} = 40,4 \text{ мм.}$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad (128)$$

$$a = \frac{15,15 + 40,04}{2} = 27,77 \text{ мм.}$$

Коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m}, \quad (129)$$

$$y = \frac{29,876 - 27,77}{2,25} = 0,936.$$

Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - y, \quad (130)$$

$$\Delta y = 1,019 - 0,936 = 0,083.$$

Диаметры начальных окружностей:

$$d_{w_1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta_w} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \quad (131)$$

$$d_{w_1} = \frac{2,25 \cdot 6}{\cos 27^\circ} \cdot \frac{\cos 27^\circ}{\cos 29,11^\circ} = 16,27 \text{ мм.}$$

$$d_{w_2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta_w} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \quad (132)$$

$$d_{w_2} = \frac{2,25 \cdot 6}{\cos 27^\circ} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 29,11^\circ} = 43,46 \text{ мм.}$$

Проверка вычислений:

$$a_w = \frac{16,27 + 43,46}{2} = 29,87 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = 2 \cdot m \cdot \left( \frac{z_1}{2} + h_a + x_1 - \Delta y \right), \quad (133)$$

$$d_{a1} = 2 \cdot 2,25 \cdot \left( \frac{6}{2} + 1 + 0,519 - 0,083 \right) = 19,96 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = 2 \cdot m \cdot \left( \frac{z_2}{2} + h_a + x_2 - \Delta y \right), \quad (134)$$

$$d_{a2} = 2 \cdot 2,25 \cdot \left( \frac{16}{2} + 1 + 0,5 - 0,083 \right) = 42,38 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин:

$$d_{f1} = 2 \cdot m \cdot \left( \frac{z_1}{2} + x_1 - h_a - c \right), \quad (135)$$

$$d_{f1} = 2 \cdot 2,25 \cdot \left( \frac{6}{2} + 0,519 - 1 - 0,25 \right) = 10,21 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = 2 \cdot m \cdot \left( \frac{z_2}{2} + x_2 - h_a - c \right), \quad (136)$$

$$d_{f2} = 2 \cdot 2,25 \cdot \left( \frac{16}{2} + 0,5 - 1 - 0,25 \right) = 32,62 \text{ мм.}$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha, \quad (137)$$

$$d_{b1} = 15,15 \cdot \cos 20^\circ = 14,24 \text{ мм.}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha, \quad (138)$$

$$d_{b2} = 40,4 \cdot \cos 20^\circ = 37,96 \text{ мм.}$$

Коэффициенты перекрытия.

Торцевое перекрытие:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - (d_{b1} + d_{b2}) \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \beta_w}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos 20^\circ}, \quad (139)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{19,96^2 - 14,24^2} + \sqrt{42,38^2 - 37,96^2} - (14,24 + 37,96) \cdot \operatorname{tg} 29,11^\circ \cdot \cos 27^\circ}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,25 \cdot \cos 20^\circ} = 0,522.$$

Осевое перекрытие:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta_w}{\pi \cdot m}, \quad (140)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{22 \cdot \sin 27^\circ}{3,14 \cdot 2,25} = 1,413.$$

Коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (141)$$

$$\varepsilon_\gamma = 0,522 + 1,413 = 1,935.$$

Расчет на прочность.

На рисунке 5 представлена схема сил, действующих на сателлиты дифференциала.

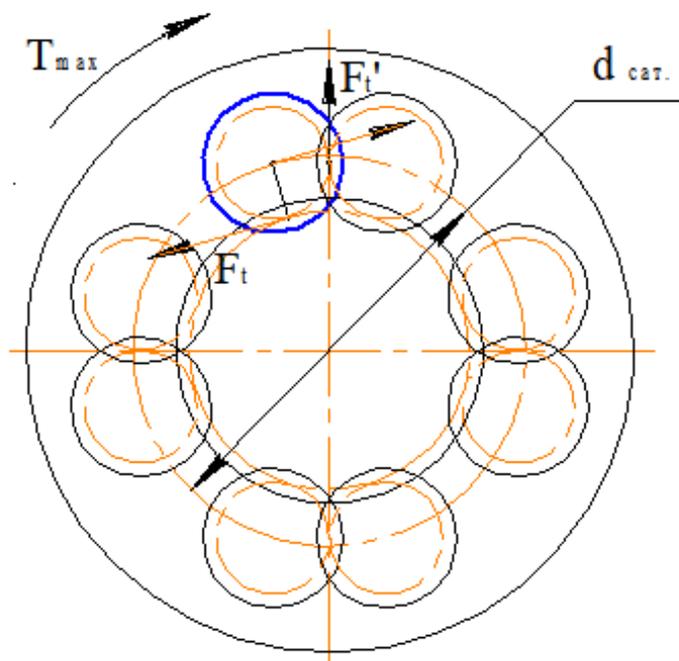


Рисунок 5 – Схема сил, действующих на сателлиты дифференциала

Расчетная окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{max}}{d_{sat} \cdot k}, \quad (142)$$

где  $d_{sat}$  – диаметр, на котором расположены сателлиты,

$$d_{sat} = 59,75 \text{ мм};$$

$k$  – количество сателлитов,  $k = 8$ .

$$T_{max} = M_{e \max} \cdot K \cdot i_{kn} \cdot i_{рклизш}, \quad (143)$$

$$T_{max} = 203 \cdot 1,2 \cdot 3,78 \cdot 1,94 = 1786 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 1786}{0,0597 \cdot 8} = 7,5 \text{ кН}.$$

Материал: сталь 20ХНЗА ГОСТ 4543-71.

Вид термообработки – цементация, твердость шестерни 60 HRC, колеса 58 HRC.

Допускаемые напряжения:

– на контакт  $[\sigma]_H = 2552$  МПа,

– на изгиб  $[\sigma]_{ИЗ} = 1600$  МПа.

Контактные напряжения.

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$z_\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_\alpha}}, \quad (144)$$

$$z_\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{0,522}} = 1,38.$$

Коэффициент, учитывающий форму зубьев:

$$z_H = \frac{2 \cdot (u+1) \cdot \cos^2 \beta_w}{u \cdot \sin 2 \cdot \alpha_w}, \quad (145)$$

$$z_H = \frac{2 \cdot (2,66+1) \cdot \cos^2 27^\circ}{2,66 \cdot \sin 2 \cdot 29,11^\circ} = 2,57.$$

Расчетные контактные напряжения:

$$\sigma_H = 190 \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u+1)}{b_{w2} \cdot d_{w2} \cdot u}}, \quad (146)$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,57 \cdot 1,38 \cdot \sqrt{\frac{7500 \cdot 1 \cdot (2,66+1)}{22 \cdot 43,46 \cdot 2,66}} = 2214 \text{ МПа.}$$

$\sigma_H \leq [\sigma]_H = 2252$  МПа – условие прочности выполняется.

Напряжения изгиба.

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений при  $x_1 = 0,519$ ,  $x_2 = 0,5$ ,  $z_1 = 6$ ,  $Y_{FS1} = 2,48$ ,  $z_2 = 16$ ,  $Y_{FS2} = 2,23$ .

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}, \quad (147)$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{0,522} = 1,91.$$

Расчетные напряжения изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w2} \cdot m} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (148)$$

$$\sigma_F = \frac{7500 \cdot 1,5}{22 \cdot 2,25} \cdot 2,48 \cdot 1 \cdot 1,91 = 1077 \text{ МПа.}$$

$\sigma_F \leq [\sigma]_{ИЗ} = 1600 \text{ МПа}$  – условие прочности выполняется.

Условие соосности выходной шестерни и корпуса дифференциала:

$$\frac{2 \cdot z_2}{k} = A, \quad (149)$$

где  $k$  – количество сателлитов;

$A$  – целое число.

$$\frac{2 \cdot 16}{8} = 4.$$

Условие соосности выполняется.

Условие сборки, соседства – проверка не требуется.

Давление на опорных поверхностях сателлитов и корпуса дифференциала.

Осевая сила:

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_w, \quad (150)$$

$$F_x = 7500 \cdot \operatorname{tg} 27^\circ = 3,82 \text{ кН.}$$

Давление:

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d_c^2}, \quad (151)$$

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot 7500}{3,14 \cdot 0,013^2} = 56 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 70 \text{ МПа} \text{ – условие выполняется.}$$

Выводы по разделу.

В ходе выполнения конструкторской части работы были проведены тягово-скоростные и топливно-экономические расчеты и построены соответствующие графики (для удобства демонстрации на защите выпускной квалификационной работы выведены на отдельный графический лист А1).

Также были проведены конструкторские расчеты раздаточной коробки, вала привода переднего, заднего мостов, а также дифференциала.

### **3 Техническое обслуживание агрегатов трансмиссии**

#### **3.1 Выполнение диагностики**

«Техническое обслуживание и ремонт трансмиссии составляют около 10% от общего объема технических воздействий на автомобиль. Среди наиболее, уязвимых агрегатов являются сцепление, коробка передач, раздаточная коробка, главная передача.

Признаками неисправностей сцепления являются: пробуксовка под нагрузкой (из-за отсутствия свободного хода, ослабления диафрагменной пружины, замасливание фрикционных накладок или их износа); неполное выключение (из-за заклинивания или коробления диска, прелома диафрагменной пружины); резкое включение вследствие заедания выключающей муфты, износа шлицев ступицы ведомого вала; нагрев, стуки и шумы (из-за разрушения подшипника, ослабления заклепок накладок диска).

Признаками неисправностей коробки передач и раздаточной коробки являются: самовыключение (из-за неполного включения шестерен, износа подшипников, зубьев, шлицев, валов, фиксаторов); шумы при переключении (из-за неполного выключения сцепления или неисправности синхронизатора); повышенный шум, вибрации и снижение КПД» [18].

«При диагностике трансмиссии, прежде всего учитывают сведения о перегревах ее агрегатов, продолжительности движения автомобиля накатом, самопроизвольном выключении передач или трудностями их включения, шумах и перегревах, наблюдаемых в процессе работы. Кроме того, учитывают результаты внешнего осмотра (отсутствие подтеканий, деформации), а также данные о механических потерях в трансмиссии, полученные при диагностике автомобиля в целом» [15].

«Механизм сцепления диагностируют по полноте выключения сцепления, определяемой легкостью включения передач, и моменту

пробуксовки. На динамометрическом стенде пробуксовку сцепления можно выявить, освещая стробоскопической лампой карданный вал автомобиля, колеса которого затормаживаются барабанами стенда при помощи нагрузочного устройства. Лампу включают в электрическую цепь системы зажигания. При отсутствии пробуксовки сцепления карданный вал, освещаемый вспышками лампы, кажется неподвижным, поскольку он работает с коленчатым валом как одно целое» [6].

«Коробку передач, раздаточную коробку и ведущие мосты диагностируют по люфтам, вибрациям и тепловому состоянию. Для диагностики по люфтам используют люфтомер-динамометр, позволяющий измерять люфты трансмиссии под воздействием заданного момента. Зев динамометрического ключа прибора накладывают на крестовину карданного вала, указатель закрепляют зажимом на шейке отражателя вала главной передачи, а шкалу на фланце моста» [15].

### **3.2 Регулировочные операции**

«Сцепление с центральной диафрагменной пружиной не требует регулировки механизма сцепления и регулировки свободного хода.

Регулировка затяжки подшипников главной передачи имеет цель устранить осевой зазор вала ведущей шестерни. Устранение излишнего осевого зазора достигается за счет уменьшения толщины регулировочных шайб до такой затяжки, при которой момент вращения ведущей шестерни не будет превышать значения от 1 до 3,5 Н·м. Аналогично при помощи изменения числа стальных прокладок восстанавливается предварительный натяг подшипников промежуточного вала главной передачи. После регулировки подшипников регулируют зацепление конических шестерен главной передачи изменением числа прокладок между фланцем стакана вала ведущей шестерни и торцом картера редуктора» [16].

### 3.3 Смазка агрегатов трансмиссии

«Для смазки агрегатов трансмиссии используются жидкие масла, обладающие хорошими смазочными свойствами под большими нагрузками.

Дозаправку масла обычно производят после того, как масло в агрегате несколько устоится и масляная пена осядет. Масло заливают до уровня контрольного или заправочного отверстия. Излишек масла может привести к перегреву агрегата, а также к выбиванию масла через сальники и сапуны.

Смену масла в агрегатах трансмиссии целесообразно производить сразу же после работы автомобиля (масло нагревается от плюс 60 до плюс 70°С) с промывкой картеров и шестерен керосином или дизельным топливом. Для промывки в картер агрегата заливают от 1,5 до 2 литра промывочной жидкости и промываемый агрегат включается в работу от 1,5 до 2 минуты, после чего жидкость сливается и в картер заливается свежее масло. Сроки замены масла в агрегатах трансмиссии от 32000 до 48000 км в зависимости от узла и масла. В целях сокращения количества сортов смазочных материалов целесообразно все тяги рулевого механизма, передний мост и шлицы карданного вала смазывать трансмиссионными маслами типа ТСП-15К, ТАД-17И, ТАП-15В. При этом износы деталей уменьшаются до 30%, а затраты на смазывание на 20%. При достаточной герметизации узла и наличием в нем небольшой по емкости масляной полости периодичность смазки увеличивается до 48000 км пробега. Недостаточно герметизированные узлы изнашиваются от 2 до 2,5 раза быстрее герметизированных узлов» [19].

Выводы по разделу.

В ходе выполнения раздела, посвященному техническому обслуживанию агрегатов, было рассмотрены основные неисправности трансмиссии и способы их устранения, а также смазочно-регулирующие работы для поддержания автомобиля в исправном состоянии.

## **4 Производственная и экологическая безопасность проекта**

### **4.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот»**

Обеспечение безопасности человека в его повседневной деятельности, является важной целью, в условиях современного цивилизованного, социально-ориентированного, экономически стабильного мира.

В общем случае термин «безопасность» понимается как система «человек-машина-среда» в работе которой необходимо сохранить условие, при котором возникновение аварий устраняется с некоторой вероятностью.

В мире, особенно в последние годы, наблюдается интенсивный рост опасных процессов. С одной стороны, это опасные природные явления и стихийные бедствия, с другой стороны – техногенные аварии и катастрофы. За последние полвека число опасных стихийных бедствий увеличилось примерно в три раза, а ущерб от них – десять. При этом следует отметить, что процессы опасных природных явлений во многом связаны с деятельностью человека: деградация природной среды в результате сокращения лесного покрова, выбросов, изменения режимов природной воды, загрязнение воды и так далее.

«Общими мероприятиями, направленными на снижение производственного травматизма, являются: рациональное устройство основных и вспомогательных производственных зданий и сооружений; рациональное устройство машин, установок, приборов, инструмента, приспособлений и другого оборудования, их размещение и содержание в исправном состоянии; рациональная организация рабочих мест; изоляция производственного процесса; улучшение технологии производства; механизация; автоматизация; защита работающих; организационно-массовые мероприятия» [25].

В целях обеспечения потребителя достоверной информацией по безопасности применения, хранения, транспортирования и утилизации материалов, изделий, устройств, а также их использования в бытовых целях для каждого товара/услуги разрабатывается паспорт безопасности.

Паспорт безопасности содержит доступную, краткую и самое важное достоверную информацию, достаточную для принятия потребителем необходимых мер по обеспечению защиты здоровья людей и их безопасности на рабочем месте, охране окружающей среды на всех стадиях жизненного цикла, в том числе утилизацию.

В таблице 18 представлен паспорт безопасности на технологический процесс технического обслуживания автомобиля УАЗ «Патриот».

Таблица 18 – Паспорт безопасности на технологический процесс ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот»

Технологический процесс/операция	Содержание операций и переходов	Должность работника, выполняющего технологическую операцию, процесс (ОК 010-2014 (МСКЗ-08). Общероссийский классификатор занятий)	Технологическое оборудование, приспособления, необходимые для обеспечения технологического процесса	Наименование материалов, веществ, средств защиты (Приказ Минтруда России от 09.12.2014 N 997н), необходимых для обеспечения технологического процесса
Технологический процесс ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот»	1 Установка автомобиля на пост. 2 Проведение ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» (контрольно-осмотровые, регламентные работы) согласно карты технического обслуживания автомобиля УАЗ. 3 Снятие автомобиля с поста	Слесарь по ремонту автомобилей 4 разряда	Ключи по размеру крепежных элементов: – рожковые; – накидные; – с трещоткой. Отвертки по размеру крепежных элементов: – плоские; – крестообразные. Манометр, насос	Защитные хлопчатобумажные перчатки, спецодежда, спецобувь

## 4.2 Определение профессиональных рисков

«Процесс определения профессиональных рисков включает в себя процедуру обнаружения, выявления опасных и вредных производственных факторов (далее – О и ВПФ) согласно ГОСТ 12.0.003-2015 «Система стандартов по безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» и установления их временных, количественных и других характеристик, в целях разработки комплекса предупреждающих мероприятий в целях обеспечения безопасности труда» [28].

Сводная информация по идентификации профессиональных рисков при технологическом процессе ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» представлена в таблице 19.

Таблица 19 – Идентификация профессиональных рисков

Выполняемая работа	О и ВПФ	Источник возникновения О и ВПФ
1 Установка автомобиля на пост. 2 Проведение ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» (контрольно-осмотровые, регламентные работы) согласно карте технического обслуживания автомобиля УАЗ 3 Снятие автомобиля с поста	Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях деталей, узлов, агрегатов	Детали, узлы, агрегаты автомобиля
	«Движущиеся машины и механизмы, подвижные части оборудования	Электроинструмент
	Повышенный уровень шума	Электроинструмент, автомобили на посту
	Запыленность и загазованность воздуха	Пыль, поднимающаяся от работающего оборудования, транспорта
	Возможность поражения электрическим током	Электроинструмент, сварочный аппарат, станки
	Отсутствие или недостаток естественного света	Недостаточное количество окон, световых колодцев в помещении, где производится технологический процесс
	Монотонность труда, вызывающая монотонию	Однообразно повторяющиеся технологические операции при сборке/испытании» [27].
	Напряжение зрительных анализаторов	
Статические нагрузки, связанные с рабочей позой		

### 4.3 Мероприятия по снижению профессиональных рисков

«В обязанности работодателя входит обеспечение мероприятий, направленных на улучшение условий труда, в том числе разработанных по результатам специальной оценки условий труда (Федеральный закон «О специальной оценке условий труда» от 28.12.2013 № 426-ФЗ). Работодатель должен направлять на эти цели, согласно статье 226 «Финансирование мероприятий по улучшению условий и охраны труда» Трудового кодекса РФ, не менее 0,2 % суммы затрат на производство продукции (работ, услуг)» [29].

Специальная оценка условий труда является единым комплексом последовательно осуществляемых мероприятий по идентификации О и ВПФ производственной среды и трудового процесса и оценке уровня их воздействия на работника с учетом отклонения их фактических значений от установленных уполномоченным Правительством Российской Федерации федеральным органом исполнительной власти нормативов условий труда и применения средств индивидуальной и коллективной защиты работников.

Типовой перечень ежегодно реализуемых работодателем за счет указанных средств мероприятий по улучшению условий и охраны труда и снижению уровней профессиональных рисков устанавливается федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере труда.

Основные мероприятия:

- а) «проведение специальной оценки условий труда (далее – СОУТ). СОУТ позволяет оценить условия труда на рабочих местах и выявить О и ВПФ и тем самым выполнить некоторые обязанности работодателя, предусмотренные Трудовым кодексом РФ:
  - 1) информировать работников об условиях и охране труда на рабочих местах, о риске повреждения здоровья,

- предоставляемых им гарантиях, полагающихся им компенсациях и средствах индивидуальной защиты;
- 2) разработать и реализовать мероприятия по приведению условий труда в соответствие с государственными нормативными требованиями охраны труда;
  - 3) установить работникам компенсации за работу с вредными и (или) опасными условиями труда» [29];
- б) обеспечение работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, а также на работах, производимых в особых температурных и климатических условиях или связанных с загрязнением, средствами индивидуальной защиты, смывающими и обезвреживающими средствами;
  - в) устройство новых и (или) модернизация имеющихся средств коллективной защиты работников от воздействия опасных и вредных производственных факторов;
  - г) приведение уровней естественного и искусственного освещения на рабочих местах, в бытовых помещениях, местах прохода работников в соответствии с действующими нормами;
  - д) устройство новых и (или) реконструкция имеющихся мест организованного отдыха, помещений и комнат релаксации, психологической разгрузки, мест обогрева работников, а также укрытий от солнечных лучей и атмосферных осадков при работах на открытом воздухе; расширение, реконструкция и оснащение санитарно-бытовых помещений;
  - е) обеспечение хранения средств индивидуальной защиты, а также ухода за ними (своевременная химчистка, стирка, дегазация, дезактивация, дезинфекция, обезвреживание, обеспыливание, сушка), проведение ремонта и замена СИЗ;
  - ж) приобретение стендов, тренажеров, наглядных материалов, научно-технической литературы для проведения инструктажей по охране

труда, обучения безопасным приемам и методам выполнения работ, оснащение кабинетов (учебных классов) по охране труда компьютерами, теле-, видео-, аудиоаппаратурой, лицензионными обучающими и тестирующими программами, проведение выставок, конкурсов и смотров по охране труда;

- з) обучение лиц, ответственных за эксплуатацию опасных производственных объектов;
- и) оборудование по установленным нормам помещения для оказания медицинской помощи и (или) создание санитарных постов с аптечками, укомплектованными набором лекарственных средств и препаратов для оказания первой помощи» [26].

Мероприятия по снижению профессиональных рисков представлены в таблице 20.

Таблица 20 – Мероприятия по снижению профессиональных рисков

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
«Движущиеся машины и механизмы, подвижные части оборудования»	Организационно-технические мероприятия: – инструктажи по охране труда; – содержание технических устройств в надлежащем состоянии» [21]	Спецодежда, соответствующая выполняемой работе (спецобувь, спецодежда, средства защиты органов дыхания, зрения, слуха)
«Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях деталей, узлов, агрегатов»	Выполнение на регулярной основе планово-предупредительного обслуживания. Эксплуатация технологического оборудования в строгом соответствии с инструкцией. Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами; – предохранительные устройства для предупреждения перегрузки	Спецодежда, соответствующая выполняемой работе (спецобувь, спецодежда, средства защиты органов дыхания, зрения, слуха)

Продолжение таблицы 20

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
	<p>оборудования</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– знаки безопасности, цвета, разметка по ГОСТ 12.4.026-2015</li> <li>– обеспечение дистанционного управления оборудованием» [30]</li> </ul>	
<p>Повышенный уровень шума</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– уменьшение величины шума на пути его распространения;</li> <li>– снижение шума в источнике;</li> <li>– проведение лечебно-профилактических мероприятий;</li> <li>– организационно-технические мероприятия (использование современных менее шумных технологических процессов и машин;</li> <li>– оснащение шумных машин средствами дистанционного управления и автоматического контроля;</li> <li>– контроль за уровнем шума и своевременное устранение его причин;</li> <li>– введение целесообразных режимов труда и отдыха работников на шумных предприятиях);</li> <li>– архитектурно-планировочные меры – уменьшение шума еще на стадии проектирования промышленных зданий сооружений;</li> <li>– формирование зон защищенных от шума, целесообразное размещение оборудования рабочих мест,</li> </ul>	<p>Противошумные: наушники, закрывающие ушную раковину снаружи, вкладыши, перекрывающие наружный слуховой проход; противошумные шлема и каски; противошумные костюмы</p>
<p>Возможность поражения электрическим током</p>	<p>К техническим мерам защиты от действия электрического тока относятся:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– изоляция токопроводящих элементов (рабочая, двойная, усиленная),</li> <li>– зануление,</li> <li>– заземление,</li> <li>– защитное отключение.</li> </ul>	<p>Диэлектрические перчатки, изолирующие клещи и штанги, слесарный инструмент с изолированными рукоятками, указатели величины напряжения, диэлектрические калоши, боты, подставки, коврики,</p>

Продолжение таблицы 20

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
	<p>К организационным мерам защиты от действия электрического тока относятся:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– оформление нарядов или распоряжений с полным указанием места и времени работы, ответственных лиц, мер безопасности;</li> <li>– обучение персонала и оформление допуска; надзор над проведением работ.</li> </ul> <p>Технические средства защиты от действия электрического тока:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>а) изолирующие (диэлектрические перчатки, изолирующие клещи и штанги, слесарный инструмент с изолированными рукоятками, указатели величины напряжения, диэлектрические калоши, боты, подставки, коврики);</li> <li>б) предохранительные - специальные средства индивидуальной защиты, обеспечивающие безопасность во время проведения электромонтажных работ в особо сложных условиях: на высоте, при световом, тепловом и механическом воздействии электрической дуги (предохранительные пояса, «когти», лестницы, защитные щитки, каски и очки, рукавицы из трудновоспламеняемых материалов, спецодежда, спецобувь, противогазы);</li> <li>в) ограждающие для обеспечения коллективной безопасности (щиты, ширмы, барьеры, клетки, заземляющие и шунтирующие штанги, специальные знаки и плакаты)</li> </ul>	<p>предохранительные пояса, «когти», лестницы, защитные щитки, каски и очки, рукавицы из трудновоспламеняемых материалов, спецодежда, спецобувь, противогазы; щиты, ширмы, барьеры, клетки, заземляющие и шунтирующие штанги, специальные знаки и плакаты</p>
Отсутствие или недостаток естественного света	Устройство световых проемов в стенах производственного помещения, световых фонарей на крыше здания, устройство	–

Продолжение таблицы 20

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
	дополнительного освещения на рабочем месте рабочего. Контроль за параметрами освещенности при помощи специального прибора люксметра-пульсметра	
Напряжение зрительных анализаторов. Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	Для предупреждения развития утомления, функционального перенапряжения и функциональных скелетно-мышечных нарушений работающих факторы трудового процесса, характеризующие тяжесть физического труда, не должны превышать допустимые величины и отвечать требованиям Руководства Р2.2.2006-05. В целях профилактики развития утомления, перенапряжения и развития скелетно-мышечных заболеваний существенное значение имеет соответствие конструкции используемого производственного оборудования, ручного инструмента и так далее современным требованиям эргономики, антропометрическим данным, физиологическим и психологическим возможностям работающего человека	—
Монотонность труда, вызывающая монотонию	<ul style="list-style-type: none"> <li>– расширение круга обязанностей;</li> <li>– усложнение работы или обогащение такими функциями и обязанностями, которые способны сыграть роль стимулов для того или иного сотрудника;</li> <li>– руководитель должен установить режим и график работы сотрудников. Принципы и методология определения количества и продолжительности перерывов на отдых, независимо от регламентированного периода работы, являются едиными. С</li> </ul>	—

Продолжение таблицы 20

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
	сокращением рабочего дня (с 6-7-часовой сменой) потребность в отдыхе может возрасти, поскольку, как правило, увеличивается интенсивность труда; – обратить внимание на социальные и физические условия труда: уровень шума в помещении, цветовая гамма помещения, освещение. Правильное оформление помещений требует логического соответствия формы и цвета	

#### 4.4 Пожарная безопасность

К пожарной безопасности зданий и сооружений следует относиться со всей ответственностью, при этом требования по пожарной безопасности регулируются сводом правил (СНиП). Свод правил по пожарной безопасности (СНиП) – нормативные документы, в соответствии с которыми производится проектирование противопожарной защиты зданий и сооружений. СНиП о пожарной безопасности представляют собой документ, в котором прописаны правила, которым нужно следовать, начиная от проектирования и заканчивая периодом эксплуатации. Те или иные здания (сооружения) принято классифицировать по двум категориям – конструктивной и функциональной пожарной опасности. Кроме того, все здания категорируют по огнестойкости. Степень огнестойкости сооружений находится в прямой зависимости от огнестойкости конструкций несущего типа (стен, перекрытий).

Любое здание в зависимости от степени огнестойкости должно быть оборудовано:

- подъездными путями для пожарной техники,
- наружными пожарными лестницами,
- системой противодымной защиты,
- противопожарным водопроводом,
- средствами, облегчающими выходы на чердак.

При организации противопожарной безопасности нужно уделять особое внимание системам и средствам предотвращения распространения пожара по всей площади помещений. Существуют определенные требования к использованию тех или иных материалов для облицовки различных поверхностей. Кроме того, в любом здании (сооружении) должна быть размещена сигнализация, а также первичные средства пожаротушения и противопожарные преграды.

Противопожарная безопасность в здании должна быть организована таким образом, чтобы в случае обнаружения возгорания люди могли максимально быстро покинуть помещение. Эвакуационные пути должны быть предохранены от опасных факторов пожара, это возможно благодаря внедрению комплекса конструктивных, технических и инженерных решений. Организация пожарной безопасности в любом здании – обязательная и необходимая мера, к этому процессу следует подойти со всей ответственностью, без экономии средств на обустройство систем противопожарной защиты и средств пожаротушения.

Каждый руководитель объекта должен осуществлять необходимый комплекс мер по предотвращению пожаров на объекте на постоянной основе.

Перечень мероприятий по пожарной безопасности при технологическом процессе ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» представлен в таблице 21.

Таблица 21 – Перечень мероприятий, направленных на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот»

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности, эффекты от реализации
«Наличие сертификата соответствия продукции требованиям пожарной безопасности»	Все приобретаемое оборудование должно в обязательном порядке иметь сертификат качества и соответствия
Обучение правилам и мерам пожарной безопасности в соответствии с Приказом МЧС России 645 от 12.12.2007	Проведение обучения, а также различных видов инструктажей по тематике пожарной безопасности под роспись» [29].
«Проведение технического обслуживания, планово-предупредительных ремонтов, модернизации и реконструкции оборудования»	Выполнение профилактики оборудования в соответствии с утвержденным графиком работ. Назначение приказом руководителя лица, ответственного за выполнение данных работ.
Наличие знаков пожарной безопасности и знаков безопасности по охране труда по ГОСТ	Знаки пожарной безопасности и знаки безопасности по охране труда, установленные в соответствии с нормативно-правовыми актами РФ» [32].
«Рациональное расположение производственного оборудования без создания препятствий для эвакуации и использованию средств пожаротушения»	Эвакуационные пути в пределах помещения должны обеспечивать безопасную, своевременную и беспрепятственную эвакуацию людей
Обеспечение исправности, проведение своевременного обслуживания и ремонта источников наружного и внутреннего противопожарного водоснабжения, средств пожаротушения	Не допускается использование неисправных средств пожаротушения также средств с истекшим сроком действия
Разработка плана эвакуации при пожаре в соответствии с требованиями статьи 6.2 ГОСТ Р 12.2.143–2009, ГОСТ 12.1.004–91 ССБТ «Пожарная безопасность Общие требования»	Наличие действующего плана эвакуации при пожаре, своевременное размещение планов эвакуации в доступных для обозрения местах» [29].
«Размещение информационного стенда по пожарной безопасности»	Наличие средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности» [31].

#### 4.5 Экологическая безопасность технологического процесса ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот»

Сводная информация по идентификации экологических факторов технологического процесса ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» представлена в таблице 22.

Таблица 22 – Идентификация экологических факторов технологического процесса сборки ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот»

Структурные составляющие (оборудование) технологического процесса	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
Технологический процесс ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот»	Мелкодисперсные частицы пыли в окружающем воздухе, испарения смазочно-охлаждающей жидкости с поверхности новых деталей, а также в результате ее пролива, утечки, в процессе утилизации	Не обнаружено	Спецодежда пришедшая в негодность, твердые бытовые / коммунальные отходы (коммунальный мусор), металлический лом, стружка» [10].

Сводная информация по мероприятиям, направленным на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса технического обслуживания автомобиля УАЗ «Патриот» представлена в таблице 23.

Таблица 23 – Мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот»

Перечень мероприятий, направленных на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» на:		
атмосферу	гидросферу	литосферу
«Применение фильтрующих элементов в вытяжных устройствах и своевременная их замена	Экологический контроль за утилизацией и захоронением сточных вод, осадков, выбросов вредных веществ» [24].	Спецодежда, пришедшая в негодность, применяется как вторичное сырье при производстве ветоши. Металлический лом, стружка отправляется на переплавку. Твердые бытовые / коммунальные отходы сортируются и перерабатываются / сжигаются

безопасность проекта».

В разделе «Производственная и экологическая безопасность проекта»:

- разработан паспорт безопасности на технологический процесс ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» (таблица 18);
- выявлены профессиональные риски при технологическом процессе ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» (таблица 19) и определены пути их снижения (таблица 20);
- рассмотрены мероприятия по обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» (таблицы 21, 22);
- определены мероприятия, способствующие снижению негативного антропогенного воздействия технологического процесса ТО-1 автомобиля УАЗ «Патриот» (таблица 23).

## 5 Экономическая эффективность проекта

«Рассчитаем затраты на изготовление конструкции раздаточной коробки с дифференциалом повышенного трения типа Torsen T-2 по формуле (152):

$$C_{\text{кон}} = C_{\text{к.д}} + C_{\text{о.д}} + C_{\text{п.д}} + C_{\text{сб.н}} + C_{\text{о.н}}, \quad (152)$$

где  $C_{\text{к.д}}$  – стоимость изготовления корпусных деталей, р.;

$C_{\text{о.д}}$  – затраты на изготовление оригинальных деталей, р.;

$C_{\text{п.д}}$  – цена покупных деталей, изделий, агрегатов, р.;

$C_{\text{о.н}}$  – общепроизводственные накладные расходы на изготовление конструкции, р.» [23]

«Рассчитываем стоимость изготовления корпусных деталей по формуле (153):

$$C_{\text{к.д}} = Q_{\text{к}} \cdot C_{\text{к}}, \quad (153)$$

где  $Q_{\text{к}}$  – масса материала, израсходованного на изготовление корпусных деталей, кг;

$C_{\text{к}}$  – средняя стоимость 1 кг готовых деталей, принимаем 150,0 р./кг» [27].

$$C_{\text{к.д}} = 34 \cdot 150 = 5100 \text{ руб.}$$

«Рассчитываем затраты на изготовление оригинальных деталей по формуле (154):

$$C_{\text{о.д}} = C_{\text{прн}} \cdot C_{\text{м}}, \quad (154)$$

где  $C_{\text{прн}}$  – заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовление оригинальных деталей, с учетом дополнительной зарплаты и отчислений, р.

$$C_{\text{прн}} = t \cdot C_q \cdot k_t, \quad (155)$$

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

$C_q$  – часовая ставка рабочих, отчисляемая по среднему разряду;

$k_t$  – коэффициент, учитывающий доплаты к основной зарплате, принимается от 1,025 до 1,03» [23].

$$C_{\text{прн}} = 12 \cdot 94 \cdot 1,03 = 1161,84 \text{ р.}$$

Рассчитываем дополнительную заработную плату по формуле (156):

$$C_d = \frac{(5 \dots 12) \cdot C_{\text{прн}}}{100}, \quad (156)$$

$$C_d = \frac{10 \cdot 1161,84}{100} = 116,84 \text{ р.}$$

Рассчитываем начисления на заработную плату по формуле (157):

$$C_{\text{соц}} = \frac{30 \cdot (C_{\text{прн}} + C_d)}{100} \quad (157)$$

$$C_{\text{соц}} = \frac{30 \cdot (1161,84 + 116,84)}{100} = 383,4 \text{ р.},$$

«Рассчитываем стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей по формуле (158):

$$C_M = Ц \cdot Q_3, \quad (158)$$

где  $C$  – цена 1 кг материала заготовок, р./кг;

$Q_3$  – масса заготовки, кг» [27].

$$C_M = 210 \cdot 100 = 21000 \text{ р.}$$

$$C_{o.d} = 1161,84 + 116,84 + 383,4 + 21000 = 22661,43 \text{ р.}$$

«Рассчитываем полную заработную плату производственных рабочих, занятых на сборке по формуле (159):

$$C_{CB.П} = C_{CB} + C_{д.СБ} + C_{соц.СБ}, \quad (159)$$

где  $C_{CB}$  – основная заработная плата рабочих, занятых на сборке, р.;

$C_{д.СБ}$  – дополнительная заработная плата рабочих, занятых на сборке, р.;

$C_{соц.СБ}$  – отчисления соцстраху рабочих, р.» [27].

«Рассчитываем основную заработную плату рабочих, занятых на сборке по формуле (160):

$$C_{CB} = T_{CB} \cdot C_q \cdot k_r, \quad (160)$$

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

$$T_{CB} = k_c \cdot \sum t_{c.б}, \quad (161)$$

где  $t_{c.б}$  – трудоемкость сборки составных частей, чел.-ч., по справочным данным принимаем равным 8,0 чел.-ч.

$k_c$  – коэффициент, учитывающий непредусмотренные работы, принимаем равным 1,25» [27].

$$T_{CB} = 1,25 \cdot 8 = 10 \text{ чел.} \cdot \text{ч.},$$

$$C_{CB} = 10 \cdot 94 \cdot 1,03 = 968,2 \text{ р.},$$

$$C_{д.сб} = 0,1 \cdot 968,2 = 96,82 \text{ р.},$$

$$C_{соц.сб} = 0,3 \cdot (968,2 + 96,82) = 319,5 \text{ р.},$$

$$C_{сб.л} = 968,2 + 96,82 + 319,5 = 1384,52 \text{ р.}$$

«Рассчитываем общепроизводственные накладные расходы на изготовление приспособления по формуле (162):

$$C_{OH} = \frac{C'_{IP} \cdot R_{OH}}{100}, \quad (162)$$

где  $C'_{IP}$  – основная заработная плата производственных рабочих, участвующих в изготовлении аппарата, р.;

$R_{OH}$  – процент общепроизводственных накладных расходов, %» [27].

$$C'_{IP} = C_{IP} + C_{сб.л}. \quad (163)$$

$$C'_{IP} = 1161,84 + 968,2 = 2130,04 \text{ р.}$$

$$C_{OH} = \frac{2130,04 \cdot 40}{100} = 852,01 \text{ р.}$$

Стоимость покупных деталей, изделий, агрегатов (подшипники, уплотнительные и стопорные кольца, пыльники, гайки, болты, шайбы заглушки и так далее) представлены в таблице 24.

Таблица 24 – Затраты по статье «материалы» на конструкторскую разработку

Наименование материала	Единица измерения	Цена за единицу измерения, руб.	Норма расхода	Сумма, руб.
Прокладка	шт.	8	6	48
Подшипник	шт.	310	7	2170
Уплотнительное кольцо	шт.	26	4	104
Стопорное кольцо	шт.	11	6	66
Пыльник	шт.	80	3	240
Маслоотражатель	шт.	65	4	260
Заглушка	шт.	9	3	27

Продолжение таблицы 24

Наименование материала	Единица измерения	Цена за единицу измерения, руб.	Норма расхода	Сумма, руб.
Болт	шт.	8	20	160
Шайба	шт.	4	20	80
Гайка	шт.	5	21	105
Итого:	–	–	–	3260

$$C_{п.д} = 48 + 2170 + 104 + 66 + 240 + 260 + 27 + 160 + 80 + 105 = 3260 \text{ р.}$$

Далее рассчитываем годовую экономию, годовой экономический эффект и срок окупаемости конструкторской разработки.

Рассчитываем затраты на изготовление конструкции по формуле (152):

$$C_{кон} = 5100 + 22661,43 + 1384,52 + 852,01 + 2130,04 = 32128,01 \text{ р.}$$

Как видно из расчетов, общие затраты на изготовление конструкции равны 32128,01 р.

«Рассчитываем годовую экономию от снижения себестоимости при внедрении конструкции по формуле (164):

$$\mathcal{E}_Г = (T_C - T_H) \cdot 12 \cdot C_ч + \mathcal{E}_К, \quad (164)$$

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

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

$C_ч$  – часовая ставка рабочих, по 4-у разряду, 94 р./ч.» [27].

Экономия денежных средств достигается за счёт снижения среднемесячной трудоемкости при применении новой технологии и как следствие снижение трудоемкости приводит к экономии денежных средств.

$$\mathcal{E}_Г = (15 - 12) \cdot 1294 + (45000 - 32128) = 9487,99 \text{ р.}$$

Рассчитываем срок окупаемости по формуле (165):

$$O_{OK} = \frac{C_{кон}}{\mathcal{E}_Г}, \quad (165)$$

$$O_{OK} = \frac{32128}{9487,99} = 3,38 \text{ года.}$$

Рассчитываем годовой экономический эффект от внедрения конструкции по формуле (166):

$$\mathcal{E}_{\mathcal{E}\Phi} = \mathcal{E}_Г - 0,15 \cdot C_{кон}, \quad (166)$$

$$\mathcal{E}_{\mathcal{E}\Phi} = 9487,99 - 0,15 \cdot 32128 = 14307,2 \text{ р.}$$

Все полученные результаты сводим в таблицу 25.

Таблица 25 – Результаты расчета

Показатель	Единица измерения	Значение	
		До внедрения	После внедрения
Стоимость изготовления конструкции	руб.	45000,0	32128,01
Трудоёмкость при использовании конструкции	чел.-ч.	15,0	12
Годовая экономия от снижения при внедрении конструкции	руб.	-	9487,99
Годовой экономический эффект	руб.	-	14307,19
Срок окупаемости	год.	-	3,39

Выводы по разделу:

Анализируя раздел, посвящённый экономической эффективности проекта, делаем вывод, что годовая экономия, достигаемая за счёт снижения трудоёмкости на поставленные работы и за счёт меньшей стоимости составляет 9487,99 р., а срок окупаемости равен 3,38 года, что допустимо для данной конструкции раздаточной коробки с дифференциалом повышенного трения типа Torsen T-2 для полноприводного автомобиля УАЗ «Патриот».

## Заключение

В данном дипломном проекте на тему: «Раздаточная коробка с дифференциалом повышенного трения для полноприводного автомобиля УАЗ «Патриот», поставлены цель и задачи.

В процессе выполнения работы были решены следующие задачи:

- проведен обзор конструкций раздаточных коробок и дифференциалов;
- выполнено обоснование и выбор типа двигателя, а также расчет внешней скоростной характеристики двигателя;
- выполнено обоснование основных параметров автомобиля, определены весовые параметры автомобиля, выбраны шины, а также рассчитаны передаточные числа главной передачи, коробки передач, раздаточной коробки;
- выполнен тягово-динамический и топливно-экономические расчеты проектируемого автомобиля и построены соответствующие графики (для удобства демонстрации на защите выпускной квалификационной работы выведены на отдельный графический лист А1). Также были проведены конструкторские расчеты раздаточной коробки, вала привода переднего и заднего мостов, и дифференциала;
- выполнена конструкторская разработка раздаточной коробки, валов привода переднего и заднего мостов;
- рассмотрены основные неисправности трансмиссии и методы их устранения, возможные варианты диагностики и технического обслуживания трансмиссии;
- рассмотрена производственная и экологическая безопасность проекта;
- определена экономическая эффективность проекта.

## Список используемой литературы и используемых источников

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3т. Т.1. – М: Машиностроение, 2001. – 920 с.
2. Автомобили УАЗ и их модификации: Руководство по эксплуатации. Издание четвертое. – Ульяновск, 2000. – 227 с.
3. Анисимов Г. М. Лесные тяговые машины: Методические указания по курсовому проектированию / Г. М. Анисимов. – М.: Лесотехническая академия им. Кирова, 1988. – 38 с.
4. Бачин О. И. Лесные машины. Кинематические схемы трансмиссий автотранспортных средств лесного комплекса : Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / О. И. Бачин. – Архангельск : Изд-во АГТУ, 2003. - 65 с.
5. Бойков А. В. Конструирование и расчет элементов трансмиссий транспортных машин: Учебное пособие / А. В. Бойков. – СПб. : Издательство СПб ГТУ, 2002. – 144 с.
6. Величко А. В. Анализ процесса торможения автотранспортного средства / А. В. Величко // Транспортные средства Сибири: Материалы межвузовской научно-практической конференции. – Красноярск: КГТУ, 1995. – с. 83-89.
7. Вахламов В.К. Автомобили конструкция и элементы расчета. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. - 480 с.
8. Горина Л. Н. Раздел выпускной квалификационной работы "Безопасность и экологичность технического объекта". Учеб.-метод. пособие / Л. Н. Горина, М. И. Фесина ; ТГУ ; Ин-т машиностроения ; каф. "Управление промышленной и экологической безопасностью" . - ТГУ. - Тольятти : ТГУ, 2018. - 41 с.
9. Горлатов С.Е. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Методические указания к курсовой работе. – Оренбург: ОГУ, 2002 – 28 с.

10. Гуревич А. М. Тракторы и автомобили: Учебник для вузов / А. М. Гуревич. - М. : Колос, 1983. – 336 с.
11. Дуров А. В. Тяговые машины. Тяговые качества лесотранспортных машин: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / А. В. Дуров. – Архангельск: РИО АЛТИ, 1984. – 40 с.
12. Зимелев Г.В. Теория автомобилей. – М.: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1957 - 455 с.
13. Казакевич, П. Н. Организация и планирование технического обслуживания и ремонта лесозаготовительных машин. Определение затрат на её содержание / П. Н. Казакевич. – Архангельск : РИО АЛТИ, 1990. – 45 с.
14. Маевская Е. Б. Экономика организации : учебник / Е. Б. Маевская. - Москва : ИНФРА-М , 2017. - 351 с.
15. Марченко, П. Ф. Теория и конструкция лесных колесных и гусеничных / П. Ф. Марченко. – Архангельск: РИО АЛТИ, 1990. – 37 с .
16. Мясищев Д. Г. Лесотранспортные машины: Методические указания к выполнению курсовой работы / Д. Г. Мясищев. – Архангельск: РИО АГТУ, 1994. – 32 с.
17. Мясищев Д. Г. Лесотранспортные машины: Методические указания к выполнению курсовой работы / Д. Г. Мясищев. – Архангельск: РИО АГТУ, 1994. – 32 с.
18. Обливин В. Н. Безопасность жизнедеятельности в лесопромышленном производстве и лесном хозяйстве: Учебник / В. Н. Обливин. – М.: МГУЛ, 2002. – 496 с.
19. Перевязкин Ю. Д. Расчет закрытых зубчатых и червячных передач: Методические указания к курсовому проектированию / Ю. Д. Перевязкин. - Архангельск: РИО АГТУ, 1995. – 32 с.
20. Полетайкин В.Ф. Проектирование лесопромышленного оборудования. Учебное пособие. – Красноярск: Издательство Краснояр. ун-та, 1988-176с.

21. Прокофьев Г. Ф. Валы и оси. Муфты. Шпоночные и шлицевые соединения : Учебное пособие / Г. Ф. Прокофьев. – Архангельск : Изд-во Арх. гос. техн. ун-та, 2003. - 104 с.

22. Прокофьев Г. Ф. Основы конструирования: учебное пособие / Г. Ф. Прокофьев. - Архангельск: Изд-во АГТУ, 2006. – 187 с.

23. Прокофьев Г. Ф. Конструирование приводов технологических машин : Учебное пособие / Г. Ф. Прокофьев. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2007. – 506 с.

24. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту автомобилей УАЗ. - М.: Издательский Дом Третий Рим, 2004. – 144 с., табл., ил.

25. Сердечный, В. Н. Нормы расхода топлива – смазочных материалов в лесной промышленности: Справочник / В. Н. Сердечный. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 432 с.

26. Смирнов Н. Н. Проектирование и расчет специальных лесных машин: Методические указания к выполнению контрольных работ / Н. Н. Смирнов. - Архангельск : Изд-во АЛТИ, 1986. – 36 с.

27. Смирнова, И. В. Планирование ремонтного обслуживания лесозаготовительной техники и затрат на её содержание / И. В. Смирнова. – Архангельск: РИО АГТУ, 1996. – 33 с.

28. Чернавский С. А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие/ С. А. Чернавский. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.

29. Чумаков, Л. Л. Раздел выпускной квалификационной работы «Экономическая эффективность проекта». Уч.-методическое пособие / Л. Л. Чумаков. - Тольятти: изд-во ТГУ, 2016. – 37 с.

30. Эрдеди А.А. Детали машин: учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования. – М.: Академия, 2012. - 106 с.

31. D.T. Cooke, D.T. Clarkson Transport and receptor proteins of plant membranes : Molecular structure a. function: held Sept. 17-20, 1991, in Bristol, United Kingdom / Ed. by. - New York; London : Plenum press, Cop. 1992. - VIII, 213 с.

32. David A. Hensher, Kenneth J. Button / Handbook of transport modeling. - [2. impr.]. - Amsterdam [etc.] : Pergamon, 2002 [1] c. - 165 c.
33. Improving reliability on surface transport networks [Текст] / OECD, Intern. transport forum. - Paris : OECD, cop. 2010. - 165 c.
34. Konstadinos G. Goulias Transport science and technology: [Transport science technology Congr, 1-5 September 2004 - Amsterdam: Elsevier, 2007, 496.
35. Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.

**Приложение А**  
**Спецификация**

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание	
<i>Документация</i>							
A4			21.ДП.ПЭА.165.61.00.000.ПЗ	Пояснительная записка	1		
A1			21.ДП.ПЭА.165.61.00.000.СБ	Сборочный чертёж	1		
<i>Детали</i>							
		1	21.ДП.ПЭА.165.61.00.001	Корпус	1		
		2	21.ДП.ПЭА.165.61.00.002	Крышка	1		
		3	21.ДП.ПЭА.165.61.00.003	Хвостовик	1		
		4	21.ДП.ПЭА.165.61.00.004	Крышка	1		
		5	21.ДП.ПЭА.165.61.00.005	Крышка	1		
		6	21.ДП.ПЭА.165.61.00.006	Крышка корпуса	1		
		7	21.ДП.ПЭА.165.61.00.007	Вилка переключения передач	1		
		8	21.ДП.ПЭА.165.61.00.008	Первичный вал	1		
		9	21.ДП.ПЭА.165.61.00.009	Блок зубчатых колёс	1		
		10	21.ДП.ПЭА.165.61.00.010	Шестерня понижающей передачи	1		
		11	21.ДП.ПЭА.165.61.00.011	Шестерня повышающей передачи	1		
		12	21.ДП.ПЭА.165.61.00.012	Корпус дифференциала	1		
		13	21.ДП.ПЭА.165.61.00.013	Крышка корпуса дифференциала	1		
		14	21.ДП.ПЭА.165.61.00.014	Выходная шестерня	2		
		15	21.ДП.ПЭА.165.61.00.015	Сателлит	8		
		16	21.ДП.ПЭА.165.61.00.016	Шестерня привода спидометра	1		
		17	21.ДП.ПЭА.165.61.00.017	Вал привода спидометра	1		
			<b>21.ДП.ПЭА.165.61.00.000</b>				
			<b>Раздаточная коробка</b>				
			Копировал				
			Формат А4				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Кузнецов					1	4
Пров.	Угарова						
Н.контр.	Угарова						
Утв.	Бабровский						
					ТГУ, ИМ, гр. АТС-1601В		

Рисунок А.1 – Спецификация на раздаточную коробку

Продолжение Приложения А

Формат	Зачт	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
		18	21.ДП.ПЭА.165.61.00.018	Вал привода заднего моста	1		
		19	21.ДП.ПЭА.165.61.00.019	Вал привода переднего моста	1		
		20	21.ДП.ПЭА.165.61.00.020	Промежуточный вал	1		
		21	21.ДП.ПЭА.165.61.00.021	Фланец	1		
		22	21.ДП.ПЭА.165.61.00.022	Зубчатый венец	1		
		23	21.ДП.ПЭА.165.61.00.023	Палец	1		
		24	21.ДП.ПЭА.165.61.00.024	Шток	1		
		25	21.ДП.ПЭА.165.61.00.025	Рычаг переключения	1		
		26	21.ДП.ПЭА.165.61.00.026	Рукоятка	1		
		27	21.ДП.ПЭА.165.61.00.027	Направляющая	1		
		28	21.ДП.ПЭА.165.61.00.028	Втулка	1		
		29	21.ДП.ПЭА.165.61.00.029	Втулка	1		
		30	21.ДП.ПЭА.165.61.00.030	Маслоотражатель	1		
		31	21.ДП.ПЭА.165.61.00.031	Маслоотражатель	1		
		32	21.ДП.ПЭА.165.61.00.032	Пыльник	1		
		33	21.ДП.ПЭА.165.61.00.033	Пыльник	1		
		34	21.ДП.ПЭА.165.61.00.034	Пробка	1		
		35	21.ДП.ПЭА.165.61.00.035	Пробка	1		
		36	21.ДП.ПЭА.165.61.00.036	Гайка	1		
		37	21.ДП.ПЭА.165.61.00.037	Гайка	1		
		38	21.ДП.ПЭА.165.61.00.038	Кольцо стопорное	1		
		39	21.ДП.ПЭА.165.61.00.039	Кольцо стопорное	1		
		40	21.ДП.ПЭА.165.61.00.040	Кольцо стопорное	1		
		41	21.ДП.ПЭА.165.61.00.041	Кольцо стопорное	1		
		42	21.ДП.ПЭА.165.61.00.042	Кольцо стопорное	1		
		43	21.ДП.ПЭА.165.61.00.043	Кольцо стопорное	1		
		44	21.ДП.ПЭА.165.61.00.044	Кольцо стопорное	1		
		45	21.ДП.ПЭА.165.61.00.045	Регулировочное кольцо	3		
		46	21.ДП.ПЭА.165.61.00.046	Кольцо	1		
		47	21.ДП.ПЭА.165.61.00.047	Уплотнительное кольцо	1		
		Кузнецов				21.ДП.ПЭА.165.61.00.000	Лист 2
		Угарова					
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

Копировал

Формат А4

Рисунок А.2 – Спецификация на раздаточную коробку

Продолжение Приложения А

Формат	Зона	Паз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
		48	21.ДП.ПЭА.165.61.00.048	Уплотнительное кольцо	1		
		49	21.ДП.ПЭА.165.61.00.049	Уплотнительное кольцо	1		
		50	21.ДП.ПЭА.165.61.00.050	Уплотнительное кольцо	1		
		51	21.ДП.ПЭА.165.61.00.051	Шайба	1		
		52	21.ДП.ПЭА.165.61.00.052	Шайба	1		
		53	21.ДП.ПЭА.165.61.00.053	Шайба	1		
		54	21.ДП.ПЭА.165.61.00.054	Шайба	1		
		55	21.ДП.ПЭА.165.61.00.055	Прокладка	1		
		56	21.ДП.ПЭА.165.61.00.056	Прокладка	1		
		57	21.ДП.ПЭА.165.61.00.057	Прокладка	1		
		58	21.ДП.ПЭА.165.61.00.058	Прокладка	1		
		59	21.ДП.ПЭА.165.61.00.059	Прокладка	1		
		60	21.ДП.ПЭА.165.61.00.060	Прокладка	1		
		61	21.ДП.ПЭА.165.61.00.061	Заглушка	1		
		62	21.ДП.ПЭА.165.61.00.062	Заглушка	2		
				<i>Стандартные изделия</i>			
				Болт М6 х 20 ГОСТ 15591-70	1		
				Болт М8 х 8 ГОСТ 15591-70	2		
				Болт М8 х 22 ГОСТ 7808-70	10		
				Болт М8 х 28 ГОСТ 7796-70	8		
				Болт М8 х 30 ГОСТ 7796-70	12		
				Гайка М10 ГОСТ 15521-70	1		
				Манжета	2		
				Подшипник 209	1		
				ГОСТ 8338-75			
				Подшипник 60212	1		
				ГОСТ 7242-81			
				Подшипник 50306	1		
				ГОСТ 2893-82			
				Подшипник 7507	1		
Инв. № годл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докл.	Подп. и дата	21.ДП.ПЭА.165.61.00.000		Лист
							3
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Копировал	Формат	A4

Рисунок А.3 – Спецификация на раздаточную коробку

