

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирования и эксплуатации автомобилей»

(наименование)

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 Модернизация трансмиссии автомобиля LADA NIVA LEGEND
в целях повышения проходимости ввиду установки нового ДВС

Обучающийся В.А. Щербаков

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель кандидат технических наук, доцент, М.В. Прокопьев

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультанты кандидат технических наук, доцент, А.В. Бобровский

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

кандидат экономических наук, Л.Л. Чумаков

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

кандидат технических наук, доцент, А.Н. Москалюк

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2024

Аннотация

Тема дипломного проекта «Модернизация трансмиссии автомобиля LADA NIVA LEGEND в целях повышения проходимости ввиду установки нового ДВС».

Пояснительная записка содержит введение, первый раздел – состояние вопроса, второй раздел – конструкторская часть, третий раздел – технологическая часть, четвертый раздел – безопасность и экологичность проекта, пятый раздел – экономический раздел дипломного проекта, заключение, список используемой литературы, приложение. Объем – сто тридцать страниц. В отчете сорок семь таблиц и тридцать одна иллюстрация. Графическая часть содержит десять листов формата А1.

В рамках дипломного проекта был виртуально установлен в автомобиль двигатель ВАЗ 21179, модернизирована раздаточная коробка путем внедрения синхронизаторов и повышения передаточного числа пониженной передачи. Так же рекомендована установка колес 215/75 R15. В разделе «Состояние вопроса» были определены требования к трансмиссии и разобраны все ее виды. В конструкторской части для сравнения был сделан тяговый расчет для базового автомобиля и модернизированного, выполнен расчет зубчатого зацепления пониженной передачи, расчет синхронизаторов. В технологической части определен тип производства, выбрана организационная форма сборки и составлена маршрутная технология. В разделе безопасность и экологичность проекта проведена работа и расчеты на соответствие рабочего места сборки ведущего вала раздаточной коробки всем нормам. В экономическом разделе рассчитаны затраты и экономическая эффективность, экономический эффект от разработанной конструкции.

Abstract

The title of the graduation project is “Modernization of the transmission of the LADA NIVA LEGEND in order to increase cross-country ability due to the installation of a new internal combustion engine.”

The graduation project consists of an explanatory note on one hundred thirty pages, introduction, five parts, including thirty-one figures, forty-seven tables, the list of twenty one references and two appendices, and the graphic part on ten A1 sheets.

The object of the graduation project is the modernization of the transmission accompanying the installation of a new VAZ 21179 engine.

We start with the statement of the problem and then logically pass over to its possible solutions. It was decided to modernize the transfer case, which includes the introduction of synchronizers and an increase in the low-range gear ratio. It is also recommended to install 215/75 R15 wheels.

The graduation project may be divided into several logically connected parts which are the state of the issue, the design part, the technological part, the safety and environmental friendliness of the project, the economic section of the graduation project.

In conclusion we'd like to stress the development is relevant because it increases the vehicle's cross-country ability and updates its functionality, thereby making it more attractive to the end consumer.

Содержание

Введение.....	6
1 Состояние вопроса	8
1.1 Назначение агрегата или системы.....	8
1.2 Требования, предъявляемые к конструкции агрегата	8
или системы	8
1.3 Классификация конструкций агрегата или системы.....	9
1.4 Обзор и тенденции развития конструкции агрегата	13
или системы	13
1.5 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции	25
2 Конструкторская часть	28
2.1 Выбор компоновочной схемы объекта	28
2.2 Тягово-динамический расчет базового автомобиля.....	29
2.3 Расчет на максимальный угол подъема базового автомобиля на пониженной передаче	49
2.4 Тягово-динамический расчет автомобиля с модернизированной трансмиссией	51
2.5 Расчет на максимальный угол подъема базового автомобиля на пониженной передаче	66
2.6 Расчет зубчатого зацепления	68
2.7 Расчет синхронизаторов коробки передач 21074	77
2.8 Расчет синхронизаторов в модернизированной раздаточной коробке автомобиля Lada Niva Legend	86
3 Технологическая часть	90
3.1 Определение типа производства	90
3.2 Выбор организационной формы сборки.....	91
3.3 Составление маршрутной технологии.....	91
4 Безопасность и экологичность проекта	96

4.1 Описание рабочего места, его оборудования и проводимых на нем технологических операций	96
4.2 Идентификация опасных и вредных производственных факторов	96
4.3 Воздействие производственного фактора на организм человека	99
4.4 Мероприятия по разработке безопасных условий труда	100
4.5 Инженерные расчеты.....	105
4.6 Экологическая экспертиза разрабатываемого объекта.....	107
4.7 Безопасность объекта при аварийных и чрезвычайных ситуациях	108
5 Экономический раздел дипломного проекта	110
5.1 Техничко-экономическое обоснование объекта разработки дипломного проекта	110
5.2 Расчет затрат и экономической эффективности	111
5.3 Расчет экономического эффекта от разработанной конструкции	117
Заключение	120
Список используемой литературы	122
Приложение А Спецификация «Коробка раздаточная в сборе»	125
Приложение Б Спецификация «Вал ведущий в сборе»	129

Введение

Всю нашу планету окутывают, словно сеть, дороги. Первые упоминания о дорогах появились еще 6000 лет назад. Но первыми по достоинству оценили возможности, которое может дать постоянное сообщение между городами в виде дорог с твердым покрытием, в древнем Риме. Именно оттуда до нас дошло «Via est Vita» («Дорога – это жизнь»). Однако, хотя со времен Римской Империи прошло более 2000 лет, дороги и сейчас не обеспечивают 100% нужд человечества в передвижении. Особенно это касается нашей необъятной родины, ведь ее необъятность - это не просто слова. Поэтому всегда существовала потребность в специальных автомобилях способных передвигаться по плохим дорогам или по бездорожью вовсе, причем в любых погодных условиях, – автомобилях повышенной проходимости.

«Проходимость – это способность автомобиля перевозить как можно с большей средней скоростью грузы, пассажиров и специальное оборудование в ухудшенных дорожных условиях, по бездорожью и при преодолении различных препятствий. Проходимость автомобиля – комплексное свойство, характеризующее его подвижность и экономичность.

По уровню проходимости все автомобили делятся на три категории: автомобили ограниченной, повышенной и высокой проходимости.» [4, с.117].

Данный дипломный проект сделан на тему «Модернизация трансмиссии автомобиля LADA NIVA LEGEND в целях повышения проходимости ввиду установки нового ДВС». Улучшение проходимости автомобилей по средствам модернизации агрегатов, от которых она зависит, является актуальным, т.к. растет популярность доступных внедорожников. В нашей стране даже в городе в некоторых погодных условиях, например, зимой, пригождается повышенная проходимость, не говоря уже о сельской местности и любителях активного отдыха. Автомобиль Lada Niva Legend

отвечает многим запросам, включая то, что это самый дешевый внедорожник с полноценным полным приводом. Недаром Ниву называют «народный внедорожник».

Данный автомобиль на рынке уже почти пятьдесят лет, постепенно автомобиль модернизируют, что бы он оставался актуальным. В том числе многие умы, включая инженеров АвтоВАЗа, давно хотят установить на Ниву двигатель большей мощности. В своем дипломном проекте я предлагаю виртуально установить двигатель ВАЗ 21179 в автомобиль Lada Niva Legend и посмотреть как изменятся характеристики автомобиля.

Важной частью статуса «автомобиль повышенной проходимости» является полный привод, а его неотъемлемой частью, в свою очередь, является раздаточная коробка. Именно данный агрегат я избрал для модернизации, сопутствующей установке нового двигателя, в целях повышения проходимости и раскрытия нового двигателя в полной мере.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение агрегата или системы

«Совокупность механизмов предназначенных для передачи крутящего момента от двигателя на ведущие колеса, изменение направления их вращения и величины оборотов, а так же отсоединения (прекращение передачи крутящего момента) двигателя от колес называются трансмиссией»[10].

1.2 Требования, предъявляемые к конструкции агрегата или системы

Конструкция полноприводной трансмиссии должна удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечивать высокую проходимость за счет распределения крутящего момента между ведущими мостами и недопущения циркуляции мощности;
- обеспечивать малые габаритные размеры и массу;
- обеспечивать движение автомобиля с минимальной устойчивой скоростью (2,5...5,0 км/ч) при максимальном крутящем моменте;
- обеспечивать удобство обслуживания и ремонта;
- обеспечивать повышение тяговой силы на ведущих колесах за счет повышенного передаточного числа, нужное для преодоления повышенных сопротивлений при движении автомобиля по плохим дорогам, бездорожью и на крутых подъемах;
- обеспечивать надежность конструкции и небольшую стоимость;
- обеспечивать низкий уровень шума;
- обеспечивать высокий КПД;

- обеспечивать легкость переключения, надежную фиксацию и невозможность включения одновременно двух передач;
- обеспечивать высокую прочность деталей подвергающихся сильным нагрузкам;
- обеспечивать высокую точность деталей обеспечивающих плавность поворота колес, а также точность передачи крутящего момента;
- обеспечивать надежную передачу крутящего момента от ведущих деталей сцепления к ведомым его деталям в любых условиях эксплуатации автомобиля;
- обеспечивать минимальный момент инерции ведомых элементов;
- обеспечивать нормальный тепловой режим работы;
- обеспечивать уравновешенность вращающихся масс.

1.3 Классификация конструкций агрегата или системы

Полноприводная трансмиссия состоит из деталей и агрегатов, основными из которых являются коробка переключения передач и раздаточная коробка. Формировать классификацию трансмиссии будем из классификаций этих основных агрегатов.

1.3.1 Классификация коробок переключения передач

1. «По способу изменения передаточных чисел:

- ступенчатые;
- бесступенчатые;
- комбинированные»[13].

Ступенчатые имеют строго фиксированные передаточные числа, простой и надежный вариант.

Бесступенчатые плавно меняют крутящий момент передаваемый от двигателя, поэтому в данной коробке передач крутящий момент всегда будет тот, который наиболее эффективен в данный момент. Однако есть сложности

в конструкции связанные с долговечностью и надежностью деталей, кроме того она дороже.

Комбинированные являются компромиссным решением.

2. По характеру связи между ведущими и ведомыми звеньями:

- механическая;
- гидравлическая;
- электрическая;
- комбинированные.

Передачи зацеплением не проскальзывают, а также надежны и долговечны.

В гидравлическом способе передачи крутящего момента нужно учитывать проскальзывание, но есть и свои преимущества: снижение ударной нагрузки на трансмиссию и бесступенчатость изменения передаваемого крутящего момента.

3. По способу управления:

- с ручным управлением;
- полуавтоматический (роботизированный);
- автоматическое управление.

С ручным управлением водитель должен сам непосредственно выжать сцепление и переключить выбранную им передачу.

С полуавтоматическим управлением водитель только выбирает передачу, а система сама работает со сцеплением.

С автоматическим управлением передачи выбираются и переключаются без участия водителя автоматически.

Кроме того автоматические коробки передач бывают:

- гидромеханические;
- с плавным изменением крутящего момента;
- с двойным сцеплением.

4. По количеству ступеней:

- 3-х ступенчатые коробки;

- 4-х ступенчатые коробки;
- 5-и и т.д. ступенчатые коробки.

1.3.2 Классификация раздаточных коробок

1. «По способу распределения крутящего момента раздаточные коробки могут быть:

- постоянный полный привод на оба моста;
- возможность отключения (включения) одного из мостов;
- возможность отключения (включения) любого из мостов»[15].

Для повышения проходимости на внедорожники ставят, так называемый, постоянный полный привод. Однако в целях удешевления конструкции и экономии топлива может устанавливаться непостоянный полный привод, в котором предусмотрена функция ручного или автоматического отключения одного ведущего моста. Или более дорогой вариант, когда водитель в зависимости от ситуации может выбрать какой мост ему отключить.

2. «По количеству передач раздаточные коробки могут быть:

- одноступенчатые;
- двухступенчатые;
- трёхступенчатые»[13].

Одноступенчатые раздаточные коробки обычно применяются в легковых автомобилях и кроссоверах. В таких коробках одна передача передаточное число которой равно 1 или близко к этому значению.

Двухступенчатые ставят на внедорожники и, соответственно, в такой раздаточной коробке две передачи. Одна, обычно, прямая и ее передаточное число равно 1 или близко к этому значению. Данную передачу именуют повышенной. Вторая передача имеет большее передаточное число и обеспечивает больший крутящий момент при меньшей скорости. Водитель включает ее когда ему нужна большая сила тяги на ведущих колесах.

Трёхступенчатая не встречается на автомобильном транспорте, она используется на специализированной технике.

3. По типу механизма управления раздаточные коробки могут быть:

- автоматическая;
- полуавтоматическая;
- ручная.

При ручном механизме управления водитель сам, в ручную с помощью рычага (рычагов), отключает (включает) полный привод или переключается на пониженную (повышенную) передачу. Данный способ является самым надежным, так как непосредственно усилием самого водителя шестерни вводятся в зацепление и отсутствует электроника.

В полуавтоматическом режиме водитель управляет раздаточной коробкой посредством электроники, например кнопок в салоне. Преимущество в удобстве, человек не применяет силу, но при этом контролирует процесс.

Когда же механизм управления автоматический, то система по данным с датчиков сама решает, когда подключить полный привод без участия водителя.

4. По взаимному расположению выходных валов:

- с соосными выходными валами;
- с несоосными выходными валами.

«При соосном расположении выходных валов, соответственно, валы переднего и заднего мостов находятся на одной оси, а ведущий вал расположен параллельно им. Свойственен для постоянного полного привода.

При несоосном расположении выходных валов на одной оси находятся ведущий вал и вал заднего моста, а вал переднего моста расположен параллельно им» [5]. Свойственен для непостоянного полного привода.

5. По типу межосевого привода:

- дифференциальный межосевой привод;
- блокированный межосевой привод.

Наличие межосевого дифференциала дает возможность даже на поверхности вроде сухого асфальта использовать полный привод. Поэтому

его наличие часто говорит о постоянном полном приводе. Для повышенной проходимости предусматривают блокировку дифференциала.

При заблокированном межосевом приводе же постоянный привод не возможен, поэтому предусмотрено отключение, обычно, переднего ведущего моста.

1.4 Обзор и тенденции развития конструкции агрегата или системы

1.4.1 Появление и развитие полноприводных трансмиссий

Впервые о полноприводных автомобилях заговорили в начале XX века, это был легковой автомобиль, но тогда потребителю идея не понравилась. Какой смысл переплачивать за более дорогой полноприводный, когда и обычный справляется. Так про него и забыли, правда не на долго. К полному приводу вернулись в начале второго десятилетия XX века, две американские фирмы подошли к проблеме с другой стороны и независимо друг от друга разработали полноприводные грузовики с целью сбыта потребителю с коммерческим уклоном. Это фирмы «Four Wheel Drive Auto Company» (сокращенно FWD) и «Thomas B. Jeffery Company».

До них такого не было, они были первооткрывателями и пришлось задуматься над вопросом: как распределять крутящий момент между передним и задним ведущими мостами? Решили модернизировать коробку передач путем удлинения выходного вала и последующую передачу крутящего момента через дополнительно введенные шестерни и валы на дифференциал, который уже распределял крутящий момент на вал переднего моста и вал заднего моста. Причем в угоду проходимости сообразительные конструкторы сразу предусмотрели блокировку дифференциала, которую водитель включал при необходимости по средствам рычага.

Однако люди все еще не понимали преимущество полного привода, и грузовики в виду своей дороговизны не особо продавались, может быть так и

закрылась бы страница истории полного привода, но произошло одно значимое событие. Началась Первая мировая война. Грузовики с колесной формулой 4×2 не справлялись со своими задачами. Такой грузовик, будучи нагруженный боеприпасами или людьми, да еще буксирующий за собой гаубицу, не мог передвигаться по любому покрытию кроме твердого. Умельцы стали наматывать на колеса цепи, увеличивать площадь соприкосновения колеса с поверхностью, но этого было мало. Тогда и показал себя во всей красе полноприводный грузовик. Две выше указанные фирмы выпускали такие грузовики в больших количествах, и их все равно не хватало.

После войны спрос немного спал, однако военные и предприниматели наконец-то оценили преимущество данного привода, и спрос на них был. Так в Америке начало появляться больше фирм специализирующихся на полном приводе. Однако большинство из них пошло более легким и дешевым путем: полный привод ставили на заднеприводный грузовик. Все агрегаты, включая коробку переключения передач, оставляли прежними. А для того что бы раздавать крутящий момент на ведущие мосты за коробкой переключения передач, ближе к центру автомобиля, крепили еще одну коробку. Ее поэтому так и называли – раздаточная коробка. Делали такие коробки двухскоростными. Первая передача имела передаточное число около 1, и называлась повешенная. У второй передаточное число было больше в 2 и более раз, и называлась пониженная. Межосевой дифференциал на такие грузовики не ставился, поэтому такой грузовик обычно эксплуатировался как заднеприводный, и только в моменты нужды подключался полный привод.

В советской России термин «раздаточная коробка» впервые появился в 1941 году в книге «Краткая инструкция по уходу за автомобилем ГАЗ-61», которую составил Виталий Андреевич Грачев, разработавший данный автомобиль в 1939 году. Конструкцию переднего ведущего моста и самой раздаточной коробки инженеры Горьковского завода подсмотрели за морем. Это был не постоянный (Part Time) полный привод с отключаемым передним ведущим мостом, и соответственно, без межосевого дифференциала.

И так, не автоматический Part Time (непостоянный, временный полный привод; т.е. отключаемый передний или реже задний ведущий мост, отсутствие межосевого дифференциала) продержался достаточно долго на внедорожниках, более 70 лет. Хотя и сейчас он все еще встречается на таких автомобилях как, например, УАЗ. Для внедорожников это самый простой, надежный и дешевый вариант, даже после применения в раздаточной коробке не шестерней (рисунок 1), а пластинчатых ремней (рисунок 2). Хотя ремни при правильной эксплуатации тоже достаточно надежны, но главное их достоинство гораздо меньший шум. В 2013 году такие начали устанавливаться и на УАЗ Патриот. Также помогло сэкономить на топливе и ресурсе переднего ведущего моста возможность разъединять колеса с полуосями, редуктором и карданным валом за счет ступичных обгонных муфт.



Рисунок 1 – Шестеренчатая раздаточная коробка

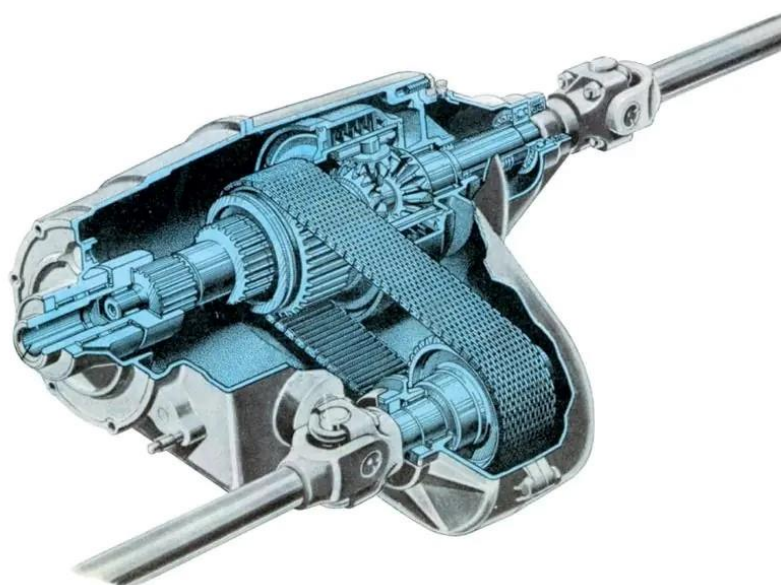
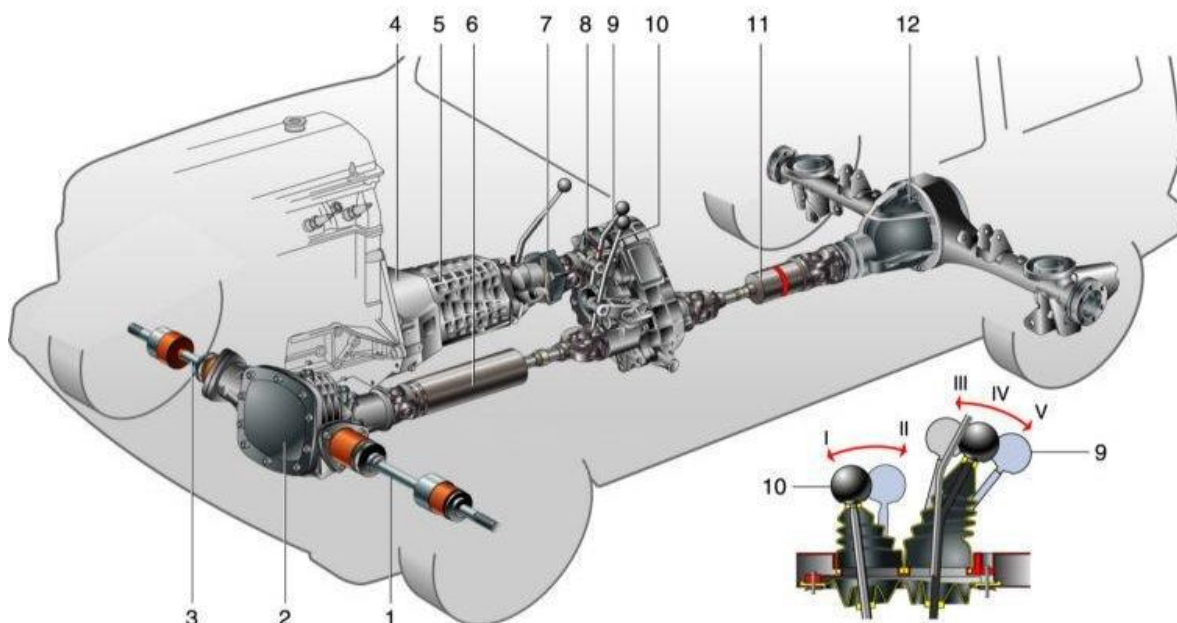


Рисунок 2 – Ременная раздаточная коробка

Однако свою популярность у внедорожников, начиная с 1970 года, начал приобретать Full Time (постоянный полный привод, наличие дифференциала и, зачастую, его блокировки). Открыл эту эпоху Range Rover, затем появилась наша отечественная Нива и другие.

1.4.2 Полноприводная трансмиссия автомобиля Лада Нива

Полноприводная трансмиссия Нивы сделана по типу Full Time, то есть на все четыре колеса постоянно передается крутящий момент от двигателя. Это уменьшает нагрузку на всю трансмиссию, увеличивает устойчивость на дороге, и конечно проходимость вне дорог. Для этого в раздаточной коробке Нивы предусмотрена блокировка межосевого дифференциала. Жертвует Нива чуть большим расходом топлива. На рисунке 3 изображена трансмиссия автомобиля Лада Нива и ее составляющие.



«1, 3 – Передний привод колёс; 2 – передний мост; 4 – сцепление; 5 – коробка передач; 6 – передний карданный вал; 7 – промежуточный вал; 8 – раздаточная коробка; 9 – рычаг переключения передач раздаточной коробки; 10 – рычаг блокировки дифференциала; 11 – задний карданный вал; 12 – задний мост. Римскими цифрами отмечены положения рычагов раздаточной коробки: I – дифференциал разблокирован; II – дифференциал блокирован; III – включена низшая передача; IV – нейтральное положение; V – включена высшая передача»[5]

Рисунок 3 – Трансмиссия автомобиля Лада Нива

Кинематическую схему трансмиссии Лады Нивы можно увидеть на рисунке 4.

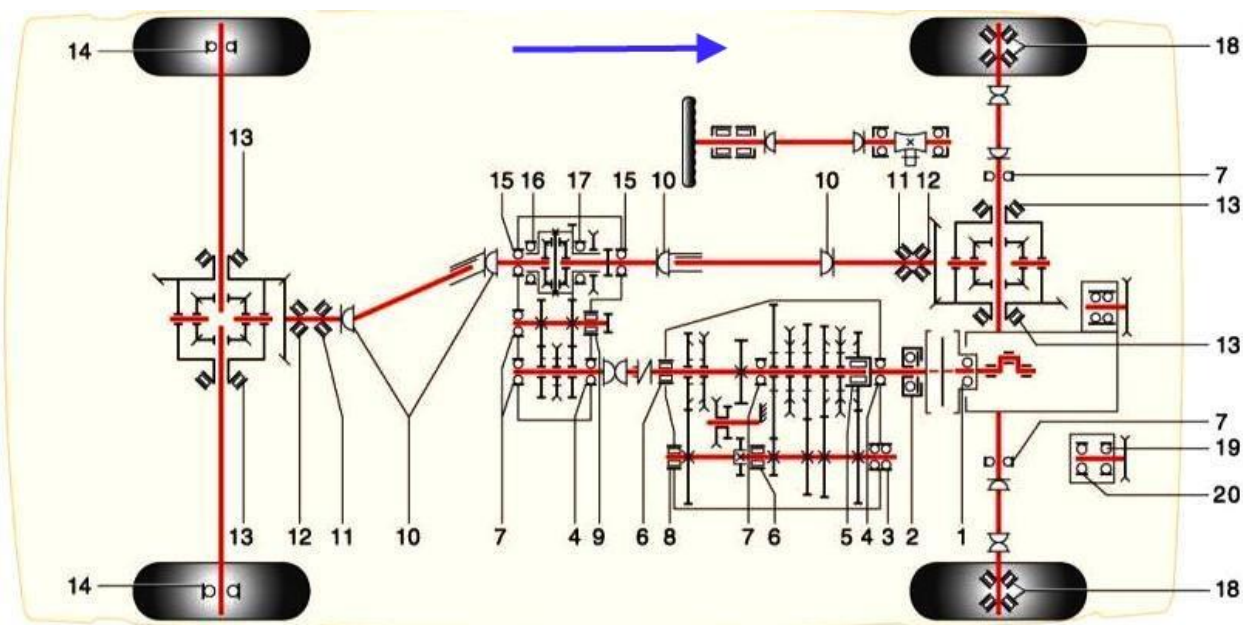
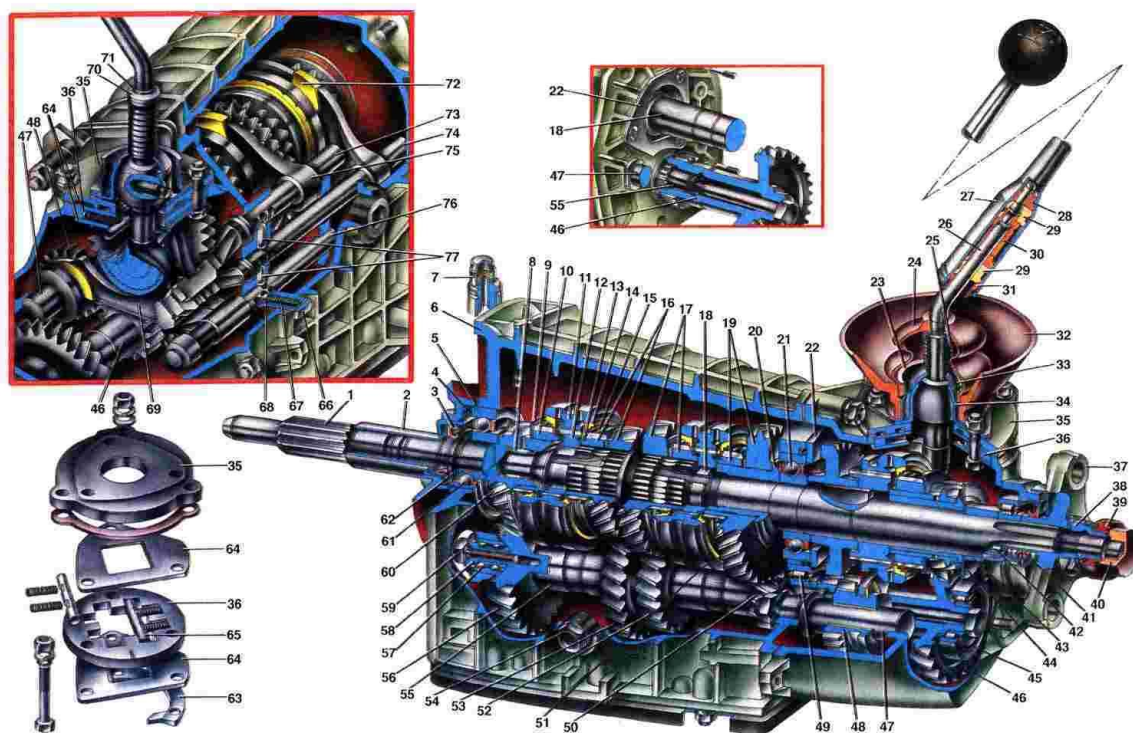


Рисунок 4 – Кинематическая схема трансмиссии автомобиля Лада Нива

Коробка переключения передач Нивы пятиступенчатая (рисунок 5). Состоит из первичного, вторичного и промежуточного валов с шестернями и синхронизаторами, оси с промежуточной шестерней заднего хода и механизма выборки и переключения передач, размещенных в литом алюминиевом картере.

Передаточные числа передач: I - 3,67; II - 2,1; III - 1,36; IV – 1; V – 0,82.

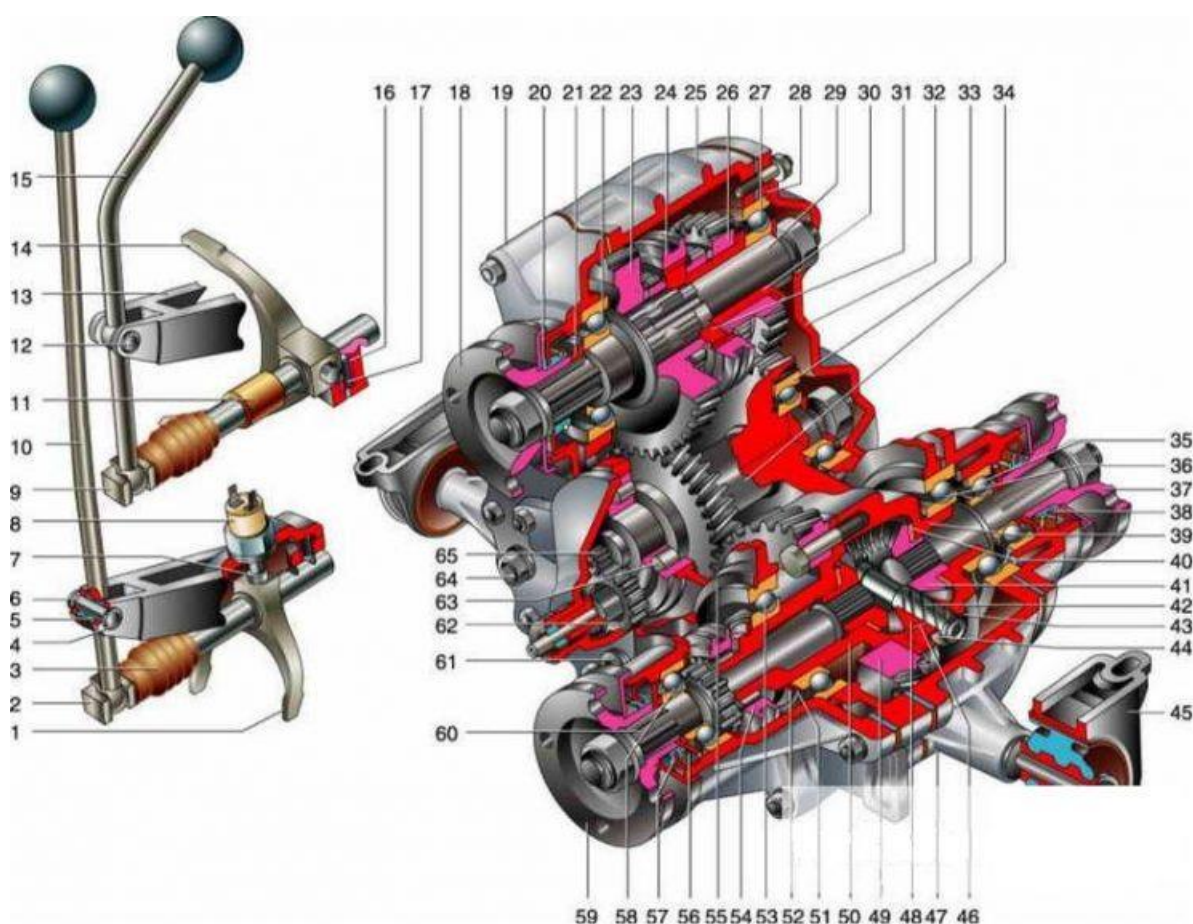


«1. Первичный вал; 2. Передняя крышка коробки передач с направляющей втулкой муфты подшипника выключения сцепления; 3. Сальник первичного вала; 4. Пружинная шайба; 5. Установочное кольцо подшипника; 6. Картер коробки передач; 7. Сапун; 8. Игольчатый подшипник вторичного вала; 9. Упорная шайба пружины синхронизатора; 10. Зубчатый венец синхронизатора IV передачи; 11. Скользящая муфта синхронизатора III и IV передач; 12. Ступица муфты синхронизатора III и IV передач; 13. Стопорное кольцо синхронизатора; 14. Блокирующее кольцо синхронизатора; 15. Пружина синхронизатора; 16. Шестерня и зубчатый венец синхронизатора III передачи; 17. Шестерня и зубчатый венец синхронизатора II передачи; 18. Вторичный вал; 19. Шестерня и зубчатый венец синхронизатора I передачи; 20. Втулка шестерни I передачи; 21. Промежуточный подшипник вторичного вала; 22. Стопорная пластина промежуточного подшипника; 23. Фланец; 24. Защитный чехол; 25. Пружина; 26. Рычаг переключения передач; 27. Стержень рычага переключения передач; 28. Упругая подушка демфера; 29. Резиновая подушка демфера; 30. Распорная втулка демфера; 31. Запорная втулка демфера; 32. Манжета; 33. Сферическая шайба; 34. Шаровая опора рычага; 35. Корпус рычага переключения передач; 36. Направляющая пластина; 37. Фланец эластичной муфты карданной передачи; 38. Гайка; 39. Уплотнитель центрирующего кольца; 40. Центрирующее кольцо; 41. Сальник заднего подшипника вторичного вала; 42. Задний подшипник вторичного вала; 43. Распорная втулка; 44. Маслоотражательная шайба; 45. Подшипник блока шестерен; 46. Блок шестерен V передачи и заднего хода; 47. Ось промежуточной шестерни заднего хода; 48. Промежуточная шестерня заднего хода; 49. Задний подшипник промежуточного вала; 50. Шестерня I передачи промежуточного вала; 51. Скользящая муфта синхронизатора I и II передач; 52. Шестерня II передачи промежуточного вала; 53. Шестерня III передачи промежуточного вала; 54. Пробка заливного и контрольного отверстия; 55. Промежуточный вал; 56. Шестерня постоянного зацепления промежуточного вала; 57. Передний подшипник промежуточного вала; 58.

Зажимная шайба подшипника промежуточного вала; 59. Болт зажимной шайбы; 60. Шестерня постоянного зацепления первичного вала; 61. Задний подшипник первичного вала; 62. Стопорное кольцо; 63. Блокировочная скоба заднего хода; 64. Шайбы направляющей пластины; 65. Направляющая планка; 66. Крышка фиксаторов; 67. Пружина фиксатора; 68. Фиксатор; 69. Вилка включения V передачи; 70. Упорная шайба; 71. Стопорное кольцо; 72. Вилка переключения III и IV передач; 73. Шток вилки включения I и II передач; 74. Шток вилки включения III и IV передач; 75. Вилка включения I и II передач; 76. Шток вилки включения V передачи и заднего хода»[5]

Рисунок 5 – Коробка переключения передач автомобиля Лада Нива

Раздаточная коробка автомобиля Лада Нива двухступенчатая с передаточными числами 1,2 (повышенная) и 2.1 (пониженная), с межосевым дифференциалом и его блокировкой изображена на рисунке 6.



«1 – вилка муфты блокировки дифференциала; 2 – шток вилки блокировки дифференциала; 3 – защитный чехол штока; 4 – стопорная шайба; 5 – втулка оси рычага; 6 – ось рычага; 7 – стопорный болт вилки; 8 – выключатель контрольной лампы блокировки

дифференциала; 9 – шток вилки переключения передач; 10 – рычаг блокировки дифференциала; 11 – дистанционная втулка; 12 – ось рычага переключения передач; 13 – кронштейны; 14 – вилка муфты переключения передач; 15 – рычаг переключения передач; 16 – втулка пружины фиксатора; 17 – пружина и шарик фиксатора; 18 – фланец ведущего вала; 19 – передняя крышка; 20 – сальник ведущего вала; 21 – упорное кольцо подшипника; 22 – передний подшипник ведущего вала; 23 – шестерня высшей передачи; 24 – муфта переключения передач; 25 – картер раздаточной коробки; 26 – шестерня низшей передачи; 27 – задний подшипник ведущего вала; 28 – установочное кольцо заднего подшипника ведущего вала; 29 – ведущий вал; 30 – втулка; 31 – ступица; 32 – задняя крышка; 33 – задний подшипник промежуточного вала; 34 – промежуточный вал; 35 – подшипник вала привода заднего моста; 36 – задний подшипник дифференциала; 37 – фланец; 38 – сальник вала привода заднего моста; 39 – задний корпус дифференциала; 40 – опорная шайба шестерни; 41 – шестерня привода заднего моста; 42 – ось сателлитов; 43 – стопорное кольцо; 44 – пружинная шайба; 45 – кронштейн подвески; 46 – упорная шайба сателлита; 47 – картер привода переднего моста; 48 – сателлит; 49 – ведомая шестерня дифференциала; 50 – передний корпус дифференциала; 51 – стопорное кольцо; 52 – пружинная шайба; 53 – передний подшипник корпуса дифференциала; 54 – муфта блокировки дифференциала; 55 – установочное кольцо переднего подшипника дифференциала; 56 – маслоотражатель; 57 – сальник вала привода переднего моста; 58 – подшипник вала привода переднего моста; 59 – фланец вала привода переднего моста; 60 – вал привода переднего моста; 61 – пробка слива масла; 62 – ведомая шестерня привода спидометра; 63 – роликовый подшипник промежуточного вала; 64 – заливная пробка; 65 – ведущая шестерня привода спидометра»[5]

Рисунок 6 – Раздаточная коробка автомобиля Лада Нива

1.4.3 Развитие полноприводных трансмиссий на легковых автомобилях

Свою лепту в развитие полноприводной трансмиссии внесли и легковые автомобили. Вернемся к концу Второй мировой войны. Полный привод прижился на грузовиках и внедорожниках, однако пытливые умы не оставляли надежду подарить полный привод легковому автомобилю. И в принципе, подарить-то не сложно, надо чтобы прижился. Однако большинство людей считало, что уж легковому автомобилю полный привод точно не нужен. Это только удорожает и утяжеляет конструкцию. Отчасти это правда. Новую попытку в 50-е предпринимают двое, Ролт и Диксон, которые убеждают Фергюсона создать в его фирме небольшой полноприводный седанчик. В раздаточной коробке данного автомобиля они впервые в истории применяют самоблокирующийся дифференциал. На

передней и задней оси были установлены по одной обгонной муфте, в случае проскальзывания одного из колес оси муфта зажимала фрикционы на шестерне, тем самым блокируя дифференциал этой оси, обеспечивая устойчивость поведения автомобиля. Кстати, этот автомобиль в себе нес, кроме того, еще новшества: оппозитный двигатель, дисковые тормоза на всех колесах и ABS. Правда он так и остался прототипом.

Фирма Фергюсона в 50-60-е пытались продавать свои полноприводные легковушки и конструкторские решения. Последнее удалось единожды, при выпуске автомобилей Jensen Interceptor FF (FF — Формула Фергюсона). Именно эти автомобили стали первыми серийными с самоблокирующимся дифференциалом, хотя серия выпускалась маленькими партиями и не была многочисленна.

По настоящему же массовым серийным автомобилем с такой системой стал внедорожник Jeep Wagoneer фирмы AMC. На него установили похожую раздаточную коробку. Чуть позже появился и легковой автомобиль с такой системой от той же фирмы на базе их автомобиля Concord. «Раздатку» взяли с внедорожника. Нарекли этот автомобиль «Орел» (Eagle). Однако была у этого автомобиля и своя особенность, обгонные муфты заменили на силиконовую жидкость. Дело в том, что обгонные муфты работали очень жестко, в один момент блокируя дифференциал. Это плохо сказывалось на управлении. В новой конструкции остались фрикционы блокирующие дифференциал, но принцип изменился. При пробуксовке одного из пары колес ввиду разной их угловой скорости росло давление и температура. Жидкость густела, связь становилась постепенно жестче и дифференциал плавно и степенно блокировался.

В Европе тоже был автомобиль способный ответить американцу, хотя решение было даже более совершенное. Audi Quattro, этот автомобиль включал в себя межосевое устройство Dual-Drive Differential. Это устройство было запатентовано еще в 1958 году, но использоваться началось только в середине 1980-х. Позже этот узел называли Torsen (от torque sensing —

чувствительный к моменту). За счет комплекта червячных и зубчатых шестерен (рисунок 7) он делит крутящий момент между ведущими мостами поровну, но в случае нужды еще до пробуксовки колес он перенаправляет большую часть тяги на колеса с лучшим сцеплением. Torsen, ввиду своей конструкции, чувствует разницу сцепных свойств на колесах.

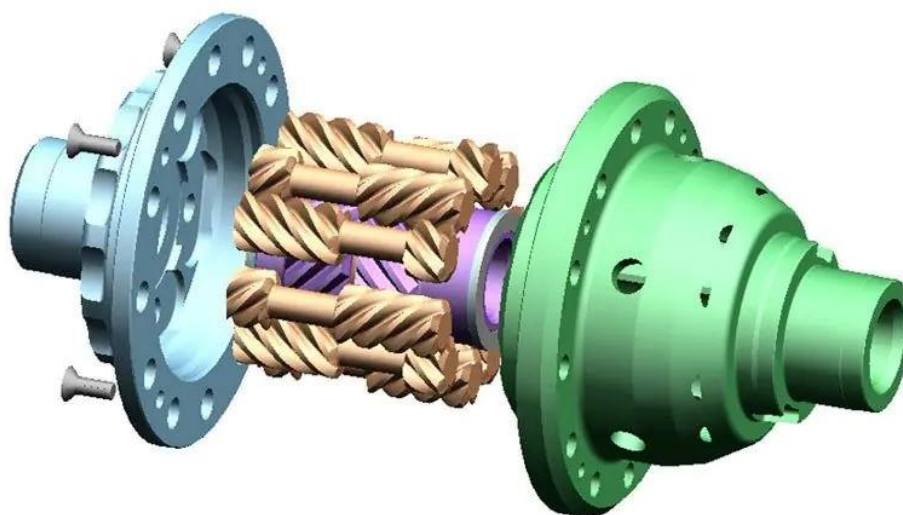


Рисунок 7 – Torsen

Но мы же говорим про легковые автомобили, а значит вес должен быть минимальным. А тут тяжелый агрегат – раздаточная коробка. А нужна ли она вообще? Например, разместить вискомуфту у редуктора заднего моста, а при пробуксовке переднего ведущего моста она передаст крутящий момент на задний. Хорошая же идея? Такую систему получил VW Golf II в 1983 году. Однако не все так хорошо. Поведение вискомуфты было непредсказуемым и управление получалось неоднозначным.

Решение было найдено, надо управление доверить электронике, при том, что рабочим телом останется жидкость. В свое время подобную разработку хорошо прорекламирал Шведский концерн Haldex, купивший лицензию на производство этого устройства в 1992 году у инженера SAAB.

VW Golf IV был первым автомобилем серийно выпускавшимся с этой муфтой. Но с похожей муфтой еще до этого экспериментировали в Mercedes и Porsche. Такая муфта устанавливалась на Nissan Skyline в версиях GT-R и GTS4 в 1989 году. Subaru Leone с похожим устройством вообще появился еще в 1979 году.

Маркетологи хорошо постарались, и муфта Haldex до сих пор у многих на слуху. Но надо отдать должное, и технология на месте не стояла. Механический насос сменили на электрический, муфта уменьшилась в габаритах и весе, стала оперативнее работать. Кроме того, если первые муфты срабатывали при пробуксовке колес, то последние предугадывали и срабатывали раньше за счет датчиков отслеживающих дорожную ситуацию. Также, за счет электронной начинки, система настраивалась под конкретный автомобиль. На рисунке 8 изображена муфта 5-го поколения

Конечно, Haldex не была одной единственной, xDrive у BMW, ATTESA у Nissan и другие. Подобными системами оборудуются современные кроссоверы и паркетники. Это, скорее, система устойчивого положения автомобиля на дороге, вне дороги она не могла обеспечить высокую проходимость. Многие производители даже не предусматривают принудительную блокировку.



Рисунок 8 – Муфта Haldex 5-го поколения

Но железо и механика не вышли сразу из моды. Например, такая фирма как Mercedes до сих пор ставит на свои легковушки дифференциал блокируемый фрикционом без какой-либо электроники. А Lancer Evo VII и Subaru Impreza WRX STi вообще добились регулирования степени блокировки процессором, хотя была разработка и ручного регулирования колесиком из салона.

Сейчас уже есть и полноприводные автомобили – гибриды, это когда, например, передний мост движет двигатель внутреннего сгорания, а задний электродвигатели.

Мы выяснили, что многие легковые полноприводные автомобили уже отказались от раздаточной коробки, но внедорожникам она все еще нужна, ведь она дает им главное – повышенную проходимость. Время не стоит на месте, раздаточные коробки становятся лучше, и может когда-нибудь она уменьшится до размеров, которые мы даже не представляем, или исчезнет из автомобиля вовсе. Но сегодня модернизация раздаточной коробки является актуальной и востребованной. Лада Нива Легенд, это автомобиль прошедший путь почти в пятьдесят лет, и все равно не перестающий удивлять нас. Модернизация ее раздаточной коробки повысит и без того неплохую проходимость и откроет для нее новые горизонты.

1.5 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции

Достаточно давно существует идея установки более мощного двигателя в Ладу Ниву. Такие попытки предпринимали и сам ВАЗ, и такие компании, как например, Супер-Авто, и конечно народные умельцы. Даже сейчас на АвтоВАЗе ведутся такие работы, что бы автомобиль Лада Нива Легенд заиграла по-новому.

В своей работе я виртуально предполагаю установку на автомобиль Лада Нива Легенд двигателя 21179. Кроме того, параллельно с установкой двигателя, модернизировать раздаточную коробку за счет смены пары шестерен пониженной передачи и применение синхронизаторов. Передаточное число пониженной передачи предполагается 2,5. Это увеличит тяговую силу на пониженной передаче, а синхронизаторы позволят переключение передач на ходу без остановки автомобиля, что очень положительно скажется на проходимости автомобиля. Готовое решение, кстати, уже есть у компании Вал-Рейсинг: «Кит-комплект шестерен с понижением 2,54 и синхронизаторами» (рисунок 9). Кроме того ввиду, повышения крутящего момента двигателя, предполагается установка колес большего радиуса 215/75 R15. Это увеличит дорожный просвет на 7 мм и, соответственно, геометрическую проходимость.

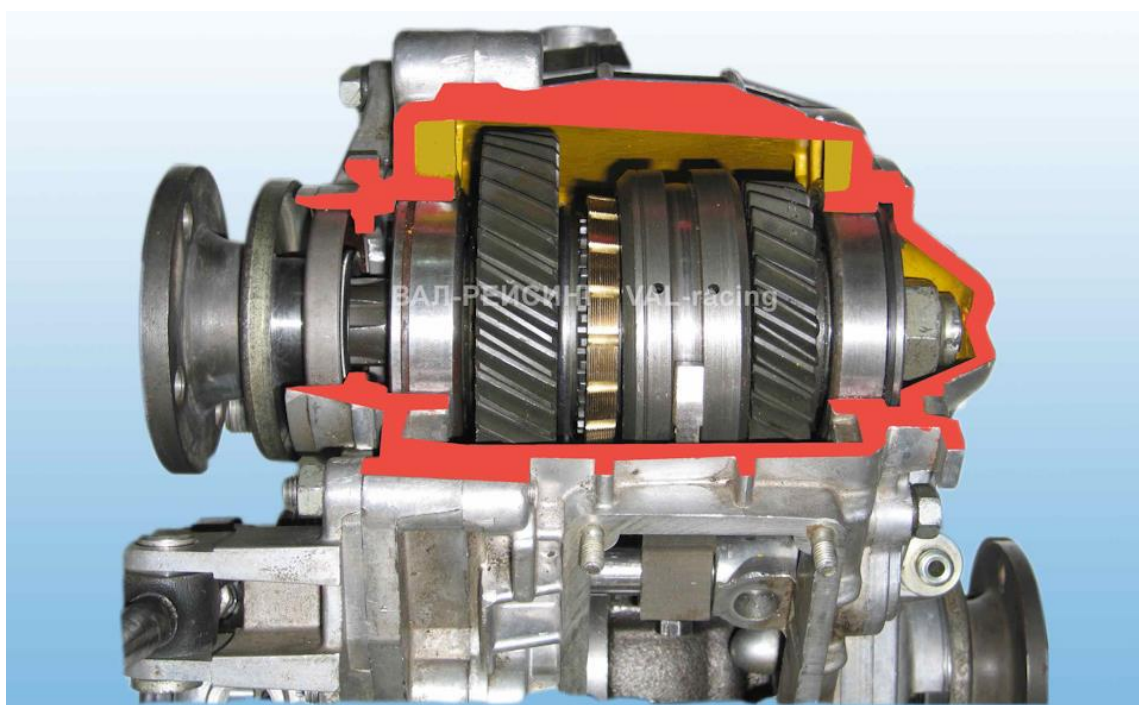


Рисунок 9 – Синхронизированная раздаточная коробка Вал-Рейсинг с пониженным рядом 2,54

Вывод по разделу:

В данном разделе мы рассмотрели назначение раздаточной коробки, а так же требования, предъявляемые к ней, разобрали их виды и классификации. Сделав обзор развития раздаточных коробок, мы сделали вывод, что разрабатывается много решений для замены раздаточных коробок на менее габаритные агрегаты с автоматическими функциями. У данных агрегатов много положительных моментов, это и габариты, и комфорт, удобство и т.д. Однако только наличие раздаточной коробки даст возможность максимально реализовать возможности автомобиля по проходимости. Именно поэтому модернизация раздаточной коробки автомобиля Lada Niva Legend по-прежнему актуальна и востребована, чтобы добавить новизну в автомобиль и расширить его возможности по проходимости. Нива не просто так называется «Легенда», она заслужила это звание народной любовью благодаря которой выпускается уже почти пятьдесят лет, и наша задача освежить ее, чтобы она нас продолжала не только радовать, но и удивлять.

2 Конструкторская часть

2.1 Выбор компоновочной схемы объекта

При замене пары шестерен пониженной передачи и установке синхронизаторов понадобится только одна маленькая доработка. Для исключения касания корпуса дифференциала большим венцом блокшестерни промежуточного вала корпус дифференциала надо обточить до диаметра 82 мм как показано на рисунке 10.

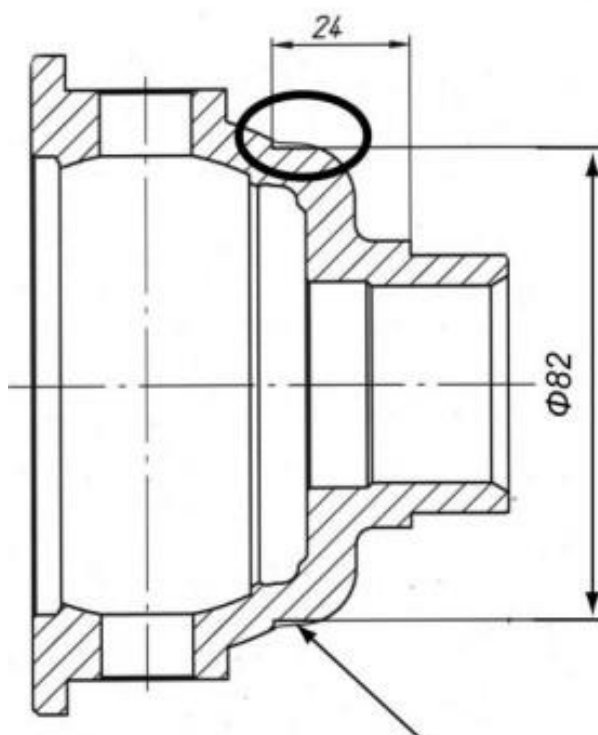


Рисунок 10 – Доработка штатного корпуса дифференциала

Колеса 215/75 R15 без проблем и доработки кузова устанавливаются.

В этой главе мы также сделаем два тяговых расчета для Нивы с двигателями 1.7 и 1.8.

2.2 Тягово-динамический расчет базового автомобиля

2.2.1 Параметры, определяемые техническим заданием

Тип автомобиля – легковой;

Класс автомобиля – 2;

Число мест, $n_{\text{ч}} = 5$;

Снаряжённая масса автомобиля, $m_o = 1210$ кг;

Масса одного пассажира, $m_{\text{ч}} = 75$ кг;

Масса багажа, $m_6 = 10$ кг;

Габаритные размеры:

Длина, $L_{\Gamma} = 3740$ мм;

Ширина, $B_{\Gamma} = 1680$ мм;

Высота, $H_{\Gamma} = 1640$ мм;

Максимальная скорость движения, $V_{\text{max}} = 142$ км/ч или $V_{\text{max}} = 39,44$ м/с;

Коэффициент сопротивления качению, $f_0 = 0,015$;

Коэффициент аэродинамического сопротивления, $C_x = 0,58$;

Коэффициент уклона, $i = 0,3$;

Передаточное число главной передачи, $U_0 = 3,9$;

Передаточные числа коробки передач:

$U_I = 3,67$; $U_{II} = 2,1$; $U_{III} = 1,36$; $U_{IV} = 1,00$; $U_V = 0,82$;

Передаточные числа раздаточной коробки: $U_{PK1} = 1,2$; $U_{PK2} = 2,1$;

Двигатель 1,7 л, 8кл;

Максимальная мощность двигателя, $N_{\text{max}} = 61$ кВт при 5000 об/мин;

Минимальные и максимальные обороты двигателя,

$n_{\text{min}} = 800 - 1000$ об/мин; $n_{\text{max}} = 6000$ об/мин;

Шины, 185/75 R16;

За аналог взят автомобиль «Lada Niva Legend».

2.2.2 Подготовка исходных данных для тягового расчета

Полная масса автомобиля находится по формуле:

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} \cdot n_{\text{ч}} + m_{\text{б}} \cdot n_{\text{б}}, \quad (1)$$
$$m_a = 1210 + 75 \cdot 5 + 10 \cdot 5 = 1635 \text{ кг.}$$

«У автомобиля на заднюю ось приходится 45% нагрузки от полной массы.

Статический радиус колеса:

$$r = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H \quad (2)$$

где d – посадочный диаметр шины, $d = 16" = 0,406\text{м}$; λ_z – коэффициент вертикальной деформации, $\lambda_z = 0,86$; H – высота профиля шины, B – ширина профиля шины»[21]:

$$H = B \cdot \frac{H}{B}, \quad (3)$$
$$H = 0,185 \cdot 0,75 = 0,139\text{м},$$
$$r = 0,5 \cdot 0,406 + 0,86 \cdot 0,139 = 0,323.$$

«На дорогах с твердым покрытием $r_{\text{ст}} \approx r_{\text{д}} \approx r_{\text{к}}$, где $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса; $r_{\text{к}}$ – радиус качения колеса.

Коэффициент обтекаемости:

$$k = \frac{C_x \cdot \rho}{2} \quad (4)$$

где ρ – плотность воздуха в нормальных условиях, $\rho = 1,293$ »[20].

$$k = \frac{0,58 \cdot 1,293}{2} = 0,375$$

Лобовая площадь:

$$F = 0,8 \cdot B_{\Gamma} \cdot H_{\Gamma}, \quad (5)$$
$$F = 0,8 \cdot 1,68 \cdot 1,64 = 2,2 \text{ м.}$$

КПД трансмиссии автомобиля, $\eta_{\text{тр}} = 0,9$;

Коэффициент сцепления колёс с дорогой, $\varphi = 0,8$.

2.2.3 Расчёт внешней скоростной характеристики двигателя

Показатели зависимости крутящего момента от оборотов коленчатого вала двигателя взяты с двигателя и поместили в таблицу 1.

Угловая скорость коленчатого вала вычислялась по формуле:

$$\omega_e = \frac{3,14 \cdot n_e}{30} \quad (6)$$

где n_e – обороты коленчатого вала двигателя в минуту.

Зная текущий крутящий момент вычисляем текущую эффективную мощность по формуле:

$$N_e = \frac{M_e \cdot \omega_e}{1000} \quad (7)$$

Все результаты отражены в таблице 1.

Таблица 1 – Данные для построения внешней скоростной характеристики

Обороты коленчатого вала двигателя в минуту n_e , об/мин	Угловая скорость коленчатого вала двигателя ω_e , рад/с	Крутящий момент двигателя M_e , Нм	Эффективная мощность двигателя N_e , кВт
800	84	103	8,62
1200	126	110	13,82
1600	167	116	19,43
2000	209	120	25,12
2400	251	123	30,90
2800	293	125	36,63
3200	335	127	42,54
3600	377	128,5	48,42
4000	419	129	54,01
4400	461	127	58,49
4800	502	123	61,80
5200	544	115	62,59
5600	586	106	62,13
6000	628	95	59,66

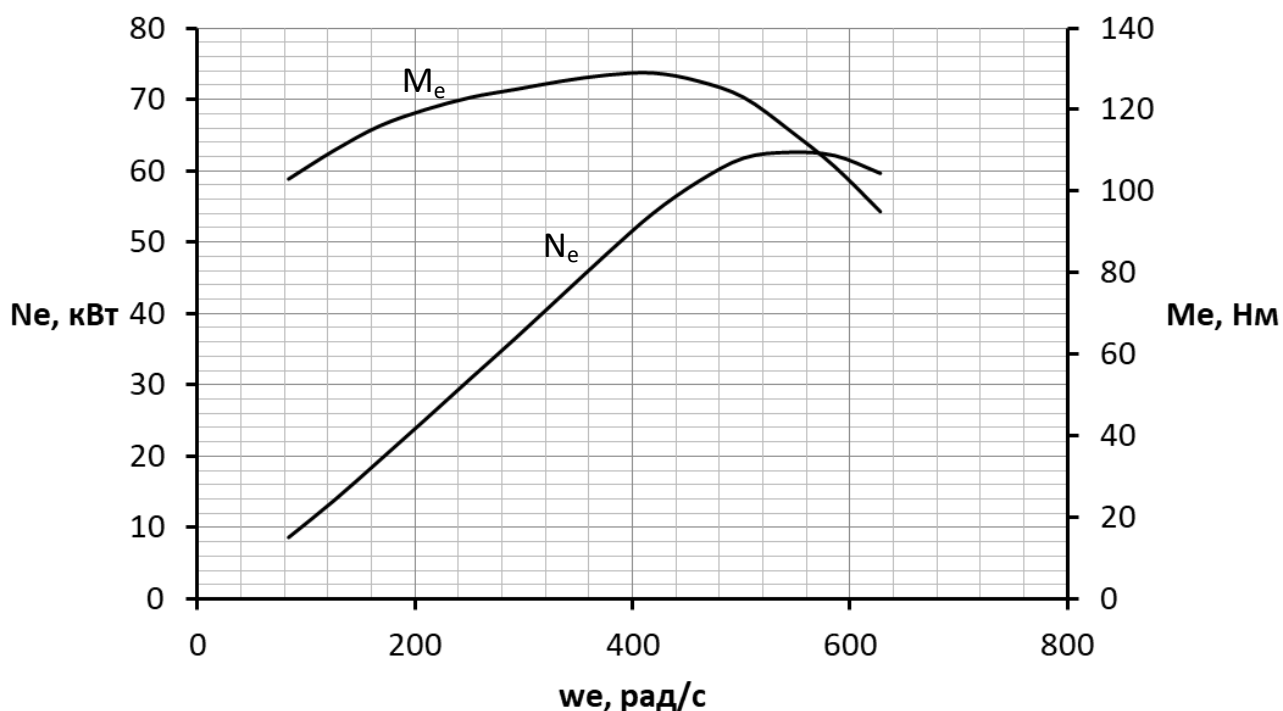


Рисунок 11 – Внешняя скоростная характеристика

2.2.4 Тяговый баланс автомобиля

«Уравнение силового баланса:

$$P_T = P_D + P_B + P_{II} \quad (8)$$

где P_T – сила тяги ведущих колес; P_D – сила дорожного сопротивления; P_B – сила сопротивления воздуха; P_{II} – сила сопротивления разгону автомобиля.

Сила тяги на разных передачах рассчитывается по формуле:

$$P_T = \frac{U_K \cdot U_0 \cdot U_{PK} \cdot M_e \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (9)$$

где U_K – передаточное число коробки передач; U_0 – передаточное число главной передачи; U_{PK} – передаточное число раздаточной коробки; M_e – величина эффективного момента двигателя, Нм; η_{TP} – КПД трансмиссии автомобиля; r_K – радиус качения колеса, м.

Скорость автомобиля на разных передачах:

$$V_a = \frac{r_k \cdot \omega_e}{U_k \cdot U_0 \cdot U_{pk}} \quad (10)$$

Сила дорожного сопротивления определяется по формуле:

$$P_d = G_a \cdot \psi = G_a \cdot (i + f) = G_a \cdot f \quad (11)$$

где ψ – коэффициент сопротивления дороги; i – уклон дороги, $i = 0$; G_a – вес автомобиля, $G_a = m_a \cdot g = 16039,35$ Н; f – коэффициент сопротивления качению, который находится по формуле:

$$f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{2000}\right) \quad (12)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью; V – скорость автомобиля, м/с.

Сила сопротивления воздуха рассчитывается по формуле:

$$P_B = k \cdot F \cdot V^2 \quad (13)$$

где k – коэффициент обтекаемости; F – лобовая площадь.

Сила сцепления колес с дорогой:

$$P_{сц} \approx G_{сц} \cdot \varphi \quad (14)$$

где φ – коэффициент сцепления колёс с дорогой; $G_{сц}$ – сцепной вес автомобиля, $G_{сц} = G_a$ [20]:

$$P_{сц} = 16039 \cdot 0,8 = 12831 \text{ Н}$$

Результаты вычислений занесены в таблицы 2,3,4,5.

Таблица 2 – Скорость автомобиля в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	V_{a1} , м/с	V_{a2} , м/с	V_{a3} , м/с	V_{a4} , м/с	V_{a5} , м/с
84	1,57	2,75	4,24	5,77	7,04
126	2,36	4,12	6,36	8,66	10,56
167	3,14	5,50	8,49	11,54	14,07
209	3,93	6,87	10,61	14,43	17,59
251	4,72	8,24	12,73	17,31	21,11
293	5,50	9,62	14,85	20,20	24,63
335	6,29	10,99	16,97	23,08	28,15
377	7,08	12,37	19,09	25,97	31,67
419	7,86	13,74	21,22	28,85	35,19
461	8,65	15,11	23,34	31,74	38,70
502	9,43	16,49	25,46	34,62	42,22
544	10,22	17,86	27,58	37,51	45,74
586	11,01	19,24	29,70	40,39	49,26
628	11,79	20,61	31,82	43,28	52,78

Таблица 3 – Сила тяги ведущих колес в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	P_{T1} , Н	P_{T2} , Н	P_{T3} , Н	P_{T4} , Н	P_{T5} , Н
84	4937	2825	1829	1345	1103
126	5272	3017	1954	1437	1178
167	5560	3181	2060	1515	1242
209	5751	3291	2131	1567	1285
251	5895	3373	2185	1606	1317
293	5991	3428	2220	1632	1339
335	6087	3483	2256	1659	1360
377	6159	3524	2282	1678	1376
419	6183	3538	2291	1685	1381
461	6087	3483	2256	1659	1360
502	5895	3373	2185	1606	1317
544	5512	3154	2042	1502	1232
586	5080	2907	1883	1384	1135
628	4553	2605	1687	1241	1017

Таблица 4 – Сила сопротивления воздуха в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	P_{B1} , Н	P_{B2} , Н	P_{B3} , Н	P_{B4} , Н	P_{B5} , Н
84	2	6	15	28	41
126	5	14	33	62	92
167	8	25	60	110	164
209	13	39	93	172	256
251	18	56	134	248	368
293	25	76	182	337	501
335	33	100	238	440	655
377	41	126	301	557	829
419	51	156	372	688	1023
461	62	189	450	833	1238
502	74	225	536	991	1473
544	86	264	629	1163	1729
586	100	306	729	1349	2006
628	115	351	837	1548	2302

Таблица 5 – Сила дорожного сопротивления в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	$P_{д1}$, Н	$P_{д2}$, Н	$P_{д3}$, Н	$P_{д4}$, Н	$P_{д5}$, Н
84	241	241	243	245	247
126	241	243	245	250	254
167	242	244	249	257	264
209	242	246	254	266	278
251	243	249	260	277	294
293	244	252	267	290	314
335	245	255	275	305	336
377	247	259	284	322	361
419	248	263	295	341	390
461	250	268	306	362	421
502	251	273	319	385	455
544	253	279	332	410	492
586	255	285	347	437	532
628	257	292	362	466	576

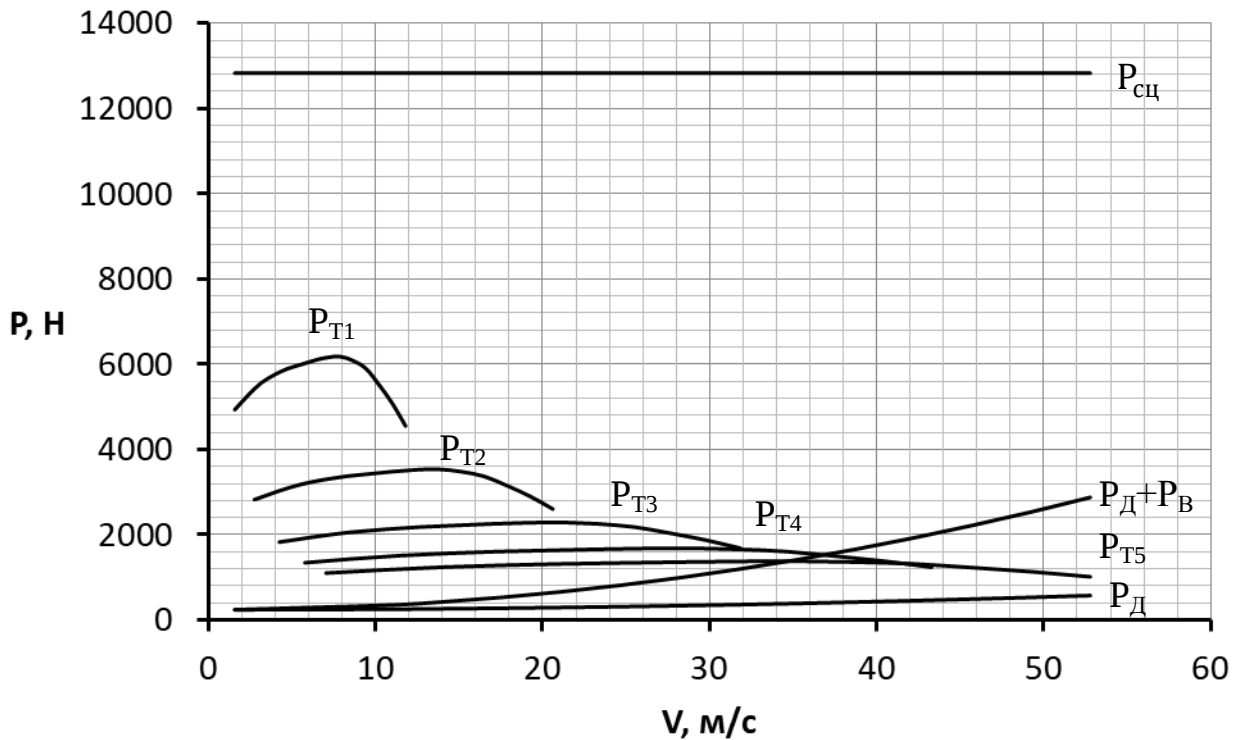


Рисунок 12 – Тяговый баланс

2.2.5 Динамическая характеристика автомобиля

«Динамическая характеристика автомобиля является графическим изображением зависимости динамического фактора от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля.

Динамический фактор рассчитывается по формуле:

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a} \quad (15)$$

Чтобы учесть влияние буксования ведущих колёс, определяют динамический фактор по сцеплению:

$$D_{\text{сц}} = \frac{P_{\text{сц}} - P_{\text{В}}}{G_a} = \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi}{G_a} = \varphi = 0,8 \quad (16)$$

где $P_{\text{В}}$ принимаем равным 0; $P_{\text{сц}} = G_{\text{сц}} \cdot \varphi$; $G_{\text{сц}} = G_a$.

Длительное движение без буксования ведущих колес возможно при условии $D_{\text{сц}} \geq D$ [1].

Результаты вычислений занесены в таблицу 6.

Таблица 6 – Динамический фактор в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5
84	0,31	0,18	0,11	0,08	0,07
126	0,33	0,19	0,12	0,09	0,07
167	0,35	0,20	0,12	0,09	0,07
209	0,36	0,20	0,13	0,09	0,06
251	0,37	0,21	0,13	0,08	0,06
293	0,37	0,21	0,13	0,08	0,05
335	0,38	0,21	0,13	0,08	0,04
377	0,38	0,21	0,12	0,07	0,03
419	0,38	0,21	0,12	0,06	0,02
461	0,38	0,21	0,11	0,05	0,01
502	0,36	0,20	0,10	0,04	-
544	0,34	0,18	0,09	0,02	-
586	0,31	0,16	0,07	-	-
628	0,28	0,14	0,05	-	-

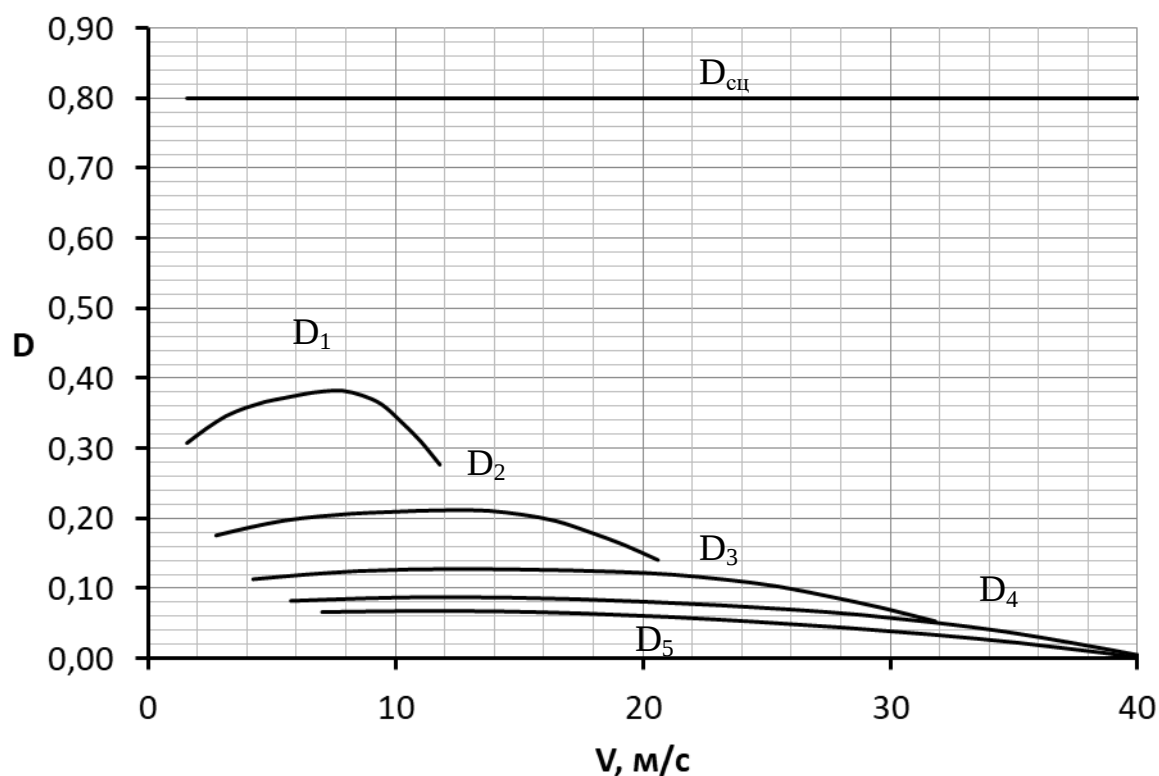


Рисунок 13 – Динамическая характеристика

2.2.6 Разгон автомобиля

«Ускорение во время разгона определяют для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге ($i = 0$) с твёрдым покрытием хорошего качества при максимальном использовании мощности двигателя и отсутствии буксования ведущих колёс. Ускорение находим из выражения:

$$J = \frac{(D - f) \cdot g}{\delta_{вр}} \quad (17)$$

где $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля, который находится по формуле:

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{(I_M \cdot \eta_{тр} \cdot U_{тр}^2 + I_K) \cdot g}{G_a \cdot r_K^2} \quad (18)$$

где I_m – момент инерции вращающихся частей двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $U_{\text{тр}} = U_0 \cdot U_{\text{РК}} \cdot U_K$ – передаточное число трансмиссии; I_K – суммарный момент инерции ведущих колес, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Если точное значение I_m и I_K неизвестно то, $\sigma_{\text{вр}}$ определяют по формуле:

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_K^2) \quad (19)$$

где U_K – передаточное число коробки передач на данной передаче; δ_1 – коэффициент учета вращающихся масс колес; δ_2 – коэффициент учета вращающихся масс двигателя»[20]: $\delta_1 = \delta_2 = 0,03 - 0,05$.

Результаты помещены в таблицы 7,8.

Таблица 7 – Ускорения в зависимости от оборотов на разных передачах

ω_e , рад/с	J_1 , м/с ²	J_2 , м/с ²	J_3 , м/с ²	J_4 , м/с ²	J_5 , м/с ²
84	2,00	1,36	0,89	0,62	0,48
126	2,14	1,45	0,94	0,65	0,48
167	2,27	1,53	0,99	0,66	0,47
209	2,34	1,58	1,01	0,65	0,44
251	2,40	1,62	1,01	0,62	0,38
293	2,44	1,63	1	0,58	0,31
335	2,48	1,65	0,98	0,53	0,22
377	2,50	1,65	0,96	0,46	0,11
419	2,51	1,64	0,92	0,38	-
461	2,46	1,59	0,85	0,27	-
502	2,38	1,51	0,75	0,13	-
544	2,21	1,37	0,61	-	-
586	2,02	1,22	0,46	-	-
628	1,78	1,03	0,28	-	-

Таблица 8 – Обратные ускорения в зависимости от оборотов на разных передачах

ω_e , рад/с	$1/J_1$, с ² /м	$1/J_2$, с ² /м	$1/J_3$, с ² /м	$1/J_4$, с ² /м	$1/J_5$, с ² /м
84	0,500	0,737	1,129	1,615	2,105
126	0,466	0,689	1,060	1,541	2,064
167	0,442	0,653	1,013	1,509	2,109
209	0,427	0,632	0,995	1,534	2,285
251	0,416	0,619	0,991	1,602	2,623
293	0,410	0,613	1,002	1,723	3,279
335	0,404	0,608	1,019	1,897	4,650
377	0,399	0,605	1,046	2,169	9,231
419	0,399	0,609	1,093	2,642	-
461	0,406	0,628	1,184	3,733	-
502	0,421	0,661	1,334	7,511	-
544	0,453	0,728	1,641	-	-
586	0,496	0,820	2,200	-	-
628	0,561	0,968	3,638	-	-

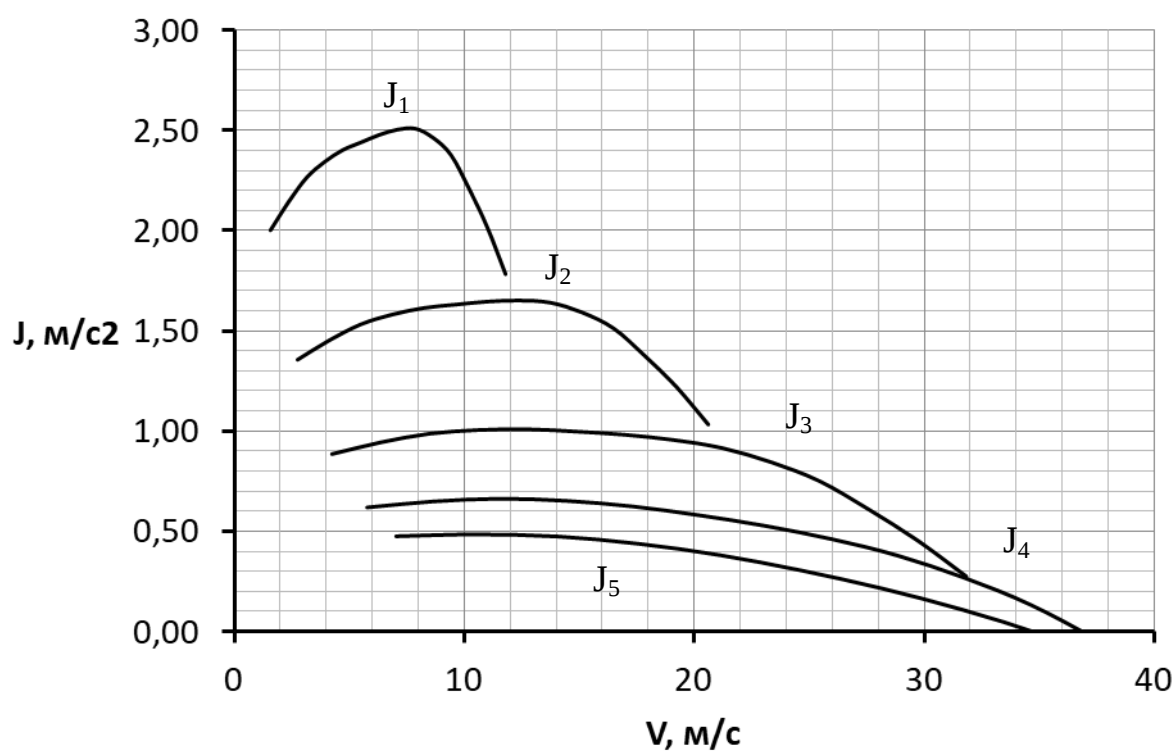


Рисунок 14 – Ускорения автомобиля

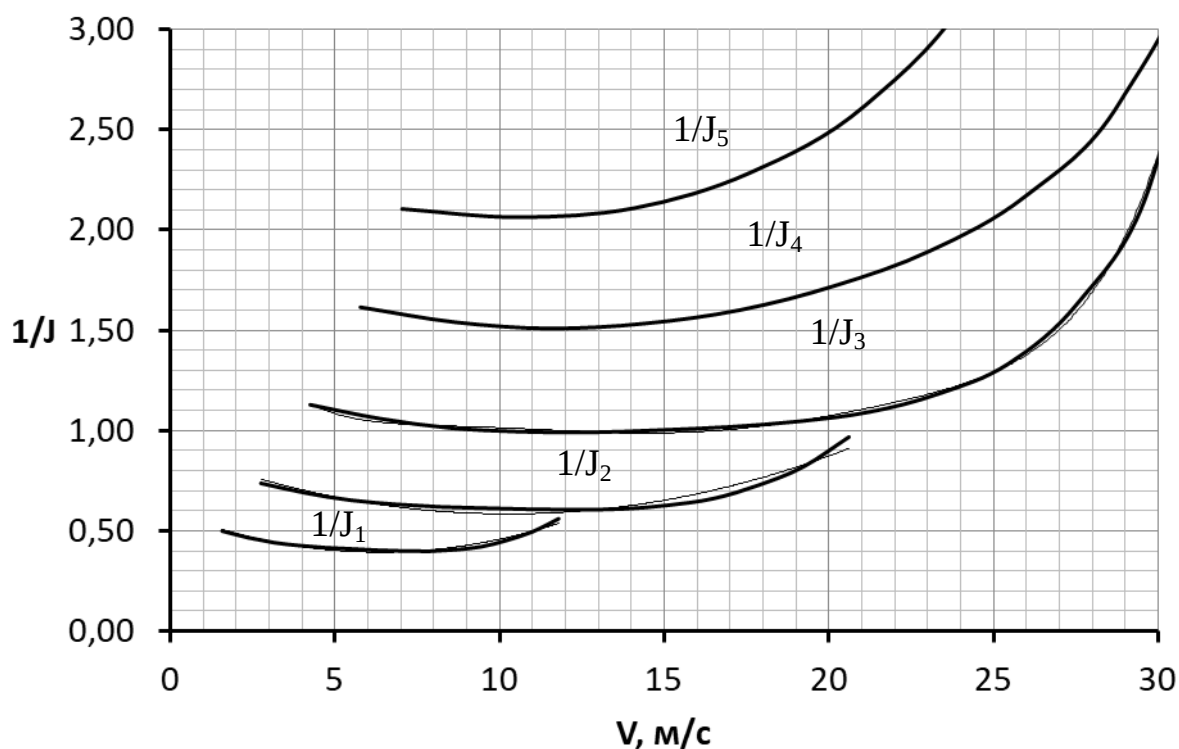


Рисунок 15 – Обратные ускорения автомобиля

2.2.7 Время и путь разгона

Время разгона определим графоаналитическим способом, проинтегрировав уравнения, которыми заданы кривые обратных ускорений на рисунке 15:

$$\Delta t = \int_{V_n}^{V_{n+1}} \frac{1}{j} \cdot dV, \quad (20)$$

$$t_n = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k. \quad (21)$$

Результаты занесены в таблицу 9.

Таблица 9 – Данные для построения графиков времени и пути разгона автомобиля

$\Delta t_1, \text{с}$	$\Delta t_2, \text{с}$	$\Delta t_3, \text{с}$	$\Delta t_4, \text{с}$	$\Delta t_5, \text{с}$	$\Delta t_6, \text{с}$	$\Delta t_7, \text{с}$	$\Delta t_8, \text{с}$
1,60	0,98	0,93	0,66	2,42	2,64	6,57	8,50

Продолжение таблицы 9

$t_1, \text{с}$	$t_2, \text{с}$	$t_3, \text{с}$	$t_4, \text{с}$	$t_5, \text{с}$	$t_6, \text{с}$	$t_7, \text{с}$	$t_8, \text{с}$
1,60	2,58	3,52	4,18	6,60	9,24	15,81	24,31

$V_1, \text{м/с}$	$V_2, \text{м/с}$	$V_3, \text{м/с}$	$V_4, \text{м/с}$	$V_5, \text{м/с}$	$V_6, \text{м/с}$	$V_7, \text{м/с}$	$V_8, \text{м/с}$
3,14	5,50	7,86	9,43	12,37	16,49	21,22	27,78

$V_{\text{cp1}}, \text{м/с}$	$V_{\text{cp2}}, \text{м/с}$	$V_{\text{cp3}}, \text{м/с}$	$V_{\text{cp4}}, \text{м/с}$	$V_{\text{cp5}}, \text{м/с}$	$V_{\text{cp6}}, \text{м/с}$	$V_{\text{cp7}}, \text{м/с}$	$V_{\text{cp8}}, \text{м/с}$
1,57	4,32	6,68	8,65	10,90	14,43	18,85	24,50

$\Delta S_1, \text{м}$	$\Delta S_2, \text{м}$	$\Delta S_3, \text{м}$	$\Delta S_4, \text{м}$	$\Delta S_5, \text{м}$	$\Delta S_6, \text{м}$	$\Delta S_7, \text{м}$	$\Delta S_8, \text{м}$
2,52	4,24	6,24	5,70	26,42	38,10	123,86	208,14

$S_1, \text{м}$	$S_2, \text{м}$	$S_3, \text{м}$	$S_4, \text{м}$	$S_5, \text{м}$	$S_6, \text{м}$	$S_7, \text{м}$	$S_8, \text{м}$
2,52	6,76	13,00	18,70	45,12	83,22	207,08	415,22

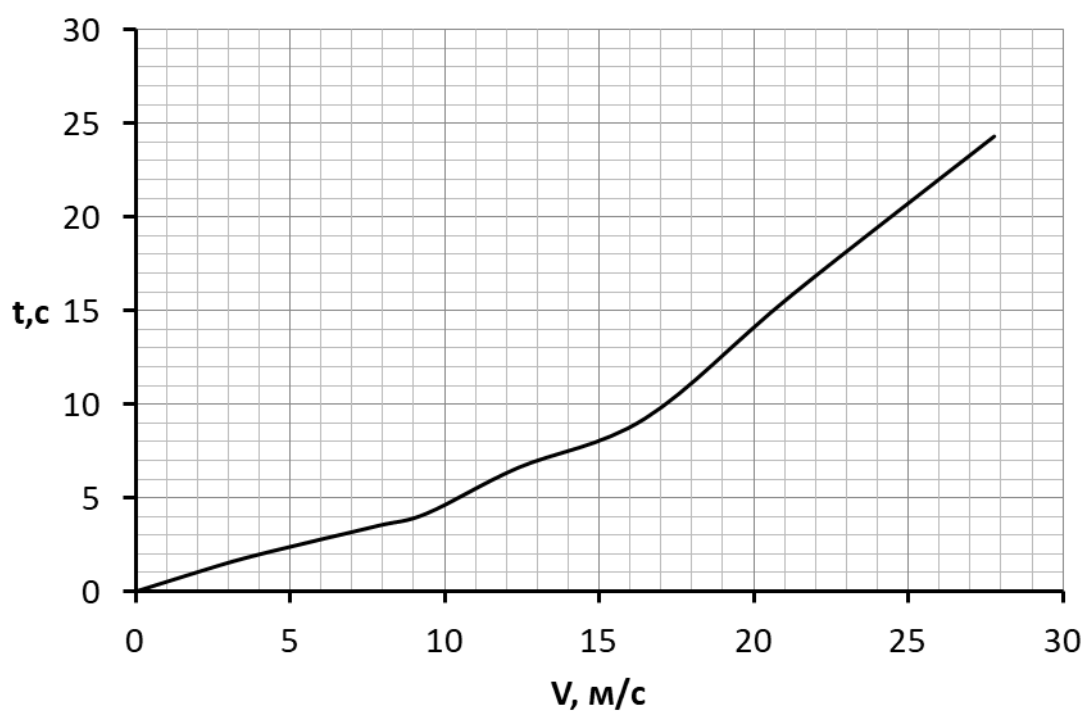


Рисунок 16 – Время разгона автомобиля

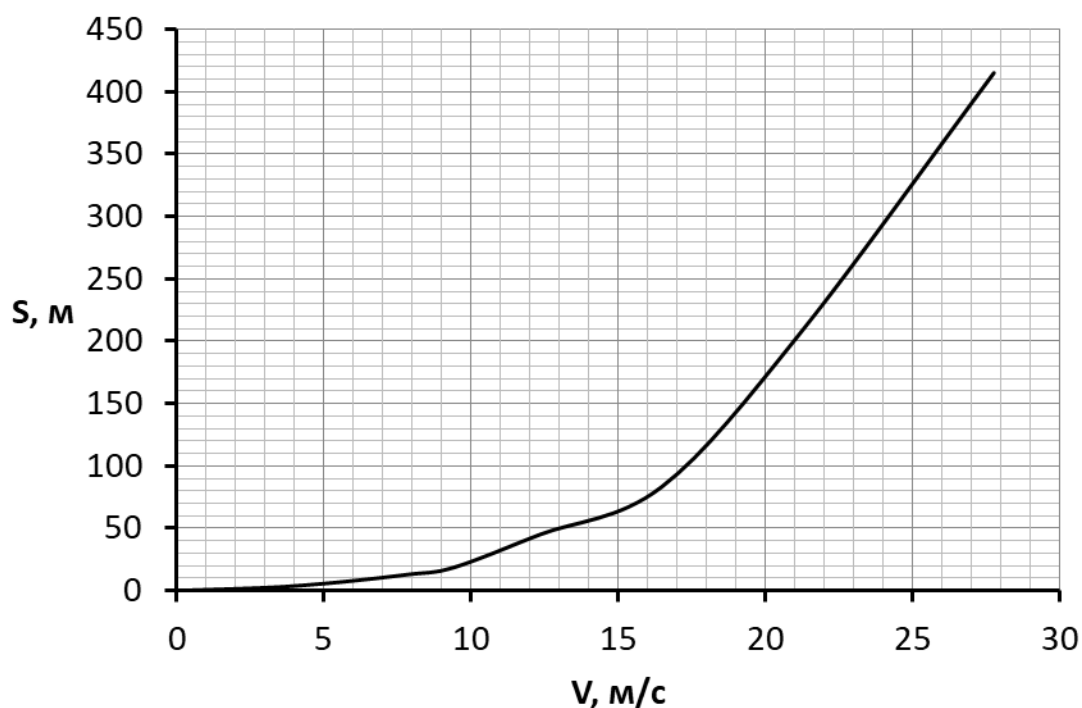


Рисунок 17 – Путь разгона автомобиля

2.2.8 Мощностной баланс автомобиля

«Запишем уравнение мощностного баланса:

$$N_T = N_D + N_B + N_{\text{и}} \quad (22)$$

где $N_T = N_e \cdot \eta_{\text{тр}}$ – тяговая мощность автомобиля; $N_D = P_D \cdot V_a$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления дороги; $N_B = P_B \cdot V_a$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления воздуха; N_e – эффективная мощность двигателя»[12] (берем из таблицы 1).

Результаты занесены в таблицы 10, 11, 12.

Таблица 10 – Тяговая мощность автомобиля в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	N_{T1} , кВт	N_{T2} , кВт	N_{T3} , кВт	N_{T4} , кВт	N_{T5} , кВт
84	7,76	7,76	7,76	7,76	7,76
126	12,43	12,43	12,43	12,43	12,43
167	17,48	17,48	17,48	17,48	17,48
209	22,61	22,61	22,61	22,61	22,61
251	27,81	27,81	27,81	27,81	27,81
293	32,97	32,97	32,97	32,97	32,97
335	38,28	38,28	38,28	38,28	38,28
377	43,58	43,58	43,58	43,58	43,58
419	48,61	48,61	48,61	48,61	48,61
461	52,64	52,64	52,64	52,64	52,64
502	55,62	55,62	55,62	55,62	55,62
544	56,33	56,33	56,33	56,33	56,33
586	55,92	55,92	55,92	55,92	55,92
628	53,69	53,69	53,69	53,69	53,69

Таблица 11 – Мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления дороги в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	$N_{д1}$, кВт	$N_{д2}$, кВт	$N_{д3}$, кВт	$N_{д4}$, кВт	$N_{д5}$, кВт
84	0,38	0,66	1,03	1,41	1,74
126	0,57	1,00	1,56	2,16	2,68
167	0,76	1,34	2,12	2,96	3,72
209	0,95	1,69	2,70	3,83	4,89
251	1,15	2,05	3,31	4,79	6,21
293	1,34	2,42	3,97	5,85	7,72
335	1,54	2,80	4,67	7,03	9,46
377	1,74	3,20	5,43	8,35	11,44
419	1,95	3,62	6,25	9,83	13,71
461	2,16	4,05	7,14	11,48	16,29
502	2,37	4,51	8,11	13,32	19,21
544	2,59	4,98	9,16	15,37	22,52
586	2,81	5,48	10,30	17,65	26,23
628	3,03	6,01	11,53	20,16	30,38

Таблица 12 – Мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления воздуха в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	N_{B1} , кВт	N_{B2} , кВт	N_{B3} , кВт	N_{B4} , кВт	N_{B5} , кВт
84	0,00	0,02	0,06	0,16	0,29
126	0,01	0,06	0,21	0,54	0,97
167	0,03	0,14	0,51	1,27	2,30
209	0,05	0,27	0,99	2,48	4,50
251	0,09	0,46	1,70	4,29	7,78
293	0,14	0,74	2,71	6,81	12,35
335	0,21	1,10	4,04	10,16	18,43
377	0,29	1,56	5,75	14,47	26,25
419	0,40	2,14	7,89	19,85	36,00
461	0,53	2,85	10,50	26,42	47,92
502	0,69	3,70	13,64	34,30	62,22
544	0,88	4,71	17,34	43,61	79,10
586	1,10	5,88	21,66	54,47	98,80
628	1,36	7,23	26,64	67,00	121,51

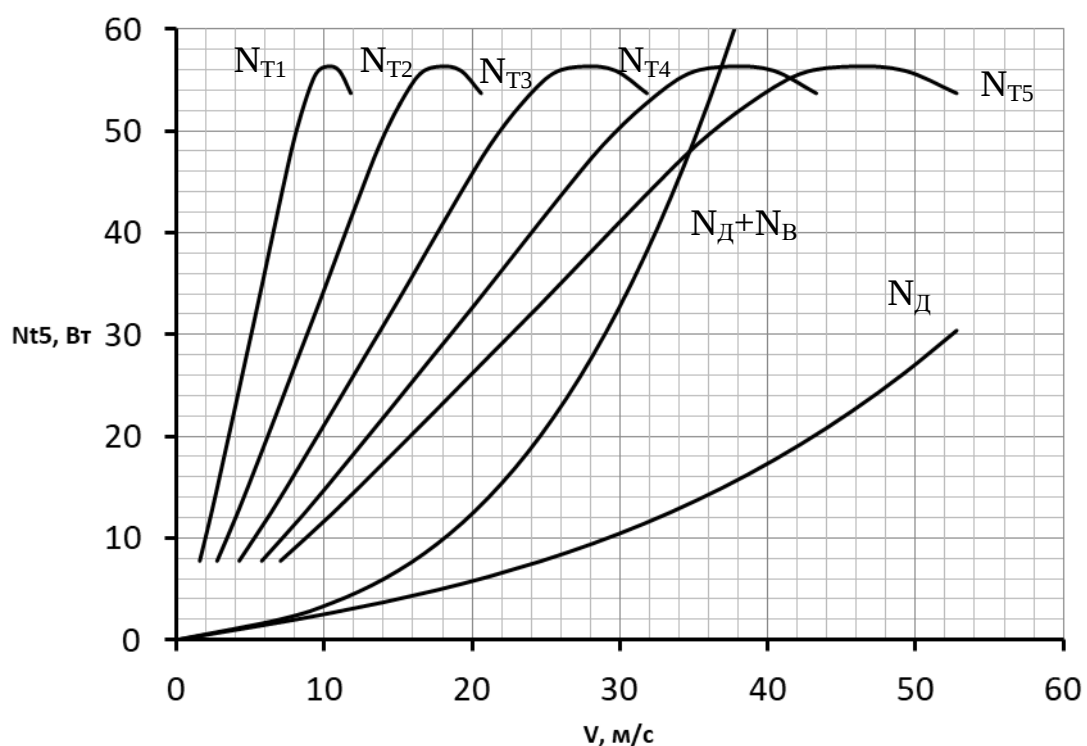


Рисунок 18 – Мощностной баланс автомобиля

2.2.9 Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля

«Для получения топливно-экономической характеристики рассчитаем расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной.

Путевой расход топлива рассчитываем по формуле:

$$q_n = \frac{k_{СК} \cdot k_{И} \cdot (P_D + P_B) \cdot q_{e \min} \cdot 1,1}{36000 \cdot \rho_T \cdot \eta_{тр}} \quad (23)$$

где $g_{e \min} = 260$ г/кВт·ч – минимальный удельный эффективный расход топлива; $\rho_T = 0,72$ кг/л – плотность топлива (бензин); $\eta_{тр} = 0,9$ – КПД трансмиссии автомобиля; $k_{СК}$ и $k_{И}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно изменения величины g_e в зависимости от ω_e и I двигателя; I – степень использования мощности двигателя»[20], определяется по формуле:

$$I = \frac{N_D + N_B}{N_T} \quad (24)$$

Результаты занесены в таблицу 13.

Таблица 13 – Данные для построения графика топливно-экономической характеристики автомобиля

ω_e , рад/с	ω_e / ω_N	$k_{ск}$	I_4	k_H	q_n , л/100км
84	0,16	1,12	0,202	2,1	8,45
126	0,24	1,08	0,217	2	8,88
167	0,32	1,04	0,242	1,85	9,32
209	0,4	1	0,279	1,75	10,11
251	0,48	0,99	0,326	1,55	10,62
293	0,56	0,99	0,384	1,37	11,22
335	0,64	0,98	0,449	1,25	12,05
377	0,72	0,97	0,524	1,15	12,95
419	0,8	0,97	0,611	1,05	13,83
461	0,88	0,97	0,720	1	15,30
502	0,96	0,99	0,856	0,95	17,08

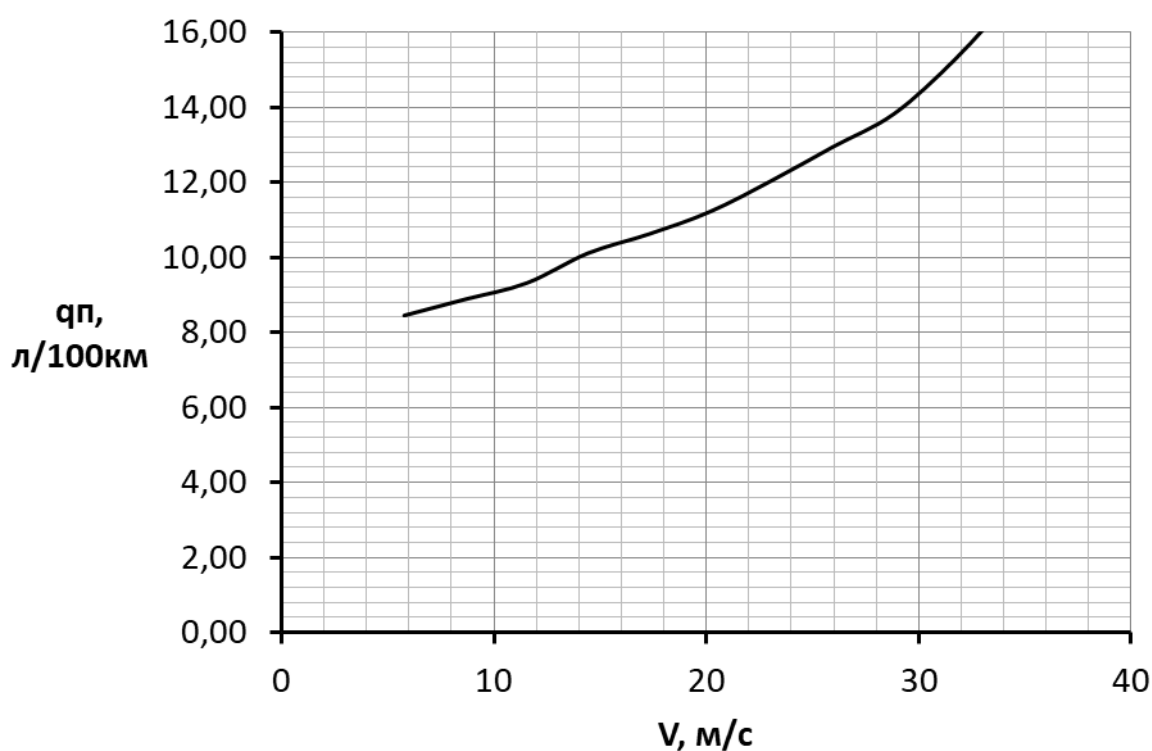


Рисунок 19 - Топливно-экономическая характеристика автомобиля

2.3 Расчет на максимальный угол подъема базового автомобиля на пониженной передаче

Для определения максимального теоретического угла подъема автомобиля на пониженной передаче раздаточной коробки делается график тягового баланса для пониженной передачи. Максимальное значение силы тяги на ведущих колесах для первой передачи на графике (P_{T1}) – это максимальная сила тяги, которую можно задействовать при подъеме. Спроецировав эту точку на кривую суммы сил дорожного сопротивления и сопротивления воздуха ($P_d + P_v$) получаем значение этих сил при максимальном значении силы тяги на ведущих колесах. Отняв последние значение от первого получаем силу тяги которую можно реализовать для преодоления подъема (ΔP_{T1}).

Преобразуем формулу:

$$\Delta P_{T1} = G_a \cdot \sin \alpha \quad (25)$$

где G_a – полный вес автомобиля, α – максимальный теоретический угол подъема, получаем формулу для определения максимального теоретического угла подъема:

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{\Delta P_{T1}}{G_a} \right) \quad (26)$$

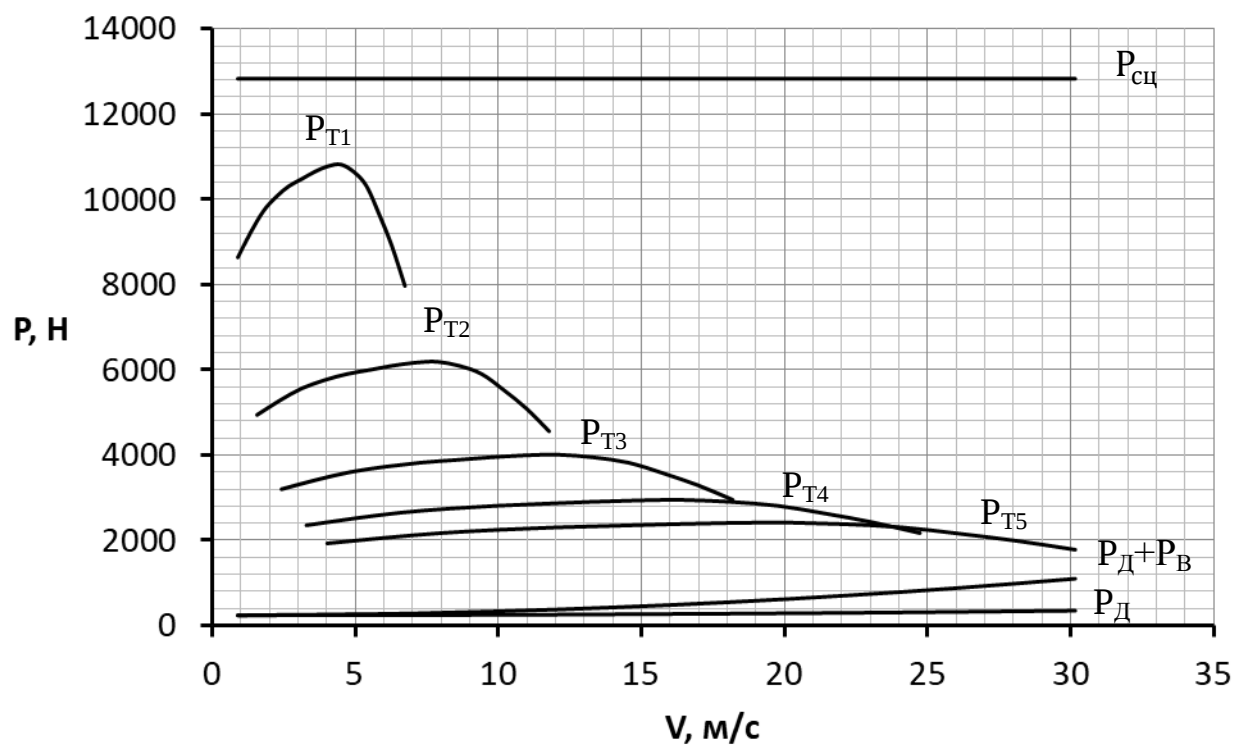


Рисунок 20 - Тяговый баланс при пониженной передаче

Максимальное значение тяги на ведущих колесах на первой передаче коробки передач и пониженной передаче раздаточной коробки согласно графика равно $\max P_{T1} = 10820$ Н, значение суммы сил дорожного сопротивления и сопротивления воздуха в этот момент равно $P_{\text{Д}} + P_{\text{В}} = 275$ Н. Тогда:

$$\Delta P_{T1} = 10820 - 275 = 10545 \text{ Н}$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{10545}{1635 \cdot 9,81} \right) = 41,1^\circ$$

2.4 Тягово-динамический расчет автомобиля с модернизированной трансмиссией

2.4.1 Параметры, определяемые техническим заданием

Снаряжённая масса автомобиля, $m_o = 1200$ кг;

Передаточные числа раздаточной коробки: $U_{PK1} = 1,2$; $U_{PK2} = 2,5$;

Двигатель 1,8 л, 16 кл;

Шины, 215/75 R15;

Максимальный крутящий момент для первой передачи: $150 \text{ Н} \cdot \text{м}$

2.4.2 Подготовка исходных данных для тягового расчета

Полная масса автомобиля находится по формуле (1):

$$m_a = 1200 + 75 \cdot 5 + 10 \cdot 5 = 1625 \text{ кг}$$

У автомобиля на заднюю ось приходится 45% нагрузки от полной массы.

Статический радиус колеса по формуле (2), а высоту профиля по формуле (3):

$$H = 0,185 \cdot 0,75 = 0,139 \text{ м},$$
$$r = 0,5 \cdot 0,406 + 0,86 \cdot 0,139 = 0,323.$$

«На дорогах с твердым покрытием $r_{ст} \approx r_d \approx r_k$, где r_d – динамический радиус колеса; r_k – радиус качения колеса»[20].

Коэффициент обтекаемости по формуле (4):

$$k = \frac{0,58 \cdot 1,293}{2} = 0,375$$

Лобовая площадь по формуле (5):

$$F = 0,8 \cdot 1,68 \cdot 1,64 = 2,2 \text{ м.}$$

КПД трансмиссии автомобиля, $\eta_{\text{тр}} = 0,9$;

Коэффициент сцепления колёс с дорогой, $\varphi = 0,8$.

2.4.3 Расчёт внешней скоростной характеристики двигателя

Показатели зависимости крутящего момента от оборотов коленчатого вала двигателя взяты с двигателя и поместили в таблицу 14.

Угловая скорость коленчатого вала вычислялась по формуле (6).

Зная текущий крутящий момент вычисляем текущую эффективную мощность по формуле (7).

Все результаты отражены в таблице 14.

Таблица 14 – Данные для построения внешней скоростной характеристики

Обороты коленчатого вала двигателя в минуту n_e , об/мин	Угловая скорость коленчатого вала двигателя ω_e , рад/с	Крутящий момент двигателя M_e , Нм	Эффективная мощность двигателя N_e , кВт
800	84	153	12,8
1200	126	159	19,9
1600	167	164	27,5
2000	209	167	35,0
2400	251	170	42,7
2800	293	170	49,8
3200	335	170	56,9
3600	377	167	62,9
4000	419	164	68,8
4400	461	159	73,1
4800	502	153	76,9
5200	544	145	78,8
5600	586	136	79,9
6000	628	126	79,1

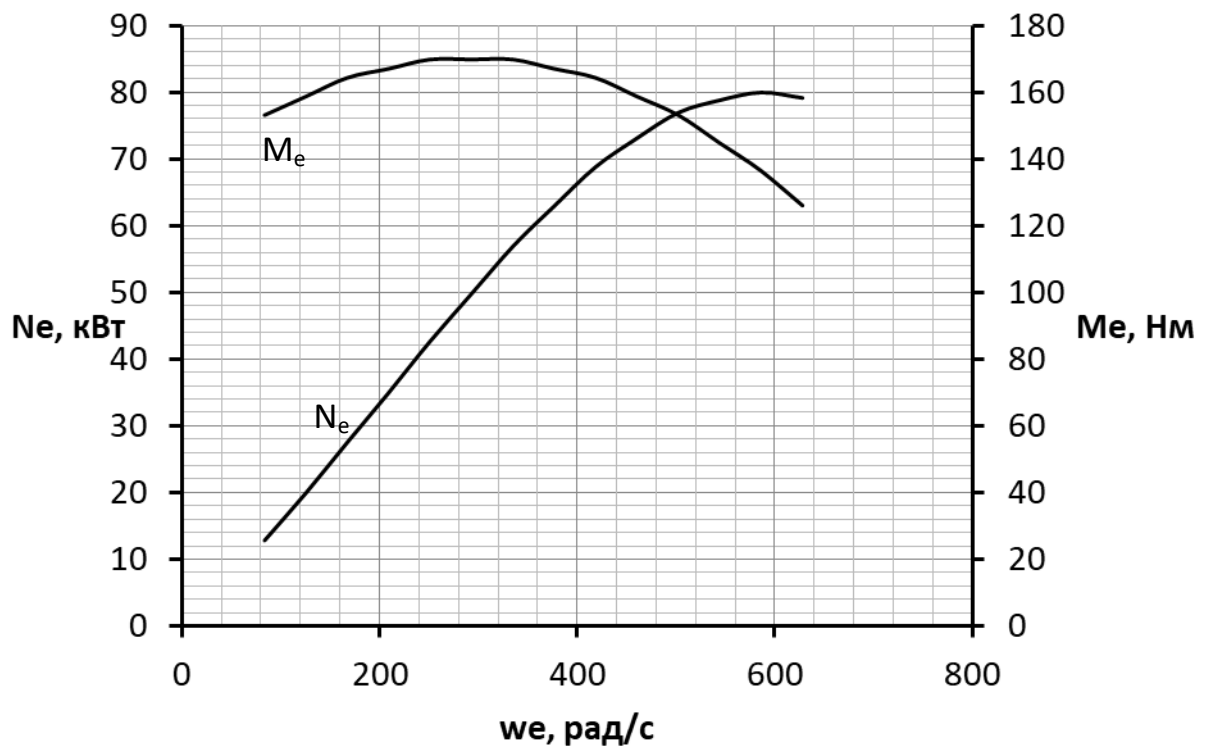


Рисунок 21 – Внешняя скоростная характеристика

2.4.4 Тяговый баланс автомобиля

Уравнение силового баланса формула (8):

Сила тяги на разных передачах рассчитывается по формуле (9).

Скорость автомобиля на разных передачах по формуле (10).

Сила дорожного сопротивления определяется по формуле (11).

Коэффициент сопротивления качению находится по формуле (12):

Сила сопротивления воздуха рассчитывается по формуле (13):

Сила сцепления колес с дорогой по формуле (14):

$$P_{\text{сц}} = 15941 \cdot 0,8 = 12753 \text{ Н}$$

Результаты вычислений занесены в таблицы 15,16,17,18.

Таблица 15 – Скорость автомобиля в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	V_{a1} , м/с	V_{a2} , м/с	V_{a3} , м/с	V_{a4} , м/с	V_{a5} , м/с
84	1,60	2,80	4,33	5,89	7,18
126	2,41	4,21	6,50	8,83	10,77
167	3,21	5,61	8,66	11,78	14,36
209	4,01	7,01	10,83	14,72	17,96
251	4,81	8,41	12,99	17,67	21,55
293	5,62	9,82	15,16	20,61	25,14
335	6,42	11,22	17,32	23,56	28,73
377	7,22	12,62	19,49	26,50	32,32
419	8,02	14,02	21,65	29,45	35,91
461	8,83	15,42	23,82	32,39	39,50
502	9,63	16,83	25,98	35,34	43,09
544	10,43	18,23	28,15	38,28	46,69
586	11,23	19,63	30,31	41,23	50,28
628	12,04	21,03	32,48	44,17	53,87

Таблица 16 – Сила тяги ведущих колес в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	P_{T1} , Н	P_{T2} , Н	P_{T3} , Н	P_{T4} , Н	P_{T5} , Н
84	7044	4114	2664	1959	1606
126	7044	4264	2762	2031	1665
167	7044	4415	2859	2102	1724
209	7044	4487	2906	2137	1752
251	7044	4563	2955	2173	1782
293	7044	4563	2955	2173	1782
335	7044	4563	2955	2173	1782
377	7044	4487	2906	2137	1752
419	7044	4415	2859	2102	1724
461	7044	4264	2762	2031	1665
502	7044	4114	2664	1959	1606
544	6797	3890	2519	1852	1519
586	6405	3665	2374	1745	1431
628	5917	3386	2193	1612	1322

Таблица 17 – Сила сопротивления воздуха в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	P_{B1} , Н	P_{B2} , Н	P_{B3} , Н	P_{B4} , Н	P_{B5} , Н
84	2	7	15	29	43
126	5	15	35	65	96
167	9	26	62	115	171
209	13	41	97	179	266
251	19	59	139	258	384
293	26	80	190	351	522
335	34	104	248	459	682
377	43	132	314	581	863
419	53	163	387	717	1066
461	64	197	469	867	1290
502	77	234	558	1032	1535
544	90	275	655	1211	1801
586	104	319	759	1405	2089
628	120	366	872	1613	2398

Таблица 18 – Сила дорожного сопротивления в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	$P_{д1}$, Н	$P_{д2}$, Н	$P_{д3}$, Н	$P_{д4}$, Н	$P_{д5}$, Н
84	239	240	241	243	245
126	240	241	244	248	253
167	240	243	248	256	264
209	241	245	253	265	278
251	242	248	259	276	295
293	243	251	267	290	315
335	244	254	275	305	338
377	245	258	285	323	364
419	247	263	295	343	393
461	248	268	307	365	426
502	250	273	320	388	461
544	252	279	334	414	500
586	254	285	349	442	541
628	256	292	365	472	586

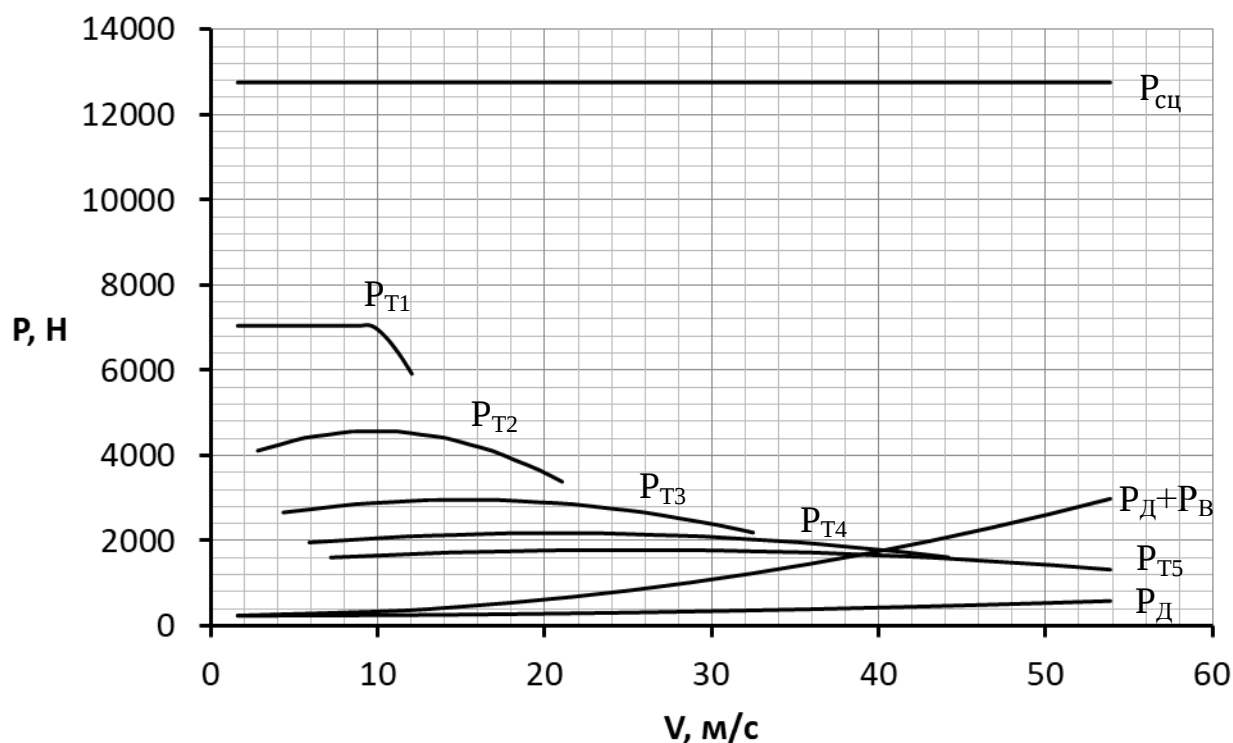


Рисунок 22 – Тяговый баланс

2.4.5 Динамическая характеристика автомобиля

«Динамическая характеристика автомобиля является графическим изображением зависимости динамического фактора от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля»[20].

Динамический фактор рассчитывается по формуле (15).

Чтобы учесть влияние буксования ведущих колёс, определяют динамический фактор по сцеплению по формуле (16):

«Длительное движение без буксования ведущих колес возможно при условии $D_{сц} \geq D$ »[20].

Результаты вычислений занесены в таблицу 19.

Таблица 19 – Динамический фактор в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5
84	0,44	0,26	0,17	0,12	0,10
126	0,44	0,27	0,17	0,12	0,10
167	0,44	0,28	0,18	0,12	0,10
209	0,44	0,28	0,18	0,12	0,09
251	0,44	0,28	0,18	0,12	0,09
293	0,44	0,28	0,17	0,11	0,08
335	0,44	0,28	0,17	0,11	0,07
377	0,44	0,27	0,16	0,10	0,06
419	0,44	0,27	0,16	0,09	0,04
461	0,44	0,26	0,14	0,07	0,02
502	0,44	0,24	0,13	0,06	0,00
544	0,42	0,23	0,12	0,04	-
586	0,40	0,21	0,10	0,02	-
628	0,36	0,19	0,08	0,00	-

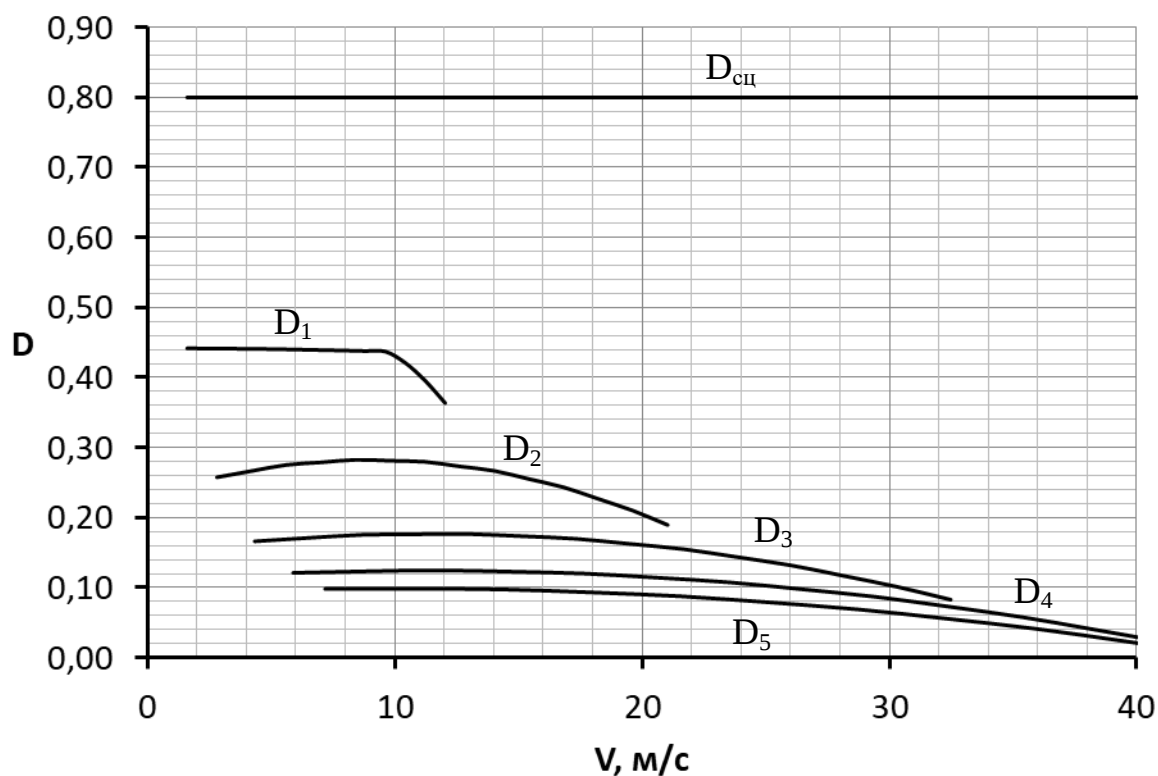


Рисунок 23 – Динамическая характеристика

2.4.6 Разгон автомобиля

«Ускорение во время разгона определяют для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге ($i = 0$) с твёрдым покрытием хорошего качества при максимальном использовании мощности двигателя и отсутствии буксования ведущих колёс»[20]. Ускорение находим из выражения (17), где $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля, который находится по формуле (18).

Если точное значение I_m и I_k неизвестно то, $\sigma_{вр}$ определяют по формуле (19).

Результаты помещены в таблицы 20,21.

Таблица 20 – Ускорения в зависимости от оборотов на разных передачах

ω_e , рад/с	J_1 , м/с ²	J_2 , м/с ²	J_3 , м/с ²	J_4 , м/с ²	J_5 , м/с ²
84	2,92	2,05	1,36	0,98	0,77
126	2,92	2,12	1,41	1,00	0,77
167	2,92	2,20	1,45	1,01	0,76
209	2,91	2,22	1,45	0,98	0,71
251	2,91	2,25	1,45	0,95	0,65
293	2,91	2,24	1,42	0,89	0,55
335	2,90	2,23	1,38	0,82	0,45
377	2,90	2,17	1,31	0,72	0,31
419	2,89	2,11	1,23	0,61	0,16
461	2,89	2,01	1,13	0,46	-
502	2,88	1,91	1,01	0,31	-
544	2,77	1,77	0,87	0,13	-
586	2,59	1,62	0,72	-	-
628	2,38	1,44	0,54	-	-

Таблица 21 – Обратные ускорения в зависимости от оборотов на разных передачах

ω_e , рад/с	$1/J_1$, с ² /м	$1/J_2$, с ² /м	$1/J_3$, с ² /м	$1/J_4$, с ² /м	$1/J_5$, с ² /м
84	0,343	0,488	0,733	1,021	1,294
126	0,343	0,471	0,710	1,003	1,297
167	0,343	0,456	0,692	0,995	1,323
209	0,343	0,450	0,690	1,018	1,413
251	0,344	0,444	0,690	1,051	1,547
293	0,344	0,446	0,706	1,125	1,807
335	0,344	0,449	0,725	1,223	2,241
377	0,345	0,461	0,764	1,397	3,251
419	0,346	0,473	0,810	1,652	6,447
461	0,346	0,497	0,888	2,156	-
502	0,347	0,524	0,987	3,198	-
544	0,361	0,566	1,153	7,601	-
586	0,385	0,617	1,394	-	-
628	0,421	0,692	1,846	-	-

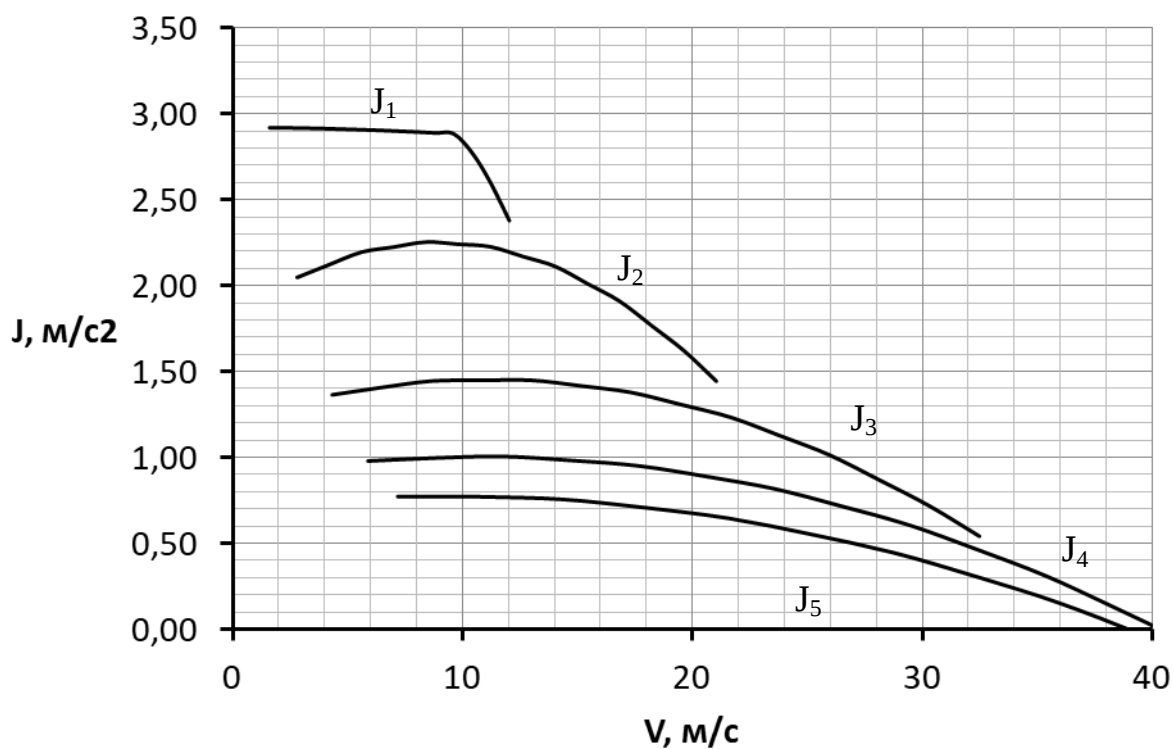


Рисунок 24 – Ускорения автомобиля

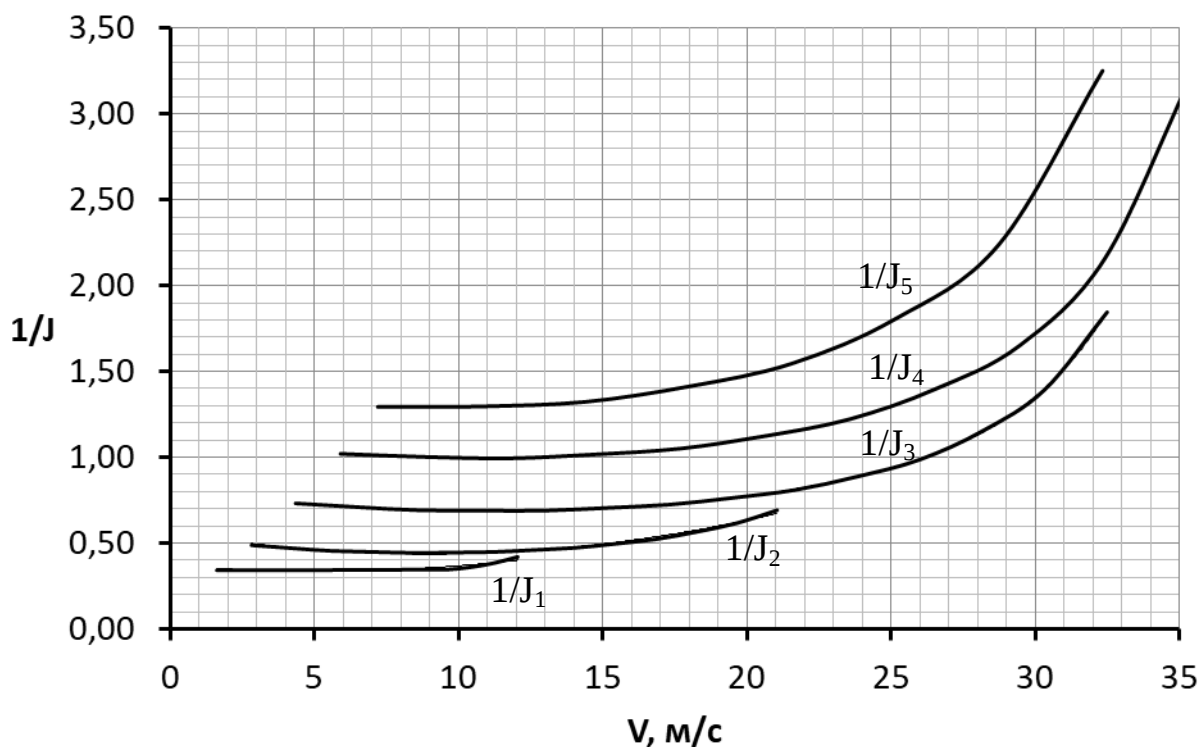


Рисунок 25 – Обратные ускорения автомобиля

2.4.7 Время и путь разгона

Время разгона определим графоаналитическим способом, проинтегрировав уравнения, которыми заданы кривые обратных ускорений на рисунке 25 по формулам (20) и (21).

Результаты занесены в таблицу 22.

Таблица 22 – Данные для построения графиков времени и пути разгона автомобиля

$\Delta t_1, \text{с}$	$\Delta t_2, \text{с}$	$\Delta t_3, \text{с}$	$\Delta t_4, \text{с}$	$\Delta t_5, \text{с}$	$\Delta t_6, \text{с}$	$\Delta t_7, \text{с}$	$\Delta t_8, \text{с}$
1,13	0,81	0,82	0,57	1,86	2,07	4,86	5,75

$t_1, \text{с}$	$t_2, \text{с}$	$t_3, \text{с}$	$t_4, \text{с}$	$t_5, \text{с}$	$t_6, \text{с}$	$t_7, \text{с}$	$t_8, \text{с}$
1,13	1,95	2,76	3,33	5,20	7,27	12,13	17,87

$V_1, \text{м/с}$	$V_2, \text{м/с}$	$V_3, \text{м/с}$	$V_4, \text{м/с}$	$V_5, \text{м/с}$	$V_6, \text{м/с}$	$V_7, \text{м/с}$	$V_8, \text{м/с}$
3,21	5,62	8,02	9,63	12,62	16,83	21,65	27,78

Продолжение таблицы 22

$V_{cp1},$ м/с	$V_{cp2},$ м/с	$V_{cp3},$ м/с	$V_{cp4},$ м/с	$V_{cp5},$ м/с	$V_{cp6},$ м/с	$V_{cp7},$ м/с	$V_{cp8},$ м/с
1,60	4,41	6,82	8,83	11,12	14,72	19,24	24,72

$\Delta S_1, \text{ м}$	$\Delta S_2, \text{ м}$	$\Delta S_3, \text{ м}$	$\Delta S_4, \text{ м}$	$\Delta S_5, \text{ м}$	$\Delta S_6, \text{ м}$	$\Delta S_7, \text{ м}$	$\Delta S_8, \text{ м}$
1,82	3,58	5,59	5,03	20,72	30,52	93,43	142,02

$S_1, \text{ м}$	$S_2, \text{ м}$	$S_3, \text{ м}$	$S_4, \text{ м}$	$S_5, \text{ м}$	$S_6, \text{ м}$	$S_7, \text{ м}$	$S_8, \text{ м}$
1,82	5,40	10,99	16,02	36,74	67,26	160,69	302,71

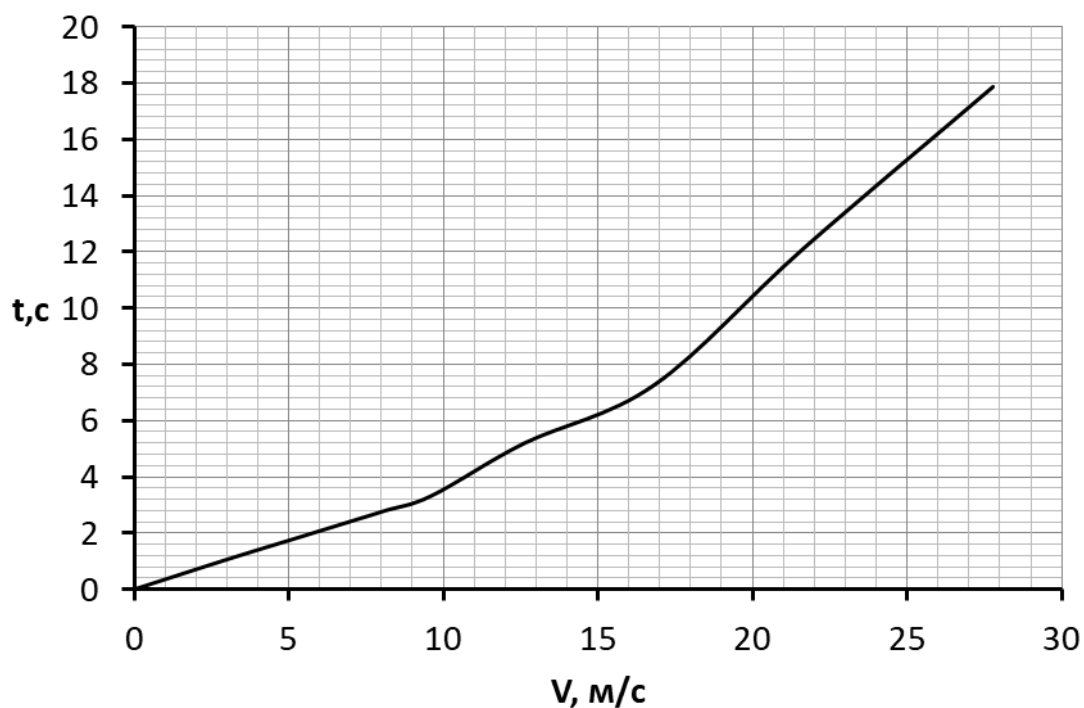


Рисунок 26 – Время разгона автомобиля

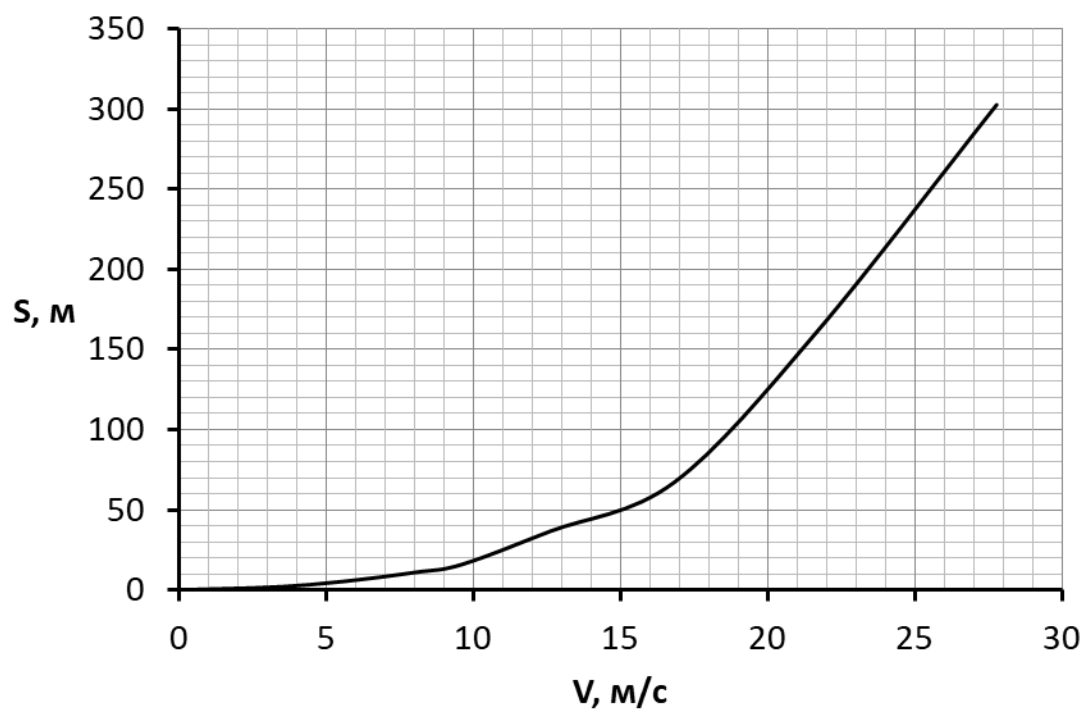


Рисунок 27 – Путь разгона автомобиля

2.4.8 Мощностной баланс автомобиля

Уравнение мощностного баланса формула (22).

Результаты занесены в таблицы 23, 24, 25.

Таблица 23 – Тяговая мощность автомобиля в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	N_{T1} , кВт	N_{T2} , кВт	N_{T3} , кВт	N_{T4} , кВт	N_{T5} , кВт
84	11,30	11,54	11,54	11,54	11,54
126	16,96	17,94	17,94	17,94	17,94
167	22,61	24,76	24,76	24,76	24,76
209	28,26	31,46	31,46	31,46	31,46
251	33,91	38,39	38,39	38,39	38,39
293	39,56	44,79	44,79	44,79	44,79
335	45,22	51,18	51,18	51,18	51,18
377	50,87	56,63	56,63	56,63	56,63
419	56,52	61,91	61,91	61,91	61,91
461	62,17	65,78	65,78	65,78	65,78
502	67,82	69,23	69,23	69,23	69,23
544	70,90	70,90	70,90	70,90	70,90
586	71,95	71,95	71,95	71,95	71,95
628	71,22	71,22	71,22	71,22	71,22

Таблица 24 – Мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления дороги в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	N_{D1} , кВт	N_{D2} , кВт	N_{D3} , кВт	N_{D4} , кВт	N_{D5} , кВт
84	0,38	0,67	1,05	1,43	1,76
126	0,58	1,01	1,59	2,19	2,73
167	0,77	1,36	2,15	3,01	3,79
209	0,97	1,72	2,74	3,90	4,99
251	1,16	2,08	3,37	4,88	6,35
293	1,36	2,46	4,04	5,98	7,91
335	1,57	2,85	4,76	7,20	9,70
377	1,77	3,26	5,54	8,56	11,77
419	1,98	3,68	6,39	10,09	14,12
461	2,19	4,13	7,31	11,81	16,82
502	2,41	4,59	8,31	13,73	19,87
544	2,63	5,08	9,40	15,86	23,33
586	2,86	5,60	10,58	18,24	27,22
628	3,09	6,14	11,86	20,87	31,57

Таблица 25 – Мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления воздуха в зависимости от оборотов двигателя на разных передачах

ω_e , рад/с	N_{B1} , кВт	N_{B2} , кВт	N_{B3} , кВт	N_{B4} , кВт	N_{B5} , кВт
84	0,00	0,02	0,07	0,17	0,31
126	0,01	0,06	0,23	0,57	1,03
167	0,03	0,15	0,54	1,35	2,45
209	0,05	0,28	1,05	2,64	4,78
251	0,09	0,49	1,81	4,56	8,27
293	0,15	0,78	2,88	7,24	13,13
335	0,22	1,17	4,30	10,81	19,60
377	0,31	1,66	6,12	15,39	27,90
419	0,43	2,28	8,39	21,11	38,28
461	0,57	3,03	11,17	28,09	50,95
502	0,74	3,94	14,50	36,47	66,14
544	0,94	5,01	18,43	46,37	84,10
586	1,17	6,25	23,02	57,91	105,03
628	1,44	7,69	28,32	71,23	129,19

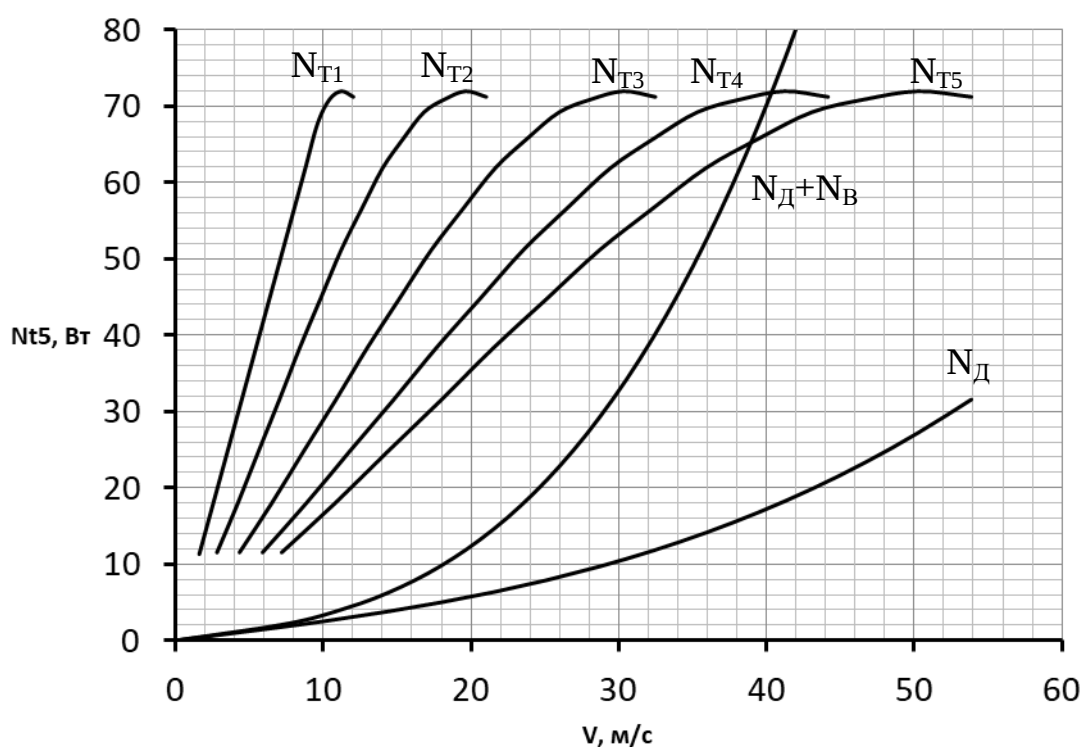


Рисунок 28 – Мощностной баланс автомобиля

2.4.9 Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля

«Для получения топливно-экономической характеристики рассчитаем расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной»[24].

Путевой расход топлива рассчитываем по формуле (23).

I – степень использования мощности двигателя, определяется по формуле (24).

Результаты занесены в таблицу 26.

Таблица 26 – Данные для построения графика топливно-экономической характеристики автомобиля

ω_e , рад/с	ω_e / ω_N	k_{ck}	I_4	$k_{и}$	q_n , л/100км
84	0,16	1,12	0,139	2,1	7,84
126	0,24	1,08	0,154	2	8,29
167	0,32	1,04	0,176	1,85	8,74
209	0,4	1	0,208	1,75	9,53
251	0,48	0,99	0,246	1,55	10,05
293	0,56	0,99	0,295	1,37	10,66
335	0,64	0,98	0,352	1,25	11,48
377	0,72	0,97	0,423	1,15	12,36
419	0,8	0,97	0,504	1,05	13,23
461	0,88	0,97	0,607	1	14,65
502	0,96	0,99	0,725	0,95	16,38

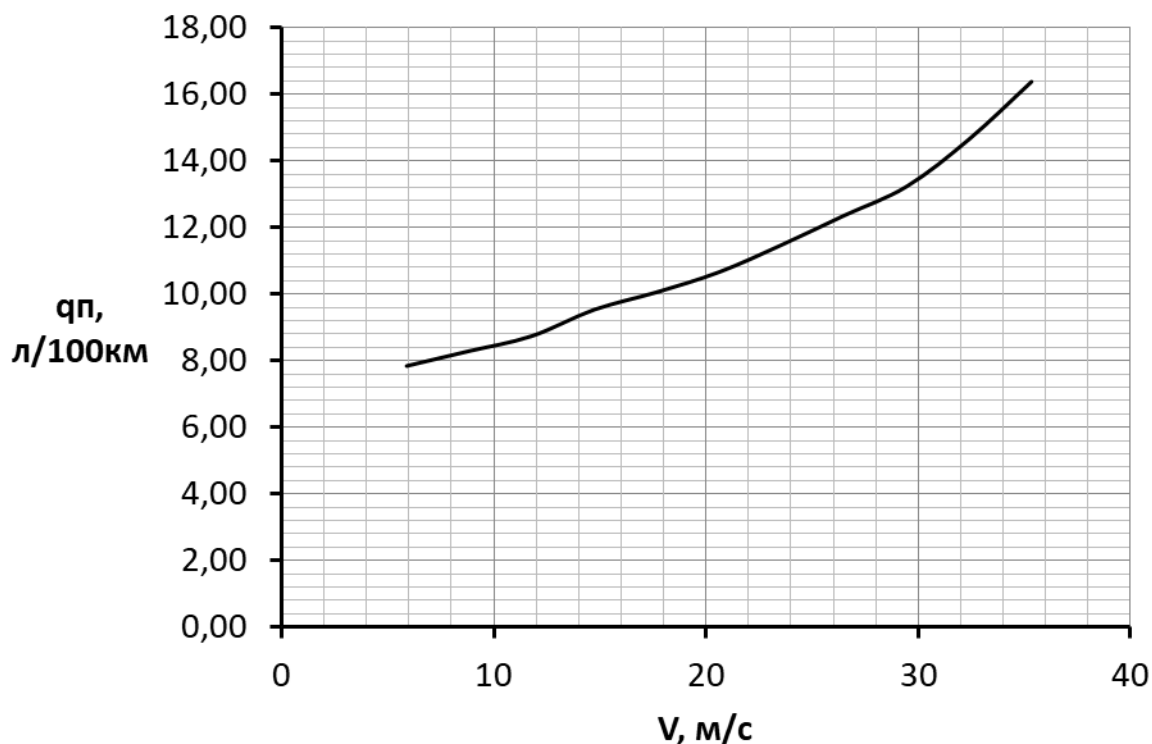


Рисунок 29 - Топливно-экономическая характеристика автомобиля

2.5 Расчет на максимальный угол подъема базового автомобиля на пониженной передаче

Для определения максимального теоретического угла подъема автомобиля на пониженной передаче раздаточной коробки делается график тягового баланса для пониженной передачи. Максимальное значение силы тяги на ведущих колесах для первой передачи на графике (P_{T1}) – это максимальная сила тяги, которую можно задействовать при подъеме. На рисунке 30 видно, что сила тяги на ведущих колесах (P_{T1}) выше силы сцепления колес с дорогой ($P_{сц}$), это значит что максимальное значение силы тяги на ведущих колесах без пробуксовки будет соответствовать значению силы сцепления колес с дорогой. Спроецировав эту точку на кривую суммы сил дорожного сопротивления и сопротивления воздуха ($P_d + P_B$) получаем значение этих сил при максимальном значении силы тяги на ведущих

колесах. Отняв последнее значение от первого получаем силу тяги которую можно реализовать для преодоления подъема (ΔP_{T1}).

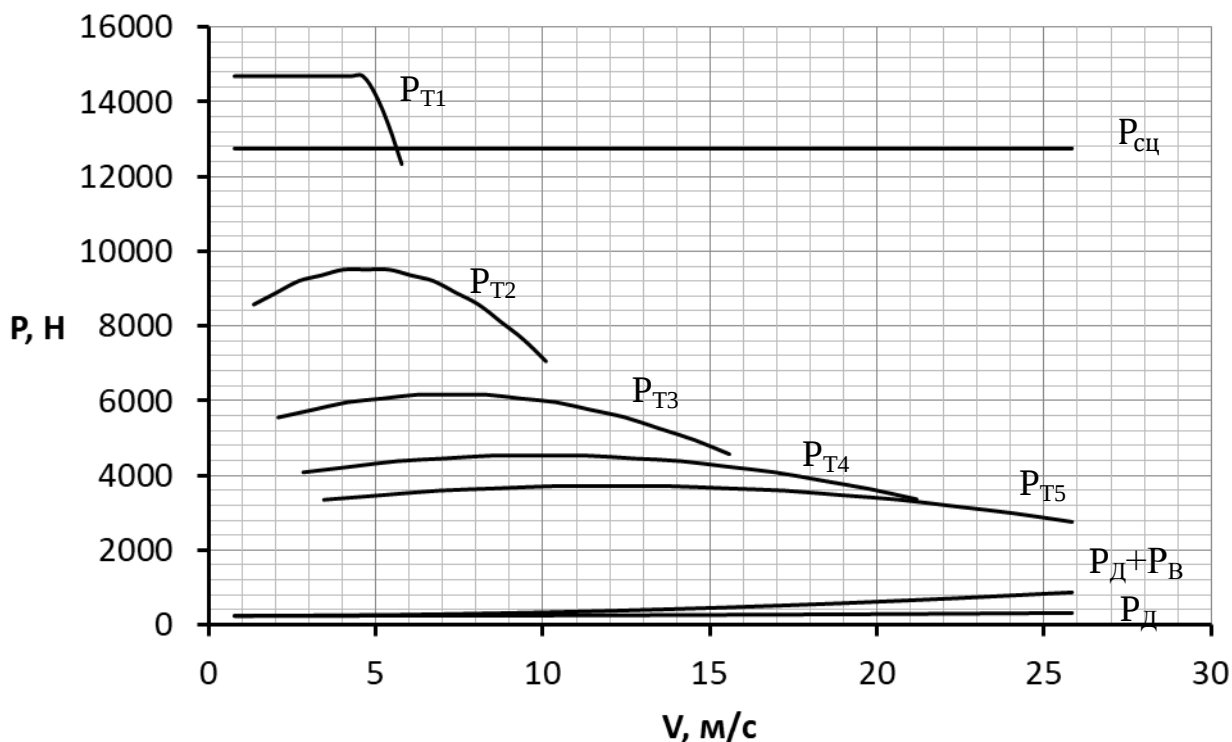


Рисунок 30 - Тяговый баланс при пониженной передаче

Максимальное значение тяги на ведущих колесах на первой передаче коробки передач и пониженной передаче раздаточной коробки согласно графика равно $\max P_{T1} = P_{сц} = 12753$ Н, значение суммы сил дорожного сопротивления и сопротивления воздуха в этот момент равно $P_{д} + P_{в} = 264$ Н. Тогда по формулам (25) и (26):

$$\Delta P_{T1} = 12753 - 264 = 12489 \text{ Н}$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{12489}{1625 \cdot 9,81} \right) = 51,6^{\circ}$$

2.6 Расчет зубчатого зацепления

Исходные данные:

Материал шестерни и зубчатого колеса – 20ХГНМ.

Обработка – нитроцементация, закалка и низкий отпуск.

Твердость поверхности $\geq 58\text{HRC}$.

Твердость середины у основания зуба 32...45HRC.

$Z_1 = 27$; $Z_2 = 46$.

$$M = M_{emax} \cdot U_1 \quad (27)$$

По формуле (27): $M = 150 \cdot 3,67 = 550 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$n = \frac{n_{emax}}{U_5} \quad (28)$$

По формуле (28): $n = \frac{6000}{0,82} = 7317 \text{ мин}^{-1}$.

$a_w = 93,5$.

2.6.1 Допускаемые контактные напряжения

$$\sigma_{\text{нр}} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_N \cdot 0,9 \quad (29)$$

где σ_{Hlimb} - предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

«Для легированных сталей, твердость поверхностей зубьев которых более 56 HRC и химико-термической обработкой (нитроцементация)»[10]:

$$\sigma_{Hlimb} = 23 \cdot H_{HRC} \quad (30)$$

Коэффициент запаса прочности $S_H = 1,25$ для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями.

Z_N – определяем в зависимости от отношения эквивалентного и базового числа циклов перемены напряжений в зубьях $\frac{N_{He}}{N_{Hlim}}$, определил по кривой: $N_{Hlim} = 110 \cdot 10^6$.

«Эквивалентное число циклов напряжений при работе передачи с постоянной нагрузкой:

$$N_{He} = 60 \cdot C \cdot n \cdot t \quad (31)$$

где, C – число одинаковых зубчатых колес сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом, n – частота вращения, рассчитываемого зубчатого колеса, t – срок службы передачи»[8].

По формуле (31): $N_{He} = 60 \cdot 1 \cdot 7317 \cdot 3500 = 1,53 \cdot 10^9$.

$$\frac{N_{He}}{N_{Hlim}} = \frac{1,53 \cdot 10^9}{110 \cdot 10^6} = 13,9$$

отсюда следует $Z_N = 0,9$.

2.6.2 Расчетное допускаемое контактное напряжение

$$\sigma_{Hr} = 0,45 \cdot (\sigma_{Hr1} + \sigma_{Hr2}) \quad (32)$$

По формуле (29):

- для шестерни: $\sigma_{Hr1} = \frac{(23 \cdot 58)}{1,25} \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 864 \text{ МПа}$;

- для зубчатого колеса: $\sigma_{Hr2} = \frac{(23 \cdot 58)}{1,25} \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 864 \text{ МПа}$;

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение:

$$\sigma_{Hr} = 0,45 \cdot (864 + 864) = 778 \text{ МПа}.$$

Требуемое условие $\sigma_{HP1} \leq 1,23 \sigma_{HP2}$ выполнено.

Нормальный модуль принимаем $m_n=2,25$ мм.

Принимаем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 29^\circ$

Уточненное значение угла наклона зубьев:

$$\cos\beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} \quad (33)$$

По формуле (33): $\cos\beta = \frac{(27+46) \cdot 2,25}{2 \cdot 93,5} = 0,878$.

Отсюда следует $\beta = 28,56^\circ$.

Делительные диаметры:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot Z_1, \quad (34)$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot Z_2. \quad (35)$$

По формулам (34) и (35):

$$d_1 = \frac{2,25}{0,878} \cdot 27 = 69,2 \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{2,25}{0,878} \cdot 46 = 117,9 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (36)$$

По формуле (36): $a_w = \frac{69,2+117,9}{2} = 93,5$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n, \quad (37)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n. \quad (38)$$

По формулам (37) и (38):

$$d_{a1} = 69,2 + 2 \cdot 2,25 = 73,7 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = 117,9 + 2 \cdot 2,25 = 122,4 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n, \quad (39)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n. \quad (40)$$

По формулам (39) и (40):

$$d_{f1} = 69,2 - 2,5 \cdot 2,25 = 63,6 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = 117,9 - 2,5 \cdot 2,25 = 112,3 \text{ мм}.$$

Ширину шестерни и зубчатого колеса принимаем соответственно 17 мм и 16,5 мм.

Окружная скорость колес и степень точности передачи:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \quad (41)$$

По формуле (41):

$$v = \frac{3,14 \cdot 69,2 \cdot 7317}{60000} = 26,5 \text{ м/с}$$

По получившееся скорости принимаем для косозубых колес седьмую степень точности.

2.6.3 Проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев.

Расчетное контактное напряжение σ_H при контакте зубьев в полюсе зацепления определим по формуле, МПа:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{U + 1}{U}} \leq \sigma_{HP} \quad (42)$$

«Коэффициенты для проверки контактных напряжений:

Z_H – Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, $Z_H = 1,25$.

Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, для стальных колес $Z_E = 190$.

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий»[3], $Z_\varepsilon = 0,81$.

Определим удельную расчетную силу по следующей формуле, Н/мм:

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_{1H}}{d_1 \cdot b_w} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \quad (43)$$

«где T_{1H} – исходная расчетная нагрузка, $T_{1H} = 550$ Нм; d_1 – диаметр окружности шестерни, $d_1 = 69,2$ мм; b_w – рабочая ширина колеса, $b_w = 16,5$ мм; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1,06$; K_{Hv} – динамический коэффициент, $K_{Hv} = 1,2$; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий»[10], $K_{H\beta} = 1$.

По формуле (43):

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot 550}{69,2 \cdot 16,5} \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1225 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

По формуле (42):

$$\sigma_H = 1,25 \cdot 190 \cdot 0,81 \cdot \sqrt{\frac{1225}{69,2} \cdot \frac{1,7 + 1}{1,7}} = 1020 \text{ МПа}$$

2.6.4 Допускаемые напряжения в проверочном расчете

Определим допускаемое напряжение учитывая поправочные коэффициенты:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_X \quad (44)$$

«где Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, $Z_R = 1$ т.к. $R_a = 0,8$ мкм; Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость, $Z_V = 1,09$; Z_L – коэффициент, учитывающий влияние смазки, $Z_L = 1$; Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса»[10]. Так как диаметр колеса меньше 700 мм, принимаем $Z_X = 1$.

По формуле (44):

$$\sigma_{HP1} = \frac{23 \cdot 58}{1,25} \cdot 1 \cdot 1,09 \cdot 1 \cdot 1 = 1163 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{23 \cdot 58}{1,25} \cdot 1 \cdot 1,09 \cdot 1 \cdot 1 = 1163 \text{ МПа}.$$

По формуле (32):

$$\sigma_{HP} = 0,46 \cdot (1163 + 1163) = 1047 \text{ МПа}$$

$$1020 < 1047$$

Условие выполняется.

2.6.5 Сила действующая в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_1} \quad (45)$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \frac{tg\alpha}{cos\beta} \quad (46)$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \cdot tg\beta \quad (47)$$

По формулам (45), (46) и (47):

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2 \cdot 550 \cdot 10^3}{69,2} = 15896 \text{ Н}, \\ F_r &= 15896 \cdot \frac{tg22,52^\circ}{cos28,56^\circ} = 7504 \text{ Н}, \\ F_a &= 15896 \cdot tg28,56^\circ = 8652 \text{ Н}. \end{aligned}$$

2.6.6 Расчет зубьев на выносливость при изгибе

Проведем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба, условие оптимальной работы выражается формулой:

$$\sigma_F = \frac{W_{Ft} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{m} \leq [\sigma_F]_{FP} \quad (48)$$

«где σ_F – расчетное напряжение на переходной поверхности зуба, под которым понимается максимальное местное напряжение, вызываемое расчетной нагрузкой на переходной поверхности зубьев, выполненных из упругого материала, со стороны растяжения, Н/мм²; W_{Ft} – удельная расчетная окружная сила при расчете на изгиб»[9], Н/мм.

Удельная расчетная сила:

$$W_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_{1F}}{d_1 \cdot b_w} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \quad (49)$$

«где T_{1F} – крутящий момент на шестерне, $T_{1F} = 550$; $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями при расчете зубьев на выносливость при изгибе, $K_{F\alpha} = 1,12$; $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубьев, $K_{F\beta} = 1$; K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки»[10], $K_{Fv} = 1,1$.

По формуле (49):

$$W_{Ft} = \frac{2000 \cdot 550}{69,2 \cdot 16,5} \cdot 1,12 \cdot 1 \cdot 1,1 = 1187 \text{ Н/мм}$$

« Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба, $Y_{FS} = 3,7$.

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = 1,28$.

Y_β – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зубьев, $Y_\beta = 0,32$ »[2].

По формуле (48):

$$\sigma_F = \frac{1187 \cdot 3,7 \cdot 0,32 \cdot 1,28}{2,25} = 800 \text{ МПа}$$

Допускаемое $[\sigma]_{FP}$ напряжение изгиба зубьев определяем по формуле:

$$[\sigma]_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_\delta \cdot Y_X \quad (50)$$

«где σ_{Flim} – предел изгибной выносливости соответствующий эквивалентному числу циклов изменения напряжений»[10], МПа:

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_z \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot Y_a \cdot Y_N \quad (51)$$

«где σ_{Flimb}^0 – предел выносливости при нулевом цикле изгиба, выбирается в зависимости способа термической или химико-термической обработки, $\sigma_{Flimb}^0 = 1000$ МПа; Y_g – коэффициент, учитывающий влияние шлифования передней поверхности зуба, $Y_g = 1$; Y_d – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной кривой, $Y_d = 1$; Y_a – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, $Y_a = 1$; Y_N – коэффициент долговечности»[17], $Y_N=1$.

По формуле (51):

$$\sigma_{Flimb} = 1000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1000 \text{ МПа}$$

« Y_x – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, $Y_x=1,04$.

Y_δ – коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала, $Y_\delta=1,3$.

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности, $Y_R=1,05$ »[2].

По формуле (50):

$$[\sigma]_{FP} = \frac{1000}{1,55} \cdot 1,05 \cdot 1,3 \cdot 1,04 = 916 \text{ МПа}$$

$$800 < 916$$

Условие выполняется.

2.7 Расчет синхронизаторов коробки передач 21074

Исходные данные: Раздаточная коробка автомобиля Lada Niva Legend

Максимальное число оборотов двигателя : $n_N=6000 \text{ мин}^{-1}$

Передаточные числа раздаточной коробки:

высшая: $u_1=32/39 \cdot 47/32=1,2$

низшая: $u_2=46/27 \cdot 47/32=2,5$

Для расчета синхронизаторов применим метод фирмы “Zahnradfabrik” (Германия).

Сначала, для проверки, проведем проверочный расчет синхронизаторов базовой коробки передач 21074 со стандартными синхронизаторами.

Момент инерции ведомого диска сцепления : $J_{ВДС}=0,0035 \text{ кг} \cdot \text{м}$

I передача: $u_1=3,67$

II передача: $u_2=2,1$

III передача: $u_3=1,36$

IV передача: $u_3=1,0$

V передача: $u_3=0,82$

Передаточное число между первичным валом и промежуточным валом:
 $i_{III} = 28/18=1,6.$

2.7.1 Определение моментов инерции деталей, постоянно вращающихся с первичным валом

Момент инерции ищем путем разбития каждой детали на элементы, цилиндры и конусы.

Момент инерции полого цилиндра:

$$J = 0,5 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot (R^4 - r^4) \quad (52)$$

«где l – высота цилиндра, R – наружный диаметр, r – внутренний диаметр, ρ – плотность материала (для стали: $\rho = 7,85 \text{ г/см}^3$)»[10].

Момент инерции конуса:

$$J = \frac{0,32 \cdot \rho \cdot l \cdot (R^5 - r^5)}{R - r} \quad (53)$$

«где l – высота конуса, R – внешний диаметр конуса, r – внутренний диаметр конуса, ρ – плотность материала (для стали: $\rho = 7,85 \text{ г/см}^3$)»[10].

$$J_{\Sigma} = (J_{\text{ВДС}} + J_{\text{ПВ}}) \cdot (1/u_{\text{ПП}})^2 + J_{\text{ПромКПП}} + J_{\text{БШ}} + J_1 \cdot (1/u_1)^2 + J_2 \cdot (1/u_2)^2 + J_3 \cdot (1/u_3)^2 + J_5 \cdot (1/u_5)^2 \quad (54)$$

Результаты приведены в таблице 34.

Таблица 34 – Результаты расчета моментов инерции деталей коробки передач

	Первичный вал в сборе	Промежуточный вал в сборе	Блок шестерен	Шестерня 1-й передачи вторичного вала	Шестерня 2-й передачи вторичного вала	Шестерня 3-й передачи вторичного вала	Шестерня 5-й передачи вторичного вала	Сумма
Момент инерции, $10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	0,27	1,18	0,89	1,17	0,55	0,26	0,21	4,62

2.7.2 Расчет синхронизаторов

Для режима разгона сделаем расчет переключения с I передачи на II передачу (с низшей на высшую передачу), а для режима торможения двигателем расчет переключения с II передачи на I передачу (с высшей на низшую). Режим включения I передачи на стоящем автомобиле не учитываем как малонагруженный.

2.7.2.1 Скорость скольжения на поверхности трения

$$V = \frac{d_{\text{ср}} \cdot \Delta\omega}{u_n} \leq [v] \quad (55)$$

«где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр конуса трения, Δn – разность числа оборотов первичного вала и шестерни включаемой передачи:

$$\Delta n = n_1 - n_2 \quad (56)$$

где n_1 – число оборотов первичного вала, n_2 – приведенное число оборотов первичного вала (через включаемую передачу):

- для режима включения с низшей передачи на высшую:

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot u_{n+1}}{u_n} \quad (57)$$

- для режима включения с высшей передачи на низшую:

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot u_n}{u_{n+1}} \quad (58)$$

i_n – передаточное число выключаемой передачи, i_{n+1} – передаточное число включающей передачи, $\Delta\omega$ – разность угловых скоростей, приведенная к первичному валу»[25]:

$$\Delta\omega = \frac{\pi \cdot \Delta n}{30} \quad (59)$$

$[v]$ – допустимая скорость скольжения, $[v] = 5$ м/с.

Результаты расчета занесены в таблицу 35.

Таблица 35 – Результаты расчета на скорость скольжения на поверхности трения

Параметр	Передача	
	I	II
Режим переключения с низшей передачи на высшую		
d_{cp} , мм	-	73,8
n_1 , мин ⁻¹	-	3000
n_2 , мин ⁻¹	-	1717
Δn , мин ⁻¹	-	1283
$\Delta \omega$, рад/с	-	134
V , м/с	-	2,7
Режим переключения с высшей передачи на низшую		
d_{cp} , мм	73,8	73,8
n_1 , мин ⁻¹	1500	1500
n_2 , мин ⁻¹	2621	2621
Δn , мин ⁻¹	1121	1121
$\Delta \omega$, рад/с	117	117
V , м/с	2,35	4,11

Все в пределах допустимого.

2.7.2.2 Параметры нагруженности синхронизатора

«Нагруженность синхронизатора оценивается по следующим параметрам:

- удельная работа трения, определяющая стойкость трущихся деталей при рассеивании энергии по поверхности конуса,
- удельная мощность трения, определяющая возможность быстрогодействия синхронизатора,

- удельное давление на поверхность трения, определяющая стойкость поверхностей трущихся деталей от продавливания и расплющивания резьбы»[26].

2.7.2.2.1 Момент синхронизации

Рассчитывая режим включения с низшей передачи на высшую используем формулу:

$$T_R = \frac{J_{\Sigma} \cdot \Delta\omega \cdot u_n}{t_R} - M \cdot u_n \quad (60)$$

Рассчитывая режим включения с высшей передачи на низшую используем формулу:

$$T_R = \frac{J_{\Sigma} \cdot \Delta\omega \cdot u_n}{t_R} + M \cdot u_n \quad (61)$$

«где t_R – время синхронизации ($t_R = 0,4\text{с}$ – для 1-й передачи, $t_R = 0,25\text{с}$ – для средних передач), M – суммарный момент потерь в коробке передач, u_n – передаточное число включаемой передачи»[22].

2.7.2.2.2 Осевая сила прижатия блокирующего кольца к конусу шестерни

$$F = \frac{2000 \cdot T_R \cdot \sin\alpha}{\mu \cdot d_{\text{ср}}} \quad (62)$$

«где α – угол конуса синхронизатора (в синхронизаторах коробки передач 21074 угол конуса синхронизатора равен: $\alpha = 6^\circ 59'$), μ – коэффициент трения на конусе синхронизатора. Для пары трения «стальной конус – латунное блокирующее кольцо» коэффициент трения равен»[23]: $\mu = 0,1$.

2.7.2.2.3 Осовая сила прижатия блокирующего кольца к конусу шестерни

$$p_R = \frac{F}{(S_{\text{тр}} \cdot \sin \alpha)} \leq [p_R] \quad (63)$$

где $S_{\text{тр}}$ – рабочая площадь трения на конусе синхронизатора:

$$S_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot l \quad (64)$$

где l – длина образующей конуса. Для синхронизаторов коробки передач 2110 рабочая площадь трения по формуле (64) равна: $S_{\text{тр}} = \pi \cdot 50,854 \text{ мм} \cdot 9,195 \text{ мм} = 1469 \text{ мм}^2$.

$$[p_R] = 3 \text{ Н/мм}^2.$$

2.7.2.2.4 Работа трения

Рассчитывая режим включения с низшей передачи на высшую используем формулу:

$$Q = \frac{J_{\Sigma} \cdot \Delta \omega^2 - M \cdot \Delta \omega \cdot t_R}{2} \quad (65)$$

Рассчитывая режим включения с высшей передачи на низшую используем формулу:

$$Q = \frac{J_{\Sigma} \cdot \Delta \omega^2 + M \cdot \Delta \omega \cdot t_R}{2} \quad (66)$$

2.7.2.2.5 Удельная работа трения

$$q_A = \frac{Q}{S_{\text{тр}}} \leq [q_A] \quad (67)$$

где $[q_A] = 0,09 \text{ Дж/мм}^2$

2.7.2.2.6 Удельная мощность трения

$$q_A^* = \frac{q_A}{t_R} \leq [q_A^*] \quad (68)$$

где $[q_A^*] = 0,35 \text{ Вт/мм}^2$

Результаты расчетов занесены в таблицу 36.

Таблица 36 – Результаты расчета на нагруженность синхронизаторов

Параметр	Передача	
	I	II
Режим переключения с низшей передачи на высшую		
t_R	-	0,25
T_R	-	5
F	-	165
p_R	-	0,92
Q	-	39,7
q_A	-	0,027
q_A^*	-	0,108

Продолжение таблицы 36

Режим переключения с высшей передачи на низшую		
t_R	0,4	0,25
T_R	4,61	9,32
F	152	307
p_R	0,85	1,72
Q	29,4	125
q_A	0,02	0,085
q_A^*	0,05	0,34

Расчет синхронизаторов коробки передач 21074 мы провели для определения параметров синхронизаторов I и II передач для дальнейшего сравнения с параметрами этих же синхронизаторов примененных в модернизированной раздаточной коробке автомобиля Lada Niva Legend.

2.8 Расчет синхронизаторов в модернизированной раздаточной коробке автомобиля Lada Niva Legend

Данный расчет аналогичен расчету синхронизаторов коробки передач 21074, поэтому формулы все те же.

2.8.1 Определение моментов инерции деталей, постоянно вращающихся с первичным валом

Нужно определить моменты инерции вторичного вала коробки передач, вала соединяющего коробку передач с раздаточной коробкой (промежуточный вал) и ведущего вала раздаточной коробки. Все остальные моменты инерции деталей мы нашли выше. Находим сумму ранее определенных моментов инерции и моментов инерции вторичного вала коробки передач, вала соединяющего коробку передач с раздаточной коробкой (промежуточный вал) и ведущего вала раздаточной коробки по формуле (69):

$$J_{\Sigma} = (J_{ВДС} + J_{ПВ}) \cdot (1/u_{ПП})^2 + J_{ПромКПП} + J_{БШ} + J_1 \cdot (1/u_1)^2 + J_2 \cdot (1/u_2)^2 + J_3 \cdot (1/u_3)^2 + J_5 \cdot (1/u_5)^2 \cdot (1/u_1)^2 + J_{ВТ} + J_{Пром} + J_{Вед} \quad (69)$$

Результаты расчета приведены в таблице 37.

Таблица 37 – Результаты расчета моментов инерции деталей

	Вторичный вал в сборе	Промежуточный вал в сборе	Ведущий вал раздаточной коробки	Сумма
Момент инерции, $10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	5,42	5,22	2,41	14,7

2.8.2 Расчет синхронизаторов

Проведем расчет синхронизаторов для пониженной и повышенной передач в режимах переключения с пониженной передачи на повышенную и переключения с повышенной передачи на пониженную.

2.8.2.1 Скорость скольжения на поверхности трения

$[v] = 5 \text{ м/с}$ – допустимая скорость скольжения.

Результаты расчета занесены в таблицу 38.

Таблица 38 – Результаты расчета на скорость скольжения

Параметр	Передача	
	I	II
Режим переключения с низшей передачи на высшую		
$d_{\text{ср}}, \text{ мм}$	-	73,8
$n_1, \text{ мин}^{-1}$	-	1500
$n_2, \text{ мин}^{-1}$	-	720
$\Delta n, \text{ мин}^{-1}$	-	780
$\Delta \omega, \text{ рад/с}$	-	81,6

Продолжение таблицы 38

V, м/с	-	2,41
Режим переключения с высшей передачи на низшую		
d _{ср} , мм	73,8	-
n ₁ , мин ⁻¹	1000	-
n ₂ , мин ⁻¹	2083	-
Δn, мин ⁻¹	1083	-
Δω, рад/с	113	-
V, м/с	3,34	-

Все в пределах допустимого, условие выполнено.

2.8.2.2 Параметры нагруженности синхронизатора

$$[p_R] = 3 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[q_A] = 0,09 \text{ Дж/мм}^2,$$

$$[q_A^*] = 0,35 \text{ Вт/мм}^2.$$

Результаты расчета сведены в таблицу 39.

Таблица 39 – Результаты расчета на нагруженность синхронизаторов

Параметр	Передача	
	Пониженная	Повышенная
Режим переключения с низшей передачи на высшую		
t _R	-	0,4
T _R	-	3,48
F	-	115
P _R	-	0,64
Q	-	47,4
q _A	-	0,032

Продолжение таблицы 39

q_A^*	-	0,08
Режим переключения с высшей передачи на низшую		
t_R	0,4	-
T_R	10,6	-
F	349	-
p_R	1,95	-
Q	91,7	-
q_A	0,062	-
q_A^*	0,16	-

Делая вывод о пригодности синхронизаторов коробки переключения передач 21074 к применению в раздаточной коробке Нивы отмечаем, что все параметры в пределах нормы, а это значит, что данные синхронизаторы могут спокойно применяться в раздаточной коробке автомобиля Lada Niva Legend без каких либо негативных последствий.

Вывод по разделу:

По тяговому расчету видно, что с новым двигателем автомобиль Lada Niva Legend повышает свои динамические и тяговые характеристики, автомобиль быстрее разгоняется, уменьшился расход топлива. Расчет на теоретический угол максимального подъема показал очень высокий рост теоретического угла подъема на автомобиле с новым двигателем и передаточным числом пониженной передачи 2,5. А наличие синхронизаторов в раздаточной коробке дает возможность переключения с повышенной передачи на пониженную без остановки автомобиля. Также были сделаны соответствующие расчеты пары шестерен пониженной передачи и синхронизаторов.

3 Технологическая часть

В технологической части мы определимся с типом производства, организацией и последовательностью сборки, составим технологическую схему сборки.

«Технологическая схема сборки показывает, в какой последовательности необходимо присоединять друг к другу и закреплять элементы, из которых собирают изделие. Такими элементами являются детали и сборочные единицы. Деталь представляет собой первичный элемент изделия, характерным признаком которого является отсутствие в нём разъёмных и не разъёмных соединений. Сборочная единица представляет собой элемент изделия, состоящий из двух и более деталей, соединённых в одно целое, не распадающееся при перемене положения»[16].

3.1 Определение типа производства

Для определения типа производства нам понадобятся количество годового выпуска изделий и ориентировочная суммарная трудоемкость сборки изделия. «Такт выпуска изделий при массовом производстве определяется по формуле:

$$T_{\text{в}} = \frac{F_{\text{д}} \cdot 60 \cdot m}{N} \quad (70)$$

где $F_{\text{д}}$ - действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования в одну смену, принимаем $F_{\text{д}} = 2030$; m - количество рабочих смен в сутки; N - годовой объём выпуска изделий»[19], $N = 100000$.

$$T_{\text{в}} = \frac{2030 \cdot 60 \cdot 2}{100000} = 2,44 \text{ мин/шт}$$

3.2 Выбор организационной формы сборки

На организационную форму сборки влияют многие параметры изделия, такие как: масса и размеры, конструкция, а кроме того его объем и сроки выпуска.

Поскольку производство у нас массовое, то применять будем подвижную поточную сборку состоящую из различных операций образующий общий процесс и передачей собираемого изделия с помощью механических устройств на следующие позиции. Такт сборки строго регламентирован.

3.3 Составление маршрутной технологии

Устанавливает содержание и последовательность технологических и дополнительных операций общей и узловой сборки маршрутная технология. Целостность соединений, главный критерий и признак законченности очередного этапа сборки. Это означает, что при изменении положения изделия на данном этапе сборки гарантируется, что оно не распадется. Это нужно и для того, что бы транспортировать объект сборки на следующую позицию, другой цех, склад и т.д. Чтобы обеспечить правильную последовательность сборки обращаются к технологической схеме сборки. Для эффективной работы в случаях массового и крупносерийного производств из операций исключают работы, которые можно выполнить вне общей сборки. Это такие работы, как промывка, продувка, распаковка, входной контроль, протирка и другие. Так же «для массового и крупносерийного производств должно соблюдаться равенство или кратность длительности операций такту выпуска изделий. Технологический маршрут сборки представляет из себя таблицу, которая содержит информацию о номерах, наименовании операций, их содержании, привлекаемого для этих операций технологического оборудования и длительности самих

операций»[10]. Нумеруют операции по порядку, но с нулем на конце, что свидетельствует о их принадлежности к сборочным работам. Например, 10, 20, 30 и т.д. Названия операциям дают по наименованию собираемого изделия или сборочной единицы, а также по виду сборки (общая или узловая). Название модели технологического оборудования не указывается, указывается только тип оборудования.

Разработанные операции технологического маршрута сборки раздаточной коробки представлены в таблице 40.

Таблица 40 – Операции технологического маршрута сборки раздаточной коробки

№ операции	10
Наименование оборудования	Стенд сборочный, молоток.
Время производственное	0,5 мин; В т.ч. установка на вал ведущий 24.ДП.01.204.62.03 шестерни высшей передачи в сборе 24.ДП.01.204.62.04.000.СБ – 0,2 мин., подбор муфты 24.ДП.01.204.62.09 по легкости хода ее относительно шлиц ступицы 24.ДП.01.204.62.10 и установка подобранного комплекта на вал – 0,3 мин.
Время вспомогательное	0,2 мин;
Время потерь	0,2 мин;
Общее время	0,9 мин;
Штучное время	0,9 мин;
Часовая производительность	66 шт.
Содержание операции	Установить на вал ведущий 24.ДП.01.204.62.03 шестерню высшей передачи в сборе 24.ДП.01.204.62.04.000.СБ предварительно смазав поверхность скольжения маслом

Продолжение таблицы 40

	Славнефть Супер Э ТУ 0253-018-00219158. Произвести подбор муфты 24.ДП.01.204.62.09 по легкости хода ее относительно шлиц ступицы 24.ДП.01.204.62.10 и установить подобранный комплект на вал.
Необходимое количество постов сборки	1
№ операции	20
Наименование оборудования	Стенд сборочный, молоток, пресс.
Время производственное	1,5 мин; в т.ч. установка на вал ведущий 24.ДП.01.204.62.03 шестерни низшей передачи в сборе 24.ДП.01.204.62.12.000.СБ – 0,2 мин., напрессовка заднего подшипника 24.ДП.01.204.62.02 – 1,3 мин.
Время вспомогательное	0,1 мин;
Время потерь	0,05 мин;
Общее время	1,65 мин;
Штучное время	1,65 мин;
Часовая производительность	36 шт.
Содержание операции	Установить на вал ведущий 24.ДП.01.204.62.03 шестерню высшей передачи в сборе 24.ДП.01.204.62.12.000.СБ предварительно смазав поверхность скольжения маслом Славнефть Супер Э ТУ 0253-018-00219158. Напрессовать задний подшипник 24.ДП.01.204.62.02 на ведущий вал с усилием 15±20 кгс.

Продолжение таблицы 40

Необходимое количество постов сборки	1
№ операции	30
Наименование оборудования	Стенд сборочный, молоток, оправка.
Время производственное	0,55 мин.; в т.ч. установка кольца установочного 24.ДП.01.204.62.13 – 0,2 мин., установка кольца упорного заднего подшипника 24.ДП.01.204.62.14 и гайки 24.ДП.01.204.62.16 – 0,15 мин., выполнить зачеканку гайки 24.ДП.01.204.62.16 – 0,2 мин.
Время вспомогательное	0,2 мин;
Время потерь	0,1 мин;
Общее время	0,85 мин;
Штучное время	0,85 мин;
Часовая производительность	70 шт.
Содержание операции	Установить кольцо установочное 24.ДП.01.204.62.13 с помощью оправки. Установить кольцо упорное заднего подшипника 24.ДП.01.204.62.14 и гайку 24.ДП.01.204.62.16, после затяжки выполнить чеканку гайки.
Необходимое количество постов сборки	1

Продолжение таблицы 40

№ операции	40
Наименование оборудования	Сборочный стенд, пресс.
Время производственное	1,4 мин; В т.ч. напрессовка заднего подшипника 24.ДП.01.204.62.01 – 1,3 мин., установка кольца упорного переднего подшипника 24.ДП.01.204.62.15 – 0,1 мин.
Время вспомогательное	0,1 мин;
Время потерь	0,05 мин;
Общее время	1,55 мин;
Штучное время	1,55 мин;
Часовая производительность	38 шт.
Содержание операции	Напрессовать задний подшипник 24.ДП.01.204.62.01 на ведущий вал с усилием 15 ± 20 кгс. Установить кольцо упорное переднего подшипника 24.ДП.01.204.62.15.
Необходимое количество постов сборки	1

Вывод по разделу:

В данном разделе мы определили тип производства модернизированных раздаточных коробок, выбрали организационную форму сборки и составили маршрутную технологию, по которой потом составлялась схема сборки ведущего вала раздаточной коробки.

4 Безопасность и экологичность проекта

4.1 Описание рабочего места, его оборудования и проводимых на нем технологических операций

Ведущий вал собирают на участке сборки раздаточной коробки, рабочее место сборки ведущего вала мы и рассмотрим. Сюда поступают первичные детали: ведущий вал, шестерня высшей передачи, шестерня низшей передачи, муфта включения передач, ступица муфты включения передач, втулка. После этого производится сборка.

Комплектующие прибывают на рабочее место на автопогрузчиках, и на них же отбывают готовые изделия. Из оборудования на рабочем месте сборочный стенд, пуансон и оснастка. Справа и слева от рабочего есть контейнеры. Из левого контейнера рабочий берет комплектующие, а в правый кладет готовые изделия.

4.2 Идентификация опасных и вредных производственных факторов

При сборке ведущего вала раздаточной коробки есть вероятность возникновения факторов, негативно влияющих на рабочего. Они бывают опасные и вредные.

Фактор трудовой среды и процесса приводящий, в определенных условиях, к травме, острому заболеванию и другому вреду здоровью рабочего вплоть до летального исхода, называют опасным производственным фактором.

Фактор трудовой среды и процесса приводящий, в определенных условиях, к постепенному появлению профессионального заболевания, падению работоспособности, называют вредным производственным фактором.

В таблице 41 представлены вредные факторы, а также их влияние на рабочего.

Таблица 41 – Вредные факторы и их влияние на рабочего

Опасные и вредные производственные факторы (ГОСТ 12.0.003-74)	Оборудования, приспособления, инструмент	Воздействие на организм
- Физические: а) движущиеся машины;	Автопогрузчики	Общие вибрации, шум, повышенное движение воздуха, нарушение целостности организма.
б) подвижные части производственного оборудования;	Сборочный стенд	Шум, общая вибрация, повреждение частей тела.
в) повышенная загазованность воздуха рабочей зоны;	Автопогрузчики	Воздействие на органы дыхания, утомляемость.
г) повышенные уровни шума, вибрации;	Сборочный стенд, Автопогрузчики	Воздействие на органы слуха, внутренние расстройства организма, влияние на сердечно-сосудистую систему, повышенная утомляемость.
д) повышенное напряжение электроцепи;	Электрические сети, электроустановки.	Поражение электротоком.

Продолжение таблицы 41

Опасные и вредные производственные факторы (ГОСТ 12.0.003-74)	Оборудования, приспособления, инструмент	Воздействие на организм
е) отсутствие или недостаток естественного света, недостаточная освещенность рабочей зоны;	Производственные помещения (недостаточное количество оконных и потолочных проемов), осветительное оборудование.	Влияние на органы зрения, повышенная утомляемость, нарушение целостности организма, усталость.
ж) острые кромки инструментов, оборудования;	Сборочный стенд, контейнеры.	Повреждение частей тела (порезы, задиры), нарушение целостности организма.
- Психофизиологические: а) физические перегрузки;		Статические и динамические перегрузки, утомление, усталость, нагрузка на ноги.
б) нервно-психическая; в) монотонность труда; г) перенапряжение зрительных рецепторов.		Общение в коллективе, утомление, усталость, эмоциональное напряжение.

4.3 Воздействие производственного фактора на организм человека

4.3.1 Влияние запыленности на организм человека

Рабочее место сборки ведущего вала запылено мелкодисперсной пылью концентрацией 20 мл/м³.

Пыль имеет раздражающее воздействие на организм человека и является одним из самых распространенных вредных производственных факторов. Она способствует вызову у рабочих профессиональных заболеваний легких, пылевого бронхита, пневмонии, астматического ринита, бронхиальной астмы.

4.3.2 Влияние метеоусловий на организм человека

Температура воздуха на указанном рабочем месте равна 25°C, а относительная влажность и скорость движения воздуха 45% и 0,2 м/с соответственно, что удовлетворяет условиям СанПин 2.2.4.548-96.

4.3.3 Воздействие шума на организм человека

Шум при воздействии на организм человека постепенно может вызывать отрицательные изменения в органах слуха, центральной нервной и сердечно-сосудистой системе. Он раздражает нервную систему, утомляет, понижает внимание и концентрацию, замедляет реакцию. На выбранном нами рабочем месте уровень шума равен 90 дБ, что удовлетворяет ГОСТ12.1.003-83 и санитарным нормам СН 2.2.4/2.1.8.562-96.

4.3.4 Действие электрического тока на организм человека

Электрический ток может оказывать на организм человека электролитическое, термическое, биологическое действие.

«Электролитическое действие тока представляет собой разложение крови и других органических жидкостей, а также провоцирует серьезные нарушения в их физико-химическом составе»[18].

Термическое действие тока представляет собой ожоги участков тела, нагрев нервов и кровеносных сосудов.

Биологическое действие электрического тока на организм может оказывать два вида поражения: электрическая травма и электрический удар. «Происходит это за счет раздражения, возбуждения живых тканей организма, и как следствие судорожное сокращение мышц, в том числе, таких как сердце и легкие»[14]. Это может привести к нарушению работы этих органов или даже к их полному отказу.

4.3.5 Недостаточная освещённость рабочего места

Плохая освещенность рабочего места при постоянном напряженном зрении способствует его расстройству вплоть до полной потери.

Главной задачей освещения является обеспечения нормальных условий для видения, а решением будет являться выбор наиболее рациональной системы освещения и источников света рабочего места.

Рациональное освещение ослабляет напряжение зрения рабочего, соответственно уменьшает зрительное и нервное утомление, повышает внимание и координацию.

4.4 Мероприятия по разработке безопасных условий труда

4.4.1 Коллективные мероприятия и индивидуальная защита от опасных и вредных производственных факторов

Мероприятия, обуславливающие безопасные условия труда, бывают индивидуальные и коллективные. Индивидуальные, это средства индивидуальной защиты. Коллективные же, это в первую очередь обучение безопасности труда, обеспечение пожаробезопасности производственных помещений, безопасное прохождение технических процессов, использование и внедрение защитных устройств общего характера, шумо- и виброизоляция производственного оборудования и т.д.

Новых рабочих первым делом нужно «обучить безопасности труда, проводится это при профессионально-техническом обучении. Также повторяют, напоминают и дополняют перед работой. Это такие инструктажи,

как вводный, первичный на рабочем месте, повторный, внеплановый и целевой»[7].

Опишем вредные и опасные производственные факторы, а также защитные устройства предотвращающие их.

- Физические:

а) Подвижные части станда – должны быть ограждены, исключая попадания человека в опасную зону. Могут использоваться блокировочные устройства, а в случае если нужно временное присутствие человека в опасной зоне, временно устраняют опасный фактор временной блокировкой. Например, отключение питания электроустановки или установку связи между ограждением и пусковым устройством.

б) Движущиеся машины – устанавливают ограждения или оградительные устройства в избежание вредного воздействия на человека.

в) Повышенная запыленность и загазованность воздуха – что бы уменьшить действие данного фактора нужно проветривать помещение, использовать естественную и (или) искусственную вентиляцию.

г) Отсутствие или недостаток естественного освещения – в зависимости от вида производства, согласно нормативным документам, помещения проектируются так, что бы хватало естественного освещения по средствам окон и проемов в крыше. Если этого не достаточно, или не возможно ввиду специфики производства или конструкции помещения, применяют искусственное освещение.

д) Повышенное напряжение в электросети – электроустановки делят на два типа: напряжением до 1000 В и выше 1000 В. Они должны быть специально сконструированы обеспечивая электробезопасность, или дополнены специальными устройствами. Электробезопасность достигается изоляцией токопроводящих частей и возможно их ограждением, заземлением, использованием малого напряжения, установкой сигнализации и различных блокировок.

е) Повышенный уровень шума и вибрации – есть два вида защиты: средства индивидуальной и коллективной защиты. Средства индивидуальной защиты, это комплект спецодежды в которую также могут входить обувь, перчатки, фартуки, рукавицы и другие средства из материала поглощающего вибрации. Также могут быть предусмотрены беруши или активные наушники. Средства коллективной защиты делятся на два вида – средства снижающие шум на пути его распространения и средства снижающие шум в источнике его возникновения. Чтобы снизить шум при его распространении, надо уменьшить отражение звука с помощью звукопоглощающих материалов, которые обладают большим коэффициентом поглощения. Снизить шум в источнике можно по средствам его звукоизоляции.

ж) Острые кромки инструментов, оборудования – острые кромки деталей оборудования должны быть притуплены, а выступы деталей не должны быть острыми.

- Психофизиологические:

а) Физические перегрузки;

В процессе работы обязательно должны быть предусмотрены перерывы, в том числе на обед.

б) Нервно-психическая (монотонность труда, перенапряжение зрительных рецепторов);

Для психологической разгрузки на производстве должны быть предусмотрены комнаты эмоциональной разгрузки.

4.4.2 Обеспечение пожаро- и взрывобезопасности

Обеспечение пожаробезопасного производства означает, что возникновение пожара на этом производстве возможно с меньшей вероятностью, и даже в случае его возникновения шанс получить травму или даже погибнуть у человека существенно ниже.

Помещения и здания, в зависимости от их уровня пожарной и взрывопожарной безопасности, делятся на категории: А, Б, В, Г, Д. Наше рабочее место соответствует категории Д, так как на рабочем месте сборки

ведущего вала раздаточной коробки имеются только материалы в холодном состоянии и негорючие вещества.

Для обеспечения пожарной безопасности на выбранном нами рабочем месте требуется применение:

- разработанного плана эвакуации и своевременная ее организация;
- автоматически срабатывающих установок пожаротушения и сигнализации;
- систем противодымной защиты;
- устройств ограничивающих распространение пожара;
- огнетушителя ОУ-5, который должен быть предусмотрен на рабочем месте.

Также нужно обязательно проводить противопожарные мероприятия на рабочем месте:

- проводить вводный противопожарный инструктаж со всеми стажерами, новыми работниками и студентами на практике;
- проводить первичный противопожарный инструктаж на рабочем месте;
- проводить целевой противопожарный инструктаж при выполнении разовых работ, при экскурсии по производству;
- проводить внеплановый противопожарный инструктаж при введении нового оборудования, планов, инструкций правил или при модернизации (изменении) старых. Также при перерывах на работе более 30 календарных дней, в случае повышенной пожарной опасности и несчастных случаях на похожих производствах;
- проверять знание рабочих о нахождении противопожарных средств и умение ими пользоваться.

На рабочем месте запрещается:

- использовать электронагревательные приборы;
- перекрывать доступ к средствам пожаротушения;
- оставлять рабочее место, если оборудование включено;

- курить на рабочем месте;
- мыть установки горючими жидкостями;
- не кидать промасленную бумагу и ветошь.

4.4.3 Электробезопасность

В помещении рабочего места для сборки ведущего вала раздаточной коробки имеются деревянные полы, из электрооборудования сборочный стенд. Нормальная влажность 45% и температура 25°C. Относить наше рабочее место следует к первой группе «помещение без повышенной опасности».

В соответствии с требованиями системы стандартов безопасности труда (ССБТ) на рабочем месте предусмотрены способы и средства защиты от опасного и вредного воздействия электрического тока, такие как: оградительные устройства, изоляция токоведущих частей и знаки безопасности, запрещающие и напоминающие требования безопасности.

В соответствии с требованиями конструкция электроустановки должна создавать условия для безопасного ее использования для человека, а также не допускать попадания внутрь оборудования посторонних твердых тел и жидкостей.

Обязательно должно быть предусмотрено заземление. В этом случае при прикосновении человека напряжение, проходящее через него, гораздо меньше, ведь ток стекает в землю уже по средствам заземления. Заземлители могут быть естественными или же возможно использование железобетонных фундаментов промышленных зданий и сооружений. Все требования описаны в правилах устройства электроустановок (ПУЭ).

4.5 Инженерные расчеты

4.5.1 Расчет вентиляции

Рабочее место должно быть вентилируемым, обеспечивают это вытяжные зонты.

Расчет вытяжных зонтов:

Для определения объема удаляемого воздуха используем формулу:

$$L = 3600 \cdot F \cdot V \quad (71)$$

где F – площадь вытяжного отверстия, $F = 0,5 \text{ м}^2$; V – скорость воздуха в приемном сечении зонта, для нетоксичных выделений принимается $V = 0,15 \dots 0,25$. Принимаем $V = 0,2 \text{ м/с}$.

$$L = 3600 \cdot 0,5 \cdot 0,2 = 360 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Соответствует требованиям.

4.5.2 Расчет освещения

Одним из важных условий для правильного ощущения человека в пространстве является свет, причем от качества света зависит, как быстро у человека устанет зрение, и как хорошо будут проходить процессы нервной системы. При плохом или не достаточном освещении продуктивность падает, человек быстро устает, возрастает риск травм ввиду ошибочных действий.

Осуществим расчет искусственного освещения на рабочем месте сборки ведущего вала раздаточной коробки.

Нужное количество светильников определяется по формуле:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot k \cdot z}{\Phi \cdot \eta \cdot n} \quad (72)$$

«где E – минимальная нормируемая освещенность, лк; S – площадь рассчитываемого помещения, м^2 ; k - коэффициент учитывающий старение ламп, их запыление и загрязнение; z – отношение освещаемости средней к минимальной; Φ - световой поток одной лампы, лм; η – коэффициент учитывающий КПД светильника, коэффициент отражения потока, стены, высоту установки светильников и размеров; n – количество ламп в одном светильнике, шт»[6].

Так как зрительная работа средней точности, принимаем $E = 200$ лк; площадь помещения $S = 12\text{м}^2$; так в помещении нашего рабочего места присутствует небольшая запыленность, используем светильники с газоразрядными лампами, $k = 1,5$; отношение средней освещаемости к минимальной принимаем $z = 1,23$; световой поток ламп ЛД 80-4 равен $\Phi = 4250$ лм;

Рассчитаем коэффициент η :

$$i = \frac{b \cdot l}{h \cdot (b + l)} \quad (73)$$

где b, l - ширина, длина, помещения соответственно, м; h - расстояние между уровнем подвеса светильников и рабочей поверхностью.

По формуле (73):

$$i = \frac{4 \cdot 3}{4 \cdot (4 + 3)} = 0,5$$

Тогда коэффициент принимаем $\eta = 24\%$.

Находим нужное количество светильников по формуле (72):

$$N = \frac{200 \cdot 12 \cdot 1,5 \cdot 1,23}{4250 \cdot 0,24 \cdot 2} = 2 \text{ шт.}$$

Светильник типа ОДР имеет размеры: 1600x250 мм. На рисунке 31 изображена схема размещения светильников на рабочем месте.

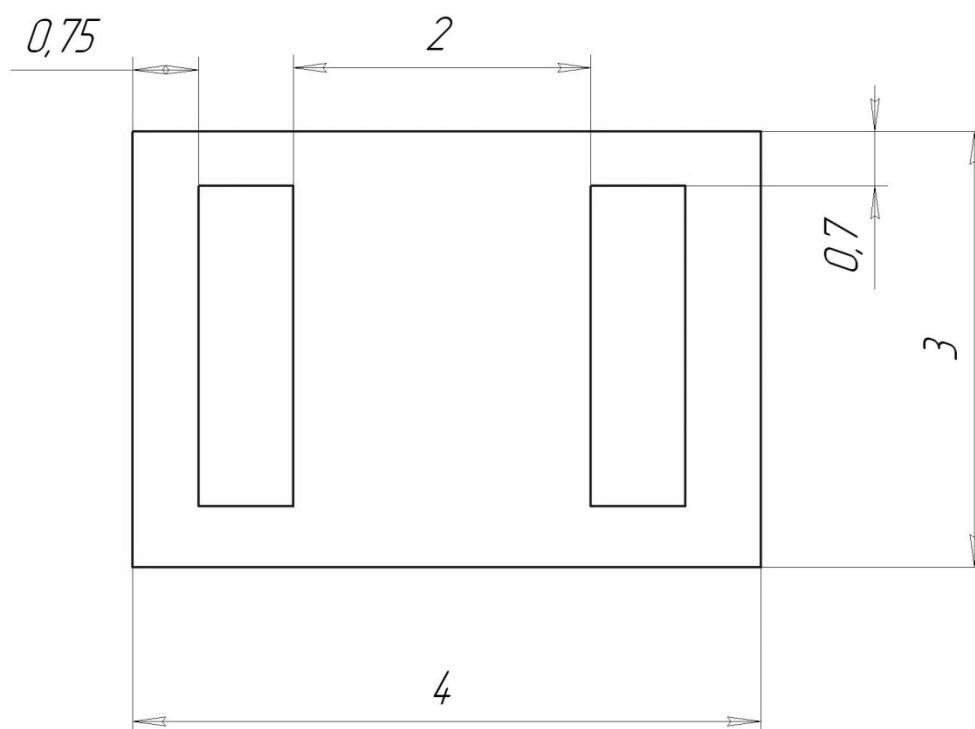


Рисунок 31 – Схема размещения светильников на рабочем месте

4.6 Экологическая экспертиза разрабатываемого объекта

Воплощение дипломного проекта в жизнь не наносит никакого отрицательного воздействия окружающей среде. Все установленные нормы в проекте соблюдаются.

4.7 Безопасность объекта при аварийных и чрезвычайных ситуациях

Если на производстве произошло чрезвычайное происшествие или несчастный случай собственник в срочном порядке должен принять меры по оказанию помощи потерпевшим. В случае необходимости он должен привлечь профессиональные спасательно-аварийные отряды.

В зависимости от продукта производства, вида аварии и ее масштабов, обеспечения безопасности на предприятии будет формироваться характер последствий техногенной катастрофы. Ее причинами могут стать:

- воздействие природного фактора, ошибки в проектировании конструкции сооружений, нарушения технологии, правил эксплуатации автомобилей, машин и оборудования и т.д.;
- ведение в районе производства боевых действий;
- экологические и антропогенные катастрофы.

Очень часто последствие может быть взрыв на предприятии, его опасными факторами являются ударная волна, разлет осколков, пожар, появление вредных продуктов взрыва и обрушение сооружений.

Меры, предотвращающие взрыв:

- обучение рабочих и их инструктаж, а так же всех прибывающих на предприятие;
- создание правил и инструкций, контроль их выполнения;
- своевременная организация спасательных и аварийных мероприятий.

Меры, предотвращающие воздействие опасных факторов взрыва на человека:

- обязательное наличие убежищ и укрытий;
- обрушение или блокировка взрывоопасных участков;
- использование гидрозатворов, огнепреградителей, инертных газовых и паровых завес.

Вывод по разделу:

В данном разделе мы описали рабочее место для сборки ведущего вала раздаточной коробки, оборудование, используемое на рабочем месте, и проводимые технологические операции. Произвели идентификацию опасных и вредных факторов на рабочем месте, разобрали их влияние на организм человека, разработали мероприятия противодействия им – мероприятия безопасных условий труда. Разобрали необходимые средства индивидуальной и коллективной защиты. Провели все необходимые инженерные расчеты, такие как расчет вентиляции и освещения. Также разработали мероприятия для безопасности работников при аварийных и чрезвычайных ситуациях. Объект соответствует всем стандартам и ГОСТам безопасных условий труда и не несет экологической угрозы окружающей среде.

5 Экономический раздел дипломного проекта

5.1 Технико-экономическое обоснование объекта разработки дипломного проекта

В любом проекте, в том числе и дипломном, не обойтись без технико-экономического обоснования разработки любого технического устройства. В него входит оценка технической и экономической рациональности дипломного проекта.

Объектом дипломного проектирования является раздаточная коробка автомобиля Lada Niva legend, которая подвергается модернизации как сопутствующий элемент установки нового двигателя на автомобиль, что бы максимально эффективно его раскрыть. В раздаточной коробке повышено передаточное число пониженной передачи и внедрены синхронизаторы для переключения между повышенной и пониженной передачами с сбросом скорости до 10 км/ч. Это серьезно повышает проходимость автомобиля, что сделает транспортные средства, оснащенные данной раздаточной коробкой, более конкурентоспособными на рынке. Также с новым двигателем у автомобиля повысились тягово-динамические характеристики и уменьшился расход топлива. Таким образом, разработка и внедрение данного агрегата с его улучшенными характеристиками имеет потенциал для создания продукта, который будет выделяться на рынке технической новизной и обладать привлекательностью как для пользователей, так и для эксплуатантов транспортных средств.

Техническая целесообразность разработки нового вида конструкции раздаточной коробки продиктована спросом на конкурентоспособные автомобили повышенной проходимости.

Расширение функционала автомобиля произведено за счет реализации синхронизаторов в раздаточной коробке, что дает возможность, попав в сложные дорожные или погодные условия, включить пониженную передачу

без полной остановки, что повышает проходимость и комфорт. Так же повышенное передаточное число пониженной передачи дает большие тяговые силы на ведущих колесах для выполнения более сложных задач.

5.2 Расчет затрат и экономической эффективности

В рамках раздела экономической эффективности дипломного проектирования требуется произвести расчет себестоимости конструкции узла и расчет отпускной цены проектируемой конструкции. Расчет стоимости изготовления конструкции рассчитывается по формуле:

$$C = M + \Pi + Z_{осн} + Z_{доп} + СС + И_{цех} + И_{зав} + НР \quad (74)$$

где M – затраты на материалы конструкции, руб.; Π – затраты на покупные изделия, используемые в конструкции, руб.; $Z_{осн}$ – основная заработная плата рабочих, руб.; $Z_{доп}$ – дополнительная заработная плата рабочих, руб.; $СС$ – отчисления на социальное страхование, $СС = 30\%$; $И_{цех}$ – общецеховые издержки, $И_{цех} = 85\%$; $И_{зав}$ – общезаводские издержки, $И_{зав} = 110\%$; $НР$ – накладные расходы, $НР = 7,5\%$.

Выполним расчет затрат по каждой из статей расходов на изготовление проектируемой конструкции. Результаты расчета затрат на материалы, используемые в конструкции, занесены в таблицу 42. Расчет материальных затрат производится по формуле:

$$M = \sum_{i=1}^n M_n \cdot C_n + k_3 \sum_{i=1}^n M_n \cdot C_n \quad (75)$$

где M_n – количество материала, ед; C_n – цена материала за единицу, руб.; k_3 – коэффициент затрат на транспортировку и доставку, $k_3 = 0,15$.

Таблица 42 – Результаты расчета затрат на материалы

Наименование материала	Количество материала, кг	Цена за кг, руб.	Сумма, руб.
Сталь 20ХГНМ	8	50	400
Алюминий	7	345	2415
Чугун	2,5	40	100
Латунь	0,1	730	73
Сталь 45	0,2	60	12
ИТОГО			3000
Транспортно-заготовительные расходы			450
ВСЕГО			3450

Теперь рассчитаем затраты на покупные изделия и полуфабрикаты, используемые в изготавливаемой конструкции по формуле:

$$\Pi_{\text{и}} = \sum_{i=1}^n \Pi_{\text{и}n} \cdot C_n + k_3 \sum_{i=1}^n \Pi_{\text{и}n} \cdot C_n \quad (76)$$

где $\Pi_{\text{и}n}$ – количество покупных изделий, ед; C_n – цена за единицу покупного изделия, руб.; k_3 – коэффициент затрат на транспортировку и доставку, $k_3 = 0,1$.

Результаты расчетов по затратам на закупку и доставку покупных изделий конструкции сведем в таблицу 43.

Таблица 43 – Результаты расчета по затратам на закупку и доставку покупных изделий

Наименование и вид покупного изделия	Количество покупных изделий	Цена за единицу, руб	Сумма, руб
Комплект подшипников (8 шт.)	1	3200	3200
Сальник	3	86	258
Комплект прокладок	1	80	80
Датчик скорости	1	180	180
Гайка М8	29	3	87
Гайка М10×1,25	2	5	10
Гайка М16×1,5	3	10	30
Гайка М18×1,5	2	12	24
Шайба 8 пружинная	29	1	29
Шайба 9 стопорная	1	8	8
Кольцо 45	1	4	4
Шпилька М8×20	8	9	72
Шпилька М8×18	4	8	32
Шпилька М8×45	9	16	144
Шпилька М8×25	1	10	10
Шпилька М8×35	6	13	78
ИТОГО			4246
Транспортно-заготовительные расходы			424,6
ВСЕГО			4670,6

Не менее важными затратами при изготовлении новой конструкции для предприятия являются издержки, такие как заработная плата, основная и дополнительная. Расчет основной заработной платы производится по формуле:

$$Z_o = \sum_{i=1}^n (T_i \cdot C_{Ti} \cdot k_{чi} \cdot k_{пр}) \quad (77)$$

где T_i – трудоемкость выполнения i -той операции, чел-час; C_{Ti} – часовая тарифная ставка рабочего, занятого на выполнении i -той операции, руб.; $k_{чi}$ – коэффициент доплат заработной платы до часового фонда

работающих, $k_{ч_i} = 1,05...1,15$; $k_{пр}$ – коэффициент премирования, $k_{пр} = 1,24$.

Результаты расчета занесены в таблицу 44.

Таблица 44 – Результаты расчета основной заработной платы

Виды операций	Разряд работы	Трудоемкость, чел-час	Часовая тарифная ставка	Основная зарплата
Литейная	5	5	210,30	1051,5
Токарная	6	4	250,50	1002
Фрезерная	6	3,5	250,50	876,75
Шлифовальная	6	0,5	250,50	125,25
Термическая	5	2,5	210,30	525,75
Сверлильная	4	0,5	185,25	92,63
Слесарная	4	0,5	185,25	92,63
Сборочная	4	2,5	185,25	463,13
Испытательная	5	0,15	210,30	31,55
ИТОГО				4261,18
Премияльные доплаты				1551,07
Основная заработная плата				5812,25

Кроме основной нужно рассчитать и дополнительную заработную плату. Дополнительная заработная плата – это переменная часть общей заработной платы, которая выплачивается рабочему, например за определенные условия труда и как определенная гарантия от работодателя. Расчет заработной платы производится по формуле:

$$З_{доп} = З_о \cdot k_{доп} \quad (78)$$

где $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы, $k_{доп} = 0,25$.

Не менее важны отчисления в фонд социального страхования. Эти отчисления оплачиваются работодателем в фонд социального страхования

напрямую, а не выдается на руки работнику, как заработная плата. Расчет величины отчислений в фонд социального страхования рассчитывается по формуле:

$$З_{\text{ФСС}} = (З_0 + З_{\text{доп}}) \cdot 0,3 \quad (79)$$

Также определенные денежные средства предприятия уходят на ремонт и обслуживание оборудования, поэтому мы никак не можем про них забыть. Рассчитывают эти затраты как процент от затрат на основную заработную плату. В соответствии с принятой практикой расчетов, принимаем для затрат на содержание и эксплуатацию 104% от затрат на основную заработную плату. Расчет производится по формуле:

$$r = P_{\text{об}} = З_0 \cdot 1,04 \quad (80)$$

Общехозяйственные расходы – это расходы по цеху, занятого в производственном процессе. Как правило, это расходы, связанные с поддержанием работоспособности цеха, транспортировкой и технологическими перемещениями внутри цеха и заработную плату вспомогательного персонала. Расчет общехозяйственных расходов производится как процент от затрат на основную заработную плату. В соответствии с принятой практикой расчетов, принимаем для затрат на общехозяйственные расходы 25% от затрат на основную заработную плату. Расчет производится по формуле:

$$P_{\text{ох}} = З_0 \cdot 0,25 \quad (81)$$

Общепроизводственные расходы – это расходы предприятия, связанные с выпуском продукции и осуществлением хозяйственной и коммерческой деятельности. Как правило, общепроизводственные расходы

включают в себя комплекс расходов, связанных с функционированием предприятия, включая затраты на заработную плату инженерно-технического и административно-управленческого персонала. В соответствии с принятой практикой расчетов, принимаем для затрат на общепроизводственные расходы 30% от затрат на основную заработную плату. Расчет производится по формуле:

$$Р_{оп} = З_{о} \cdot 0,30 \quad (82)$$

Просуммировав все виды расходов мы получим величину производственной себестоимости продукции, которая подразумевает все затраты предприятия на производство продукции. Если прибавить внепроизводственные расходы на рекламу и продвижение, то получится полная себестоимость. Все затраты по категориям занесены в таблицу 45.

Таблица 45 – Результаты расчета полной себестоимости

Наименование статьи затрат	Сумма, руб	%
Затраты на материалы	3450	11,36
Затраты на покупные изделия	4670,6	15,38
Зарплата основная	5812,25	19,14
Зарплата дополнительная	1453,06	4,78
Отчисления на соцстрах	1743,68	5,74
Расходы на содержание оборудования	6044,74	19,9
Общепроизводственные расходы	1453,06	4,78
Общехозяйственные расходы	1743,68	5,74
Производственная себестоимость	26371,07	86,82
Внепроизводственные расходы	4000	13,17
Полная себестоимость	30371,07	100

Произведя расчет полной себестоимости, у нас появляется возможность высчитать цену изделия и определить экономический эффект.

5.3 Расчет экономического эффекта от разработанной конструкции

Об успешности новой конструкции говорит экономический эффект, как совокупность всех влияющих на это факторов. Экономический эффект выражается в получении дополнительной прибыли от увеличения отпускной цены. Это выражается большей себестоимостью конструкции и повышенным спросом на продукцию у потребителей в связи с более лучшими характеристиками агрегата.

Рассчитаем отпускную цену на раздаточную коробку для того, чтобы потом рассчитать экономический эффект. В отпускную цену включается

прибыль, которую предприятие предполагает получить от продажи изделия, принимаем 15%. «Также в отпускную цену входит налог на добавленную стоимость (НДС), равный 20%»[11]. Расчет производится по формуле:

$$Ц_{и} = C_{п} + C_{п} \cdot 0,15 + C_{п} \cdot 0,20 \quad (83)$$

Отпускную цену принимаем равной $Ц_{и} = 41000,94$ рублей. Экономический эффект будет реализован за счет увеличения цены для конечного потребителя, как было уже сказано ранее. Отсюда и прибыль предприятия. Рассчитывается экономический эффект по формуле:

$$\mathcal{E} = Ц_{и} - Ц \quad (84)$$

где $Ц$ – средняя цена изделия до модернизации, руб.

Анализ средней стоимости приведен в таблице 46.

Таблица 46 – Средняя стоимость изделия

Наименование фирмы	Цена изделия, руб
АО «АвтоВАЗ»	39627,88

Реализовать продукцию планируется в количестве 100000 изделий в год, тогда годовой экономический эффект:

$$\mathcal{E}_{г} = \mathcal{E} \cdot N \quad (85)$$

где N – объем реализации продукции, ед.

Рассчитанный экономический эффект можно использовать при более детальной проработке эффективности внедрения изделия, которое позволит

рассчитать срок окупаемости проекта, социальный эффект и ряд иных показателей, которые выходят за рамки выполнения экономического раздела выпускной квалификационной работы.

Вывод по разделу:

Рассчитанная стоимость изделия и экономический эффект являются результатом выполнения экономического раздела выпускной квалификационной работы.

Рассчитанная себестоимость изделия составила $C_{п} = 30371,07$ руб., она позволила рассчитать отпускную цену $C_{и} = 41000,94$ руб. А также экономический эффект $Э_{г} = 137306000$ руб. при реализации 100000 изделий в год. Все задачи, поставленные в рамках экономического раздела, выполнены.

Заключение

Проделанная работа, согласно теме дипломного проекта, повышает проходимость и раскрывает в полной мере возможности нового двигателя.

Тенденции развития полноприводных трансмиссий двигаются в сторону электронных муфт, как более дешевой и комфортной замене раздаточных коробок, однако только полноприводная трансмиссия оснащенная раздаточной коробкой может максимально эффективно быть реализована в плане проходимости, а значит модернизация раздаточной коробки по-прежнему актуальна.

Тяговый расчет показал, что с новым двигателем автомобиль Lada Niva Legend улучшает свои динамические и тяговые характеристики, автомобиль быстрее разгоняется, уменьшился расход топлива. Расчет на теоретический угол максимального подъема показал очень высокий рост теоретического угла подъема на автомобиле с новым двигателем и передаточным числом пониженной передачи 2,5. Кроме того, с синхронизаторами в раздаточной коробке появилась возможность переключения с повышенной передачи на пониженную без остановки автомобиля, что, несомненно, повышает его проходимость. Применение колес с большим радиусом на модернизированном автомобиле повышает клиренс на 7 мм и, соответственно, геометрическую проходимость. Однако на первой передаче при максимальном крутящем моменте трансмиссия переживает сильные нагрузки, поэтому было принято решение ограничить максимальный крутящий момент двигателя для первой передачи.

Некоторые из характеристик для сравнения приведены в таблице 47.

В технологической части был определен тип производства модернизированных раздаточных коробок, выбрана организационная форма сборки и составлена маршрутная технология, по которой потом была составлена схема сборки ведущего вала раздаточной коробки.

Также в дипломе была разобрана безопасность и экологичность проекта, рабочего места для сборки ведущего вала раздаточной коробки автомобиля, и принято решение о соответствии всем нормам и ГОСТам.

В экономическом разделе дипломного проекта рассчитаны затраты и экономическая эффективность, экономический эффект от разработанной конструкции.

Таблица 47 – Сравнение характеристик автомобиля с старым и новым двигателями с базовой и модернизированной трансмиссиями

Техническая характеристика	Автомобиль с базовыми двигателем и трансмиссией	Автомобиль с новым двигателем и модернизированной трансмиссией
Рабочий объем двигателя в литрах / количество клапанов	1,7 / 8	1,8 / 16
Максимальный крутящий момент двигателя в Н·м / обороты двигателя в минуту при максимальном крутящем моменте	129 / 4000	170 (150 на первой передаче) / 2400-3200
Время разгона до 100 км/ч, с	24,3	17,6
Теоретический максимальный угол подъема, град.	41,1	51,6
Дорожный просвет, мм	206	213
Передний угол свеса, град.	42,02	43
Задний угол свеса, град.	39,3	40,07
Расход топлива при скорости 90 км/ч, л	12,7	11,9
Возможность переключения передачи раздаточной коробки без остановки	нет	да

Список используемой литературы

1. Анопченко, В. Г. Практикум по теории движения автомобиля [Электронный ресурс] : учеб.пособие / В. Г. Анопченко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2013. – 116 с.- Электронно-библиотечная система «Знаниум»
2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. - 8-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. - 920 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. - 8-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 2001. – Т. 3. - 576 с.
4. Вахламов В. К. Автомобили : эксплуатационные свойства : учеб. для вузов / В. К. Вахламов. - Гриф УМО. - Москва : Academia, 2005. - 238 с. : ил.
5. Вершигора В. А. Автомобиль ВАЗ-2121 "Нива" / В. А. Вершигора, А. П. Игнатов, К. Б. Пятков. - Москва : Транспорт, 1980. - 253 с.
6. Горина, Л.Н. Инженерные расчеты уровней опасных и вредных производственных факторов на рабочих местах : учеб. пособие / Л. Н. Горина, В. Е. Ульянова, М. И. Фесина. - Гриф УМО. - Тольятти : ТГУ, 2007. - 134 с.
7. Горина,Л.Н. Раздел выпускной квалификационной работы «Безопасность и экологичность технического объекта» : учебно-методическое пособие / Л. Н. Горина, М. И. Фесина ; ТГУ ; каф. управления промышленной и экологической безопасностью. - Тольятти : ТГУ, 2016. - 22 с.
8. Гребнев, В. П. Тракторы и автомобили : теория и эксплуатац. свойства : учеб. пособие / В. П. Гребнев, О. И. Поливаев, А. В. Ворохобин ; под общ. ред. О. И. Поливаева. - 2-е изд., стер. ; гриф УМО. - Москва :Кнорус, 2015. - 259 с.

9. Губарев А. В. Конструирование и расчет наземных транспортно-технологических средств [Текст] : учебное пособие : для студентов вузов, обучающихся по специальности "Наземные транспортно-технологические средства" / А. В. Губарев, А. Г. Уланов ; М-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский гос. ун-т, Каф. "Колесные, гусеничные машины и автомобили". - Челябинск : Изд. центр ЮУрГУ, 2015.

10. Иванов, М.Н. Детали машин : учеб. для втузов / М.Н. Иванов ; под ред. В.А. Фихочехова. – 6-е изд., перераб. – Москва : Высшая школа, 2000. – 383 с.

11. Капрова В.Г. Техничко-экономическое обоснование дипломного проекта конструкторского и исследовательского направлений для студентов спец. «Автомобиле- и тракторостроение» / В.Г. Капрова. - Тольятти: ТГУ, 2005.- 56 с.

12. Кравец В. Н. Теория автомобиля : учеб. пособие для вузов / В. Н. Кравец ; Нижегородский гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева. - Гриф УМО ; ВУЗ/изд. - Нижний Новгород : НГТУ, 2007. - 365 с. : ил.

13. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля : Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М. : Машиностроение, 1984. – 376 с., ил.

14. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта : учеб. пособие для вузов / ТГУ ; сост. Л. Н. Горина. - Тольятти : ТГУ, 2003.

15. Поливаев, О.И. Теория трактора и автомобиля [Электронный ресурс] : учеб. / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин. — Электрон.дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2016. — 232 с. — Электронно-библиотечная система «Лань»

16. Расторгуев, Д. А. Сборка в машиностроении : электронное учебно-методическое пособие / Д.А. Расторгуев. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2021.

17. Скутнев, В.М. Эксплуатационные свойства автомобиля : учеб. пособие / В.М. Скутнев. – Тольятти : ТГУ, 2011. – 140 с. : обл.

18. УМКД "Основы производственной безопасности" [Электронный ресурс] : спец. 280102 "Безопасность технологических процессов и производств" / ТГУ ; каф. "Управление промышленной и экологической безопасностью". - Тольятти : ТГУ, 2007.

19. Черемисин, А.С. Разработка технологических процессов сборки в автостроении. Методические указания к технологической части дипломного проекта для студентов спец. "Автомобиле- и тракторостроение" / А.С. Черемисин. – Тольятти : ТГУ, 2005.- 35 с.

20. Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля :электронное учеб. пособие / Л. А. Черепанов ; ТолПИ. - ТГУ. - Тольятти : ТолПИ, 2016.- ISBN 978-58259-0955

21. Шухман С. Б. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости / С. Б. Шухман, В. И. Соловьев, Е. И. Прчко. - Москва : [Агробизнесцентр], 2007. - 334 с. : ил.

22. Garrett T.K. The Motor Vehicle / T.K Garrett, K. Newton, W. Steeds. 13th ed. - Oxford: Butterworth-Heinemann, 2014. - 1214 p.

23. Heisler H. Advanced vehicle technology / Heinz Heisler. - 2. ed. - Oxford [etc.] : Butterworth - Heinemann, 2002. - IX, 654, [1] p.

24. Pacejka H. B. Tyre and vehicle dynamics / Hans B. Pacejka. - Oxford [etc.] : Butterworth - Heinemann, 2002. - XIII, 627, [1] p.

25. Regan F. J. Re-entry vehicle dynamics / Frank J. Regan. - New York : Amer. inst. of aeronautics a. astronautics, 1984. - X, 414 p.

26. Zanten A., Erhardt R., Pfaff G. An Introduction to Modern Vehicle Design /Edited by Julian Happian-Smith. Reed Educational and Professional Publishing Ltd 2012. - 600 p.

Приложение А

Спецификация «Коробка раздаточная в сборе»

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	24.ДП.01.204.61.01	Дифференциал раздаточной	1	
				Коробки в сборе		
		2	24.ДП.01.204.62.00.000.СБ	Вал ведущий раздаточной	1	
				коробки в сборе		
		3	21213-1802189	Подшипник дифференциала	1	
				задний		
		4	24.ДП.01.204.61.04	Крышка раздаточной коробки	1	
				задняя в сборе		
		5	21213-1802208	Подшипник вала привода	2	
				переднего моста		
		6	24.ДП.01.204.61.06	Картер раздаточной коробки	1	
				в сборе		
		7	24.ДП.01.204.61.07	Сальник вала привода заднего	1	
				моста с пружиной в сборе		
		8	2121-1802166	Подшипник дифференциала	1	
				передний с установочным		
				кольцом в сборе		
		9	24.ДП.01.204.61.09	Сальник вала привода переднего	2	
				моста с пружиной в сборе		
		10	24.ДП.01.204.61.10	Тяга рычага блокировки с	1	
				кольцами в сборе		
				24.ДП.01.204.61.00.000.СБ		
Из	Лист	№ докум	Подп.	Дат	Коробка раздаточная в сборе	
Разраб.	Щербаков					
Пров.	Прокопьев					
Т.контр.	Прокопьев					
Н.контр.	Прокопьев					
Утв.	Бобровский				ТГУ каф. ПуЭА	
					зр. АТс-1901б	
					Лит.	Лист
						1
					Листов	4

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
		11	24.ДП.01.204.61.11	Крышка картера	1	
				раздаточной коробки в сборе		
				<u>Детали</u>		
		12	24.ДП.01.204.61.12	Вал промежуточный	1	
				раздаточной коробки		
		13	24.ДП.01.204.61.13	Прокладка передней крышки	1	
				раздаточной коробки		
		14	24.ДП.01.204.61.14	Кольцо установочное	1	
				подшипника вала привода		
				переднего моста	1	
		15	24.ДП.01.204.61.15	Вал привода переднего моста	1	
		16	24.ДП.01.204.61.16	Муфта блокировки	1	
				дифференциала раздаточной		
				коробки		
		17	24.ДП.01.204.61.17	Шайба гайки крепления фланца	3	
				карданного вала		
		18	24.ДП.01.204.61.18	Шайба пружинная переднего	1	
				подшипника дифференциала		
		19	24.ДП.01.204.61.19	Вал привода заднего моста	1	
				раздаточной коробки		
		20	24.ДП.01.204.61.20	Кольцо упорное подшипника	2	
				вала привода переднего моста		
		21	24.ДП.01.204.61.21	Картер привода переднего	1	
				моста		
		22	24.ДП.01.204.61.22	Маслоотражатель сальника вала	2	
				привода переднего моста		
24.ДП.01.204.61.00.000.СБ						Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дат.		

Рисунок А.2 – Спецификация «Коробка раздаточная в сборе» лист 2

<i>Форм.</i>	<i>Зона</i>	<i>Поз.</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Наименование</i>	<i>Кол.</i>	<i>Примеч.</i>
		23	24.ДП.01.204.61.23	Корпус привода спидометра	1	
		24	24.ДП.01.204.61.24	Втулка оси рычага блокировки дифференциала	2	
		25	24.ДП.01.204.61.25	Ось рычага блокировки дифференциала	1	
		26	24.ДП.01.204.61.26	Крышка передняя раздаточной коробки	1	
		27	24.ДП.01.204.61.27	Фланец крепления карданного вала к ведущему валу раздаточной коробки	1	
		28	24.ДП.01.204.61.28	Втулка вилки рычага управления	2	
		29	24.ДП.01.204.61.29	Втулка дистанционная оси рычага переключения передач	1	
		30	24.ДП.01.204.61.30	Пробка картера раздаточной коробки	1	
		31	24.ДП.01.204.61.31	Прокладка крышки картера раздаточной коробки	1	
		32	24.ДП.01.204.61.32	Прокладка крышки задней картера раздаточной коробки	1	
		33	24.ДП.01.204.61.33	Прокладка привода спидометра раздаточной коробки	1	
		34	24.ДП.01.204.61.34	Прокладка крышки картера привода переднего моста	1	
		35	24.ДП.01.204.61.35	Ось вилки рычага управления	1	
		36	24.ДП.01.204.61.36	Фланец крепления карданного вала	2	

Лист
3

Из	Лист	№ докум	Подп.	Дат

24.ДП.01.204.61.00.000.СБ

Рисунок А.3 – Спецификация «Коробка раздаточная в сборе» лист 3

[illegible]

Рисунок А.4 – Спецификация «Коробка раздаточная в сборе» лист 4

Приложение Б

Спецификация «Вал ведущий в сборе»

[illegible]

Рисунок Б.1 – Спецификация «Вал ведущий в сборе» лист 1

[illegible]

Рисунок Б.2 – Спецификация «Вал ведущий в сборе» лист 2