

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей

(наименование)

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 Разработка трансмиссии легкорамного автомобиля «Сержант 2»

Студент

Д.Н. Владыченко

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. экон. наук, доцент Л.Л. Чумаков

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

Консультанты

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

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

канд. экон. наук, доцент О.М. Сярдова

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

Тольятти 2021

Аннотация

Выпускная квалификационная работа на тему «Разработка трансмиссии легкорамного автомобиля «Сержант 2»» включает в себя разработку трансмиссии для автомобиля «Сержант 2», которое позволит усовершенствовать транспортное средство повышенной проходимости, улучшив его эксплуатационные характеристики. Предполагается проведение модернизации коробки передач на базе существующих деталей и комплектующих, применяемых в серийном производстве.

Выполнен обзор имеющихся конструкций коробок передач и устройств трансмиссий, применяемых на легковых автомобилях повышенной проходимости, включая применяемые на автомобилях специального назначения. Произведен расчет силовых и прочностных параметров отдельных узлов и деталей трансмиссии, а именно отдельных узлов и деталей коробки передач. Произведен расчет сил и моментов, возникающих при работе агрегата.

Произведен расчет конструкции коробки передач легкорамного автомобиля повышенной проходимости на уровне технического проекта. При расчете учитывались особенности эксплуатации транспортного средства. Произведен подбор необходимого для производства технологического оборудования, разработана технологическая схема сборки механизма коробки передач, сформирована технологическая карта сборки.

Проведен анализ безопасности и охраны труда при производстве автомобильных компонентов.

В экономической части произведен расчет затрат при производстве конструкции и обоснована целесообразность данного проекта.

Abstract

The final qualifying work on the topic "Development of the transmission of a light-frame vehicle" Sergeant 2" includes the development of a transmission for the car" Sergeant 2", which will improve the off-road vehicle, improving its operational characteristics. It is planned to modernize the gearbox on the basis of existing parts and components used in serial production.

A review of the existing designs of gearboxes and transmission devices used on off-road cars, including those used on special-purpose vehicles, is carried out. The calculation of the power and strength parameters of individual units and parts of the transmission, namely, individual units and parts of the transmission. The calculation of the forces and moments arising during the operation of the unit has been made.

The design of the transmission of a light-frame off-road vehicle was calculated at the level of the technical design. The calculation took into account the features of the operation of the vehicle. The selection of the technological equipment necessary for the production was made, the technological scheme for the assembly of the gearbox mechanism was developed, the assembly flow chart was formed.

The analysis of safety and labor protection in the production of automotive components.

In the economic part, the calculation of costs for the production of the structure was made and the feasibility of this project was substantiated.

Содержание

Введение	6
1 Технико-экономическое обоснование объекта дипломного проектирования	9
1.1 Описание существующих конструкций автомобиля	9
1.2 Назначение и требования, предъявляемые к коробке передач	14
1.3 Конструктивные особенности коробок передач различных видов	20
1.4 Обзор и анализ конструкций разрабатываемой коробки передач	24
1.5 Обоснование и описание выбранного варианта	27
2 Тяговый расчет транспортного средства	28
2.1 Исходные данные	28
2.2 Определение параметров автомобиля	28
2.3 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя	29
2.4 Определение передаточного числа главной передачи	32
2.5 Определение передаточных чисел коробки передач	32
2.6 Тяговый баланс автомобиля	33
2.6.1 I передача	33
2.6.2 II передача	38
2.6.3 III передача	42
2.6.4 IV передача	45
2.6.5 V передача	48
2.7 Время и путь разгона автомобиля	51
2.8 Мощностной баланс автомобиля	54
2.9 Топливо-экономическая характеристика транспортного средства	55
3 Конструкторский раздел. Расчет разрабатываемой коробки передач	57
3.1 Исходные данные	57
3.2 Определение межосевого расстояния между шестернями коробки	57
3.3 Определение рабочей ширины зубчатых венцов	58
3.4 Определение нормального модуля зубчатых колес	58

3.5 Определение угла наклона линии зубьев	58
3.6 Определение окружного модуля зубчатого зацепления	59
3.7 Определение числа зубьев	60
3.8 Определение диаметров шестерни и колеса	61
3.9 Расчет зубчатого зацепления I передачи	63
3.9.1 Проверка зубьев на контактную прочность	63
3.9.2 Проверка зубьев на изгибную прочность	64
3.10 Расчет сил действующих в зацеплении	65
3.11 Определение долговечности подшипников	67
4 Охрана труда и безопасность объекта дипломного проектирования	70
4.1 Аспекты безопасности водителя и пассажиров для городского автомобиля	70
4.1.1 Активная безопасность	70
4.1.2 Пассивная безопасность	71
4.2 Проверка эффективности системы пассивной безопасности	73
4.3 Стандарты проведения краш-тестов	75
5 Экономический раздел дипломного проекта	78
Заключение	85
Список используемых источников	88
Приложение А Графики тягового расчета	93

Введение

Целью дипломного проектирования, как заключительного этапа обучения студента в высшем учебном заведении, является определение степени подготовки студента к самостоятельной работе, а также, способен ли он применить полученные в процессе обучения знания при решении конкретных производственных, технических, технологических, научных и экономических задач в условиях современного производства.

Тематика дипломных проектов должна быть актуальной, соответствующей современному состоянию и перспективам развития науки и техники, направленной на решение приоритетных задач автомобилестроения.

Темой данной дипломной работы является «Разработка трансмиссии легкорамного автомобиля «Сержант 2». В данной работе была произведена разработка конструкции коробки передач внедорожного транспортного средства, в соответствии с техническими условиями на проектирование конструкций подобного вида.

«На современном этапе автомобилестроение является одной из важнейших отраслей в промышленности как развитых, так и развивающихся стран. Состояние рынка легковых автомобилей является одним из самых ярких индикаторов уровня экономического развития государства, инновационного потенциала экономики, а также состояние его потребительского сегмента. Автомобиль представляет собой высокотехнологичный и инновационный продукт, аккумулирующий новейшие достижения науки и техники и стимулирующий их развитие через целевые научно-технические исследования.» [1]

«Актуальность рассматриваемой темы заключается в том, что в настоящее время автомобилестроению принадлежит самая ведущая роль в развитии и машиностроения вообще, и транспортного машиностроения в частности. Автомобильная промышленность мира - это емкий и весьма значительный сектор мировой экономики и международного бизнеса, ведь

это не только собственно автомобили, но и разнообразные товары по обслуживанию автомобиля, а также, в значительной мере, рынок производства и продажи автозапчастей. Рынок автомобилей имеет ряд смежных рынков и отраслей: от наиболее тесно прилегающих (рынка деталей и блоков автомобилей и нефтедобывающей промышленности) до менее очевидных (строительство дорог, производство аксессуаров для автомобилей и т.п.). Автомобиль обеспечивает высокую мобильность человека, эффективность труда, определяет современный образ жизни общества. Он является показателем уровня обеспеченности материальными средствами как отдельного человека (его владельца), так и общества или государства в целом (в данном случае речь идет об автообеспеченности населения страны).» [3]

Актуальность темы обусловлена тенденцией к расширению функционала транспортных средств. Одним из методов является создание дополнительных устройств, существенно расширяющих функциональные возможности. Одним из таких устройств будет являться устройство легкорамного транспортного средства, предназначенного для эксплуатации в условиях бездорожья. в соответствии со спецификой применения данного транспортного средства, а также учитывая особенности конструкции самого транспортного средства, требуется внести изменения в трансмиссию, для того, чтобы конструкция максимально соответствовала условиям эксплуатации.

Разрабатываемая конструкция коробки передач на базе серийно производимого агрегата предполагается к использованию на специальном автомобиле, предназначенном для эксплуатации в условиях бездорожья, выполненном на пространственной раме и получившем наименование на этапе разработки «Сержант 2». Конструкция коробки передач, рассматриваемая в рамках дипломной работы, конструируется на базе стандартных комплектующих, используемых при производстве автомобилей ВАЗ и транспортных систем на их основе, что, безусловно, будет являться технологичным решением, упрощающим производство разрабатываемого

устройства. По сути проводимых работ, выполняемые действия больше соответствуют глубокой модернизации существующей конструкции коробки передач, используемой при производстве автомобиля ВАЗ-21214 и автомобиля Lada Niva Travel.

Также необходимо произвести подбор технологического оборудования для производства и сборки тормозной системы в условиях мелкосерийного производства. Данное задание соответствует компетенциям, которые должен продемонстрировать обучающийся по направлению подготовки 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

«Целью технической части проекта являлось разработка конкурентно способной модели тормозной системы транспортного средства повышенной проходимости, основываясь на ранее выпущенных аналогах.

В конструкторском разделе, основываясь на аналогах зарубежных фирм в конструкторской части, были решены вопросы: сделать конструкцию устройства тормозной системы более простым в производстве с целью его удешевления.» [1]

Основываясь на российском аналоге производимого штучно внедорожных транспортных средств на основе легковых автомобилей, была разработана конструкция устройства тормозной системы, на основе деталей и компонентов, используемых в серийном производстве, но с учетом полученного в ходе разработок подобного рода устройств опыта.

Для разрабатываемой конструкции тормозной системы автомобиля «Сержант 2» произведена глубокая проработка требований к безопасности проведения работ по проектированию и испытаниям разработанной конструкции.

1 Технико-экономическое обоснование объекта дипломного проектирования

1.1 Описание существующих конструкций автомобиля

«Сержант 2» – легкорамный автомобиль повышенной проходимости, созданный на базе узлов и агрегатов автомобилей Chevrolet Niva и LADA Niva). Представляет собой второе поколение автомобилей повышенной проходимости, созданный в Тольяттинском государственном университете является "преемником" модели «Сержант». Имеет постоянный полный привод на четыре колеса, двухступенчатую раздаточную коробку и межосевой блокируемый дифференциал.

Ранее автомобиль выпускался под обозначением «Сержант». На его базе конструкторами были созданы несколько модификаций.

В 2017 году, автомобиль получил высокую оценку на выставке Армия-2017, после чего было принято решение о создании транспортного средства нового поколения, отличающегося от предней модификации транспортного средства.

«Автомобиль «Сержант 2» – полноприводный, т.е. ведущими являются все колеса. Полный привод – постоянный: крутящий момент от двигателя всегда передается сразу на обе оси (мосты не отключаются). Такая схема повышает проходимость автомобиля, одновременно снижая нагрузки на узлы трансмиссии, но несколько увеличивает расход топлива.» [2]

Внешний вид автомобиля «Сержант» и «Сержант 2» представлен на рисунках 1 и 2.

Техническая комплектация по узлам автомобиля «Сержант 2», собранного на базе серийных узлов и агрегатов автомобилей ВАЗ представлена в таблице 1.

Таблица 1 – Комплектация автомобиля «Сержант 2»

Узел	Описание
Силовой агрегат	Двигатели 11186, 21126, 21127 (по выбору). Коробка передач и привод управления на базе 2123, доработанные привода колес, сцепление на базе 2123 (215 мм), редукторы мостов на базе переднего редуктора 2123 (пара 4,76). Приводные валы на базе 2123, с карданными шарнирами (передний вал удлинённый).
Система ЭСУД	На базе ЭСУД 11186, 21126, 21127
Система охлаждения	На базе компонентов 11186, 21126, 21127, 2123
Топливная система	На базе компонентов 11186, 21126, 21127, 2123
Система воздухоподачи	На базе компонентов 11186, 21126, 21127, 2123
Подвеска силового агрегата	Доработанные узлы на базе компонентов 11186, 21126, 21127, 2123
Подвеска автомобиля передняя и задняя	Подвески независимые, оригинальные, на треугольных рычагах. Пружины установлены на амортизаторные стойки (свеча).
Рулевой механизм	Рулевой механизм Lada X-Ray Cross (реечный, с торцевыми тягами)
Тормоза	На базе компонентов 21217 (с нерегулируемым ступичным узлом). Передние и задние тормоза унифицированные (возможно применение задних барабанных тормозных механизмов). Ручной тормоз оригинальный, требуется разработка на базе 2123.
Рулевая колонка	УЭРУ(EPS) – от Lada Vesta или X-Ray Cross (необходима герметизация УЭРУ). Рулевое колесо без AirBag. Вал промежуточный на базе X-Ray Cross .
Электрооборудование. Жгуты проводов	Влагозащищенное. Около каждого сидения розетка на 12 V (для подключения электрообогреваемых комбинезонов). Требуется разработка
Наружное освещение (светотехника)	По выбору из существующих компонентов
НПБ (AirBag)	Не применяются
Комбинация приборов	На базе планшетного компьютера
Панель приборов	Требуется разработка

Продолжение таблицы 1

Обивки дверей	Не применяются
Наружные зеркала	По выбору из существующих компонентов (возможно исключение)
Вентиляция и обогрев салона	Не применяется
Сиденья	Оригинальные («ковши»), по типу квадроциклов. Набивка и чехлы влагостойкие. Передние сидения с регулировкой, задние легкоъемные. Ремни безопасности для каждого сидения.
Стеклоочиститель	Применяется только на модификациях с лобовым стеклом
Кузов	Оригинальная пространственная рама. Облегченные накладные панели кузова вокруг моторного отсека. Пол оригинальный, в ногах каждого пассажира сливное отверстие с резьбовой пробкой (для облегчения мойки кузова внутри). Тент съёмный, мягкий, из прозрачного материала (по типу моторных катеров).
Колеса в сборе	Шина 285/75 R16. Колесо штампованное или литое (по выбору), обод колеса 8.5Jx16, ET 40, присоединительный размер 5x139,7. Запасное колесо полноразмерное (упрощенная окраска колеса).

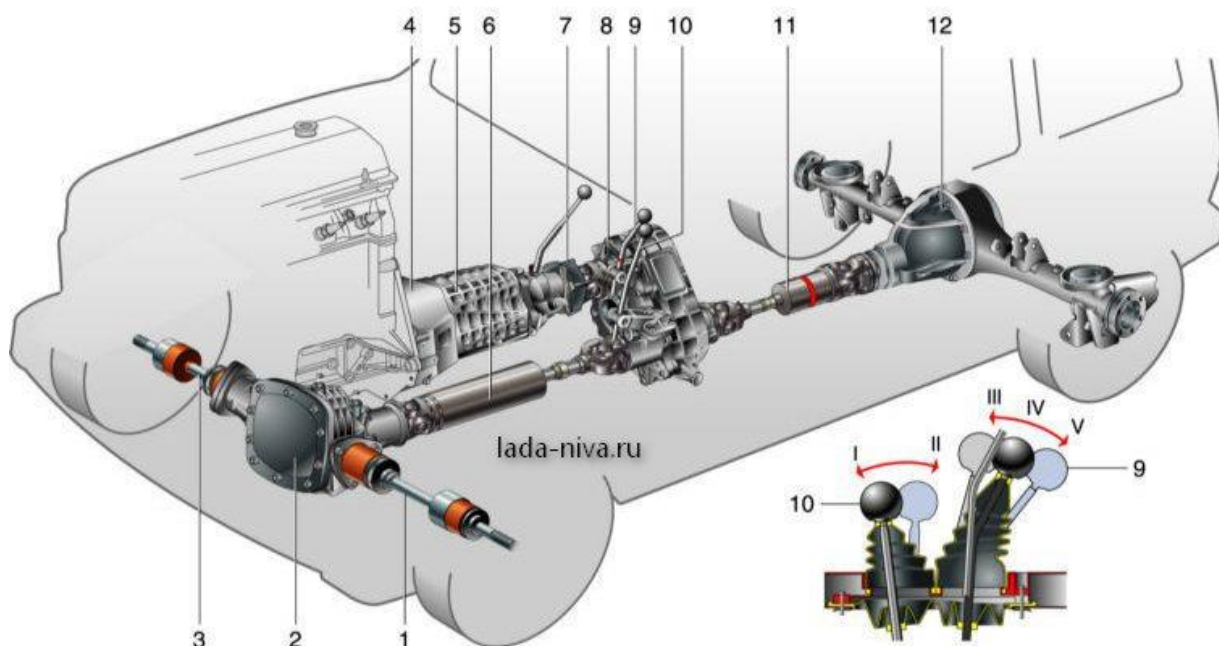


Рисунок 1 – Автомобиль ДСЕ-1700А «Сержант»



Рисунок 2 – Автомобиль «Сержант 2»

«Передний и задний мосты связаны через межосевой дифференциал, позволяющий передним и задним колесам вращаться с разными угловыми скоростями в зависимости от траектории и условий движения. Межосевой дифференциал расположен в раздаточной коробке и аналогичен межколесным дифференциалам, расположенным в переднем и заднем мостах. Однако, в отличие от них, межосевой дифференциал можно принудительно блокировать (рычаг блокировки находится на тоннеле пола). При этом передний и задний карданные валы становятся жестко связанными между собой и вращаются с одинаковой частотой. Это значительно повышает проходимость автомобиля (на скользких подъемах, в грязи, снегу и т.п.), но ухудшает управляемость и увеличивает износ деталей трансмиссии и шин на покрытии с хорошим сцеплением, рисунок 3.» [2]



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; I – дифференциал разблокирован; II – дифференциал заблокирован; III – включена низшая передача; IV – нейтральное положение; V – включена высшая передача

Рисунок 3 – Трансмиссия автомобилей «Сержant»

«Блокировку дифференциала можно использовать только для преодоления сложных участков и на небольшой скорости. Для предупреждения водителя о включенном режиме блокировки служит контрольная лампа на панели приборов.

Включать блокировку дифференциала можно при движении автомобиля, если колеса не буксуют. Блокировка межосевого дифференциала не избавляет автомобиль от опасности «диагонального вывешивания», когда одно из колес на каждой оси теряет сцепление с грунтом – в этом случае подсыпают грунт под вывешенные колеса или подкапывают его под остальными.

Для увеличения крутящего момента, подводимого к колесам, служит низшая передача в раздаточной коробке, ее передаточное число – 2,135. Высшая передача, предназначенная для нормальных условий движения,

имеет передаточное число 1,20. Таким образом, водитель может использовать один из двух рядов передаточных чисел – с высшей или низшей передачей в раздаточной коробке. Суммарные передаточные числа «верхнего» ряда (с I по V передачу) – 4,40; 2,52; 1,63; 1,20; 0,98, «нижнего» – 7,82; 4,47; 2,90; 2,13; 1,75. Низшую передачу в раздаточной коробке включают перед преодолением заснеженных, песчаных участков, крутых подъемов, при буксировке грузов и т.п., когда ощущается недостаток тяги двигателя или для движения с очень малой скоростью. Включать низшую передачу в раздаточной коробке необходимо заранее, на стоящем автомобиле, так как муфта переключения передач не имеет синхронизаторов. Высшую передачу при некотором навыке удастся включить и при движении со скоростью не выше 30–35 км/ч, однако, если есть возможность, лучше снизить скорость или остановиться.» [2]

«Автомобиль с постоянным полным приводом предъявляет особые требования к шинам. Они должны быть одинаковы не только по размеру, но и по степени износа. Разные радиусы качения шин вызовут повышенный износ дифференциалов при обычных условиях движения, а при включенной блокировке – повышенный износ других деталей трансмиссии и пробуксовку колес.

Крутящий момент на передние колеса передается от редуктора переднего моста через правый и левый приводы. Оба привода одинаковы по конструкции. Каждый привод состоит из вала 4 (рисунок 2) и двух шарниров равных угловых скоростей, установленных на его шлицевых концах.» [2]

1.2 Назначение и требования, предъявляемые к коробке передач

В данном разделе проведем теоретический обзор того, что представляет коробка передач и обзор тех технических требований, которые предъявляются к этому агрегату трансмиссии. Подобный анализ необходим для понимания всего комплекса требований, предъявляемых к коробке, что

позволит понять, каким образом требуется проводить испытания данного агрегата.

«Коробкой передач называется механизм трансмиссии, изменяющий при движении автомобиля соотношение между скоростями вращения коленчатого вала двигателя и ведущих колес.

Коробка передач служит для изменения крутящего момента на ведущих колесах автомобиля, длительного разъединения двигателя и трансмиссии и получения заднего хода.

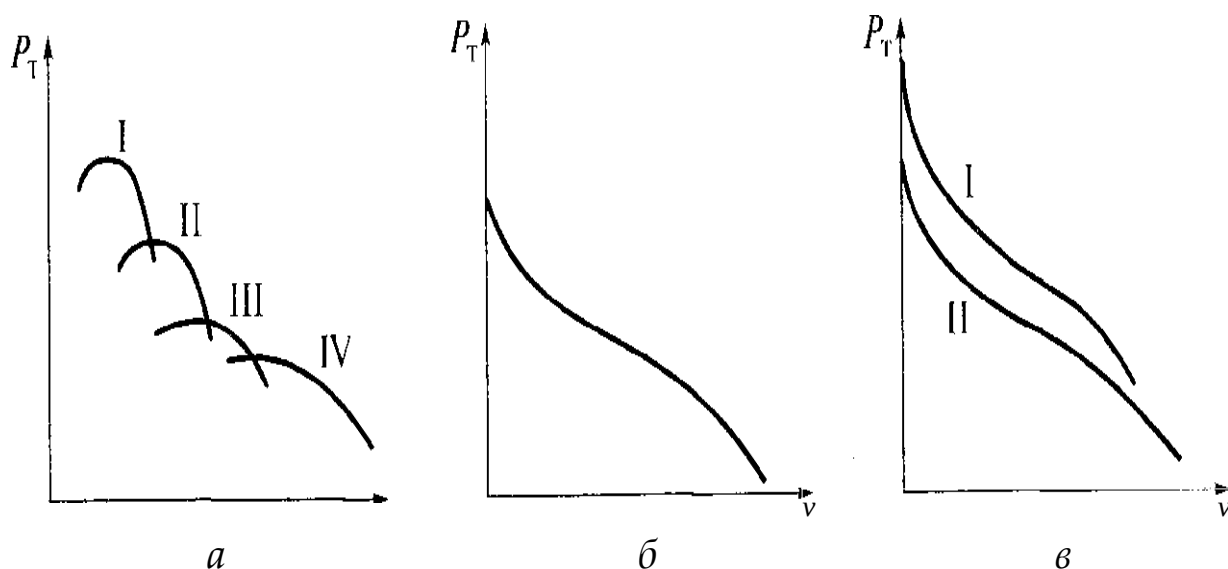
Крутящий момент на ведущих колесах необходимо изменять в соответствии с дорожными условиями для обеспечения оптимальной скорости и проходимости автомобиля, а также для наиболее экономичной работы двигателя.

Двигатель и трансмиссию необходимо разъединять на продолжительное время при работе двигателя на холостом ходу.

Задний ход автомобиля требуется для совершения автомобилем определенных маневров.» [2]

«Изменение крутящего момента на ведущих колесах и скорости движения автомобиля осуществляется путем увеличения или уменьшения передаточного числа коробки передач, представляющего собой отношение скорости вращения ведущего вала к скорости вращения ведомого вала.

Наличие коробки передач в трансмиссии позволяет повысить тягово-скоростные свойства, топливную экономичность и проходимость автомобиля.» [1]



I...IV — передачи; P_T — тяговая сила на ведущих колесах автомобиля; v — скорость автомобиля

Рисунок 4 – Тяговые характеристики автомобилей со ступенчатой (а), бесступенчатой (б) и гидромеханической (в) коробками передач

«Изменение тяговой силы на ведущих колесах демонстрирует тяговая характеристика автомобиля (рисунок 4) — зависимость тяговой силы P_T от скорости движения v на различных передачах.

В ступенчатых коробках передач передаточное число изменяется ступенчато и тяговая сила на ведущих колесах автомобиля также изменяется ступенчато (рисунок 4, а). В бесступенчатых коробках передач передаточное число и тяговая сила на ведущих колесах изменяются плавно (рисунок 4, б), а при гидромеханических коробках передач — и плавно, и ступенчато (рисунок 4, в).» [5]

«В неавтоматических коробках передач переключение передач осуществляется водителем вручную при помощи рычага переключения, расположенного на коробке передач или на рулевой колонке. В полуавтоматических коробках передач выбор необходимой передачи осуществляется водителем, а включение передачи производится автоматически. В автоматических коробках передач переключение передач происходит автоматически без участия водителя и в зависимости от условий движения.» [2]

«На большинстве легковых и грузовых автомобилей применяются ступенчатые коробки передач, все большее распространение в настоящее время на легковых автомобилях и автобусах получают гидромеханические коробки передач, состоящие из гидротрансформатора и ступенчатой механической коробки передач.

Требования к коробке передач. К коробке передач предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми она должна обеспечивать:

- оптимальные тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля;
- бесшумность при работе и переключении передач;
- легкость и удобство управления;
- высокий КПД;
- возможность отбора мощности для привода дополнительного оборудования.» [6]

«Оптимальные тягово-скоростные свойства и топливная экономичность. Необходимые тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля, оптимальные для заданных условий эксплуатации, достигаются путем правильного выбора в коробке передач числа передач, диапазона передаточных чисел и соотношения (плотности ряда) передаточных чисел промежуточных передач.

Число передач в коробках передач составляет 4...5 для легковых автомобилей и автобусов малой вместимости, грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности и 6... 16 для грузовых автомобилей большой грузоподъемности и высокой проходимости.» [2]

«У автомобилей-тягачей, работающих с прицепами и полуприцепами, используются многоступенчатые коробки передач, число которых может составлять 8...24.

Увеличение числа передач достигается установкой совместно с основной коробкой передач дополнительной, обычно двухступенчатой,

коробки передач (делителя, демультипликатора). В этом случае общее число передач равно произведению числа передач основной коробки на число передач дополнительной коробки.

Бесшумность при работе и переключении передач. Уровень шума, создаваемого коробкой передач при работе, зависит от качества, точности изготовления и типа зацепления шестерен. Большую часть шестерен выполняют косозубыми.» [1]

«Косозубые шестерни создают меньший уровень шума. Эти шестерни обладают большей прочностью и долговечнее, чем прямозубые шестерни. Однако косозубые шестерни более сложные в изготовлении и при их работе возникают осевые силы, дополнительно нагружающие подшипники валов коробки передач.

Легкость и удобство управления. Легкое и удобное управление коробкой передач зависит от ее конструкции, способа переключения передач и конструкции привода управления, который может быть механическим, электрическим, пневматическим.

Легкость управления коробкой передач характеризуют усилие, прилагаемое к рычагу переключения передач, и сложность выполнения переключения передач. Переключение передач должно быть простым и не требовать затраты физических усилий.» [6]

«Удобство управления коробкой передач обеспечивается применением синхронизаторов, расположением рычага переключения передач вблизи рулевого колеса и автоматизацией (частичной или полной) управления передачами.» [2]

«В коробках передач применяются инерционные синхронизаторы (с блокировкой). Эти синхронизаторы не допускают включения передач до выравнивания угловых скоростей вращения соединяемых деталей, существенно облегчая работу водителя. Однако синхронизаторы усложняют конструкцию коробки передач, увеличивают ее массу и размеры.

Расположение рычага переключения передач вблизи рулевого колеса удобно не только для управления коробкой передач, но также и для посадки пассажиров. Полная автоматизация управления для ступенчатых коробок передач не применяется, а частичная применяется редко.

КПД коробки передач. На значение КПД ступенчатой коробки передач существенно влияет правильный выбор кинематической схемы коробки передач. От кинематической схемы зависит число пар шестерен, находящихся в зацеплении при передаче крутящего момента, скорость вращения, передаваемая мощность, эффективность смазывания, точность изготовления шестерен, других деталей и картера коробки передач.

Величина КПД также зависит от потерь мощности на трение в коробке передач. Эти потери могут быть механическими и гидравлическими.» [2]

«Механические – потери на трение между зубьями шестерен, в подшипниках и манжетах, а гидравлические – потери на перемешивание масла в коробке передач. Первые зависят главным образом от качества обработки поверхностей сопрягаемых деталей, а вторые – от вязкости и уровня масла в коробке передач, а также от скорости вращения шестерен.

При работе на высшей передаче КПД коробки передач равен 0,98...0,99, а на других передачах – 0,95...0,97.

КПД может служить оценочным параметром уровня шума, создаваемого при работе коробкой передач, так как шум всегда связан с потерей энергии. Чем меньше значение КПД коробки передач, тем она более шумная при работе.» [6]

«Ступенчатая коробка передач представляет собой зубчатый (шестеренный) механизм, в котором изменение передаточного числа происходит ступенчато.

Передаточные числа ступенчатой коробки передач на всех передачах, кроме высшей, больше единицы ($w_K > 1$). При включении этих передач уменьшается скорость вращения ведомого (вторичного) вала коробки

передач и почти во столько же раз увеличивается передаваемый крутящий момент двигателя.

Высшая передача в ступенчатых коробках передач может быть прямой ($i_k = 1$) или повышающей ($i_k < 1$). При повышающей передаче снижается частота вращения коленчатого вала двигателя на 10...20 %, повышается долговечность деталей коробки передач и уменьшается расход топлива при движении с той же скоростью что и на прямой передаче.» [2]

1.3 Конструктивные особенности коробок передач различных видов

«Двухвальные коробки передач применяются на переднеприводных легковых автомобилях малого класса и заднеприводных легковых автомобилях с задним расположением двигателя. Число передач таких коробок составляет 4... 5. Высшая передача в двухвальных коробках часто бывает повышающей, а большинство передач синхронизировано.

Трехвальные коробки передач устанавливаются на заднеприводных легковых автомобилях с передним расположением двигателя, на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности и на автобусах. Число передач в этих коробках — не менее 4 для легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности и 4 ,6 для грузовых автомобилей средней грузоподъемности.» [6]

«Многовальные коробки передач применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности с целью увеличения числа передач. Чем больше число передач в коробке передач, тем лучше используется мощность двигателя и выше тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля. Однако при этом усложняется конструкция коробки передач и затрудняется выбор передачи, оптимальной для данных условий движения. В многовальных коробках передач число передач может быть от 8 до 24.

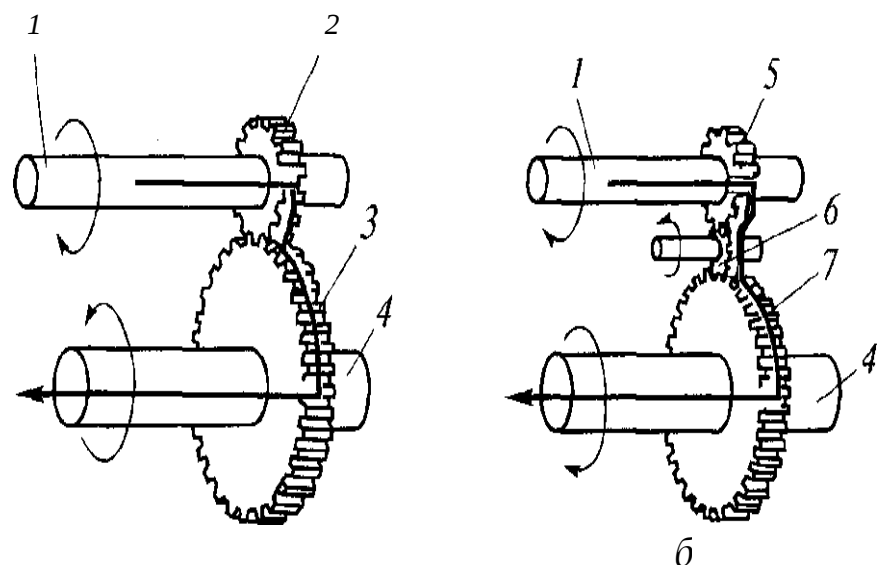
В связи с этим многовальные многоступенчатые коробки передач наибольшее применение получили на автомобилях-тягачах, работающих с прицепами и полуприцепами.» [2]

«Переключение передач в большинстве ступенчатых коробок передач выполняется водителем. Однако в последнее время появились конструкции ступенчатых коробок передач, в которых переключение передач автоматизировано на основе применения микропроцессорной техники.

Двухвальные коробки передач применяются в переднеприводных и заднеприводных (с задним расположением двигателя) легковых автомобилях. Эти коробки просты по конструкции, имеют небольшую массу и высокий КПД. Конструктивно они объединены в одном блоке с двигателем, сцеплением, главной передачей и дифференциалом.

Конструкция двухвальной коробки передач во многом зависит от того, какое расположение на автомобиле имеют двигатель и коробка передач — продольное или поперечное. При поперечном расположении коробки передач применяется цилиндрическая главная передача и дистанционный привод переключения передач. При продольном расположении — коническая или гипоидная главная передача и непосредственный привод переключения передач. В двухвальной коробке передач на любой передаче, кроме заднего хода, крутящий момент двигателя передается двумя шестернями 2 и 3 (рисунок 5) непосредственно с первичного вала на вторичный вал 4, который соединен с ведущими колесами автомобиля. Движение автомобиля задним ходом обеспечивается промежуточной шестерней 6, которая вводится в зацепление между шестернями 5 и 7.» [1]

В результате этого вторичный вал коробки передач вращается в сторону, противоположную вращению первичного вала 7.



а - движение вперед; *б* - движение задним ходом;

7 - первичный вал; 2, 3, 5, 6, 7 - шестерни; 4 - вторичный вал

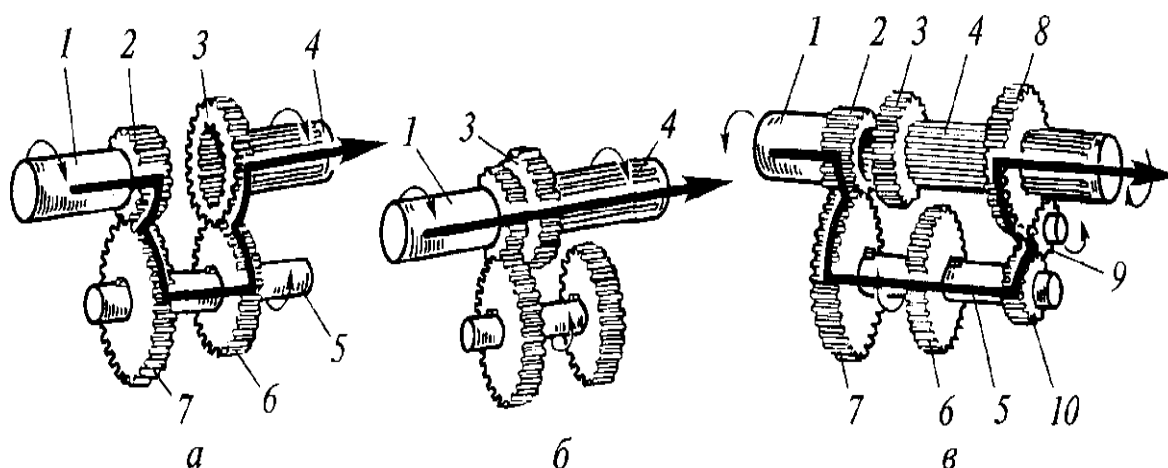
Рисунок 5 - Схема работы двухвальной коробки передач

«Трехвальные коробки передач. Наибольшее распространение на легковых и грузовых автомобилях и автобусах получили трехвальные коробки передач. Эти коробки передач имеют три вала — первичный (ведущий), вторичный (ведомый) и промежуточный, на которых установлены шестерни различных передач. Отличительной особенностью трехвальных коробок передач является наличие прямой передачи с передаточным числом $i_k = 1$, на которой первичный и вторичный валы соединяются напрямую. На этой передаче автомобиль движется большую часть времени.

На прямой передаче КПД трехвальной коробки передач больше, чем двухвальной, и коробка передач работает менее шумно. На остальных передачах, кроме заднего хода, в трехвальной коробке передач в зацеплении находятся две пары шестерен, что несколько снижает КПД коробки, но позволяет иметь на первой передаче большое передаточное число.» [2]

«В трехвальной коробке передач (рисунок 6) на любой передаче, кроме прямой и заднего хода, крутящий момент двигателя с первичного вала 7 передается через шестерни 2 и 7 постоянного зацепления, промежуточный

вал 5 и шестерни 6 и 1 на вторичный вал 4, соединенный с ведущими колесами автомобиля. При этом крутящий момент на промежуточном валу 5 больше крутящего момента на первичном валу 7, так как диаметр и число зубьев шестерни 7 больше, чем у шестерни 2. В то же время крутящий момент на вторичном валу 4 будет больше, чем на промежуточном валу 5.» [2]



а, б — движение вперед; *в* — движение задним ходом; 1 — первичный вал; 2, 3, 6, 7, 8, 9, 10 — шестерни; 4 — вторичный вал; 5 — промежуточный вал

Рисунок 6 – Схема работы трехвальной коробки передач

«При включении прямой передачи крутящий момент передается непосредственно с первичного вала 7 на вторичный вал 4. При включении передачи заднего хода промежуточная шестерня 9 вводится в зацепление между шестернями 8 и 10. Вследствие этого вторичный вал 4 коробки передач вращается в сторону, противоположную вращению первичного вала 7, и обеспечивается движение автомобиля задним ходом.

Конструкция трехвальной коробки передач и число ее передач во многом зависит от типа автомобиля. Однако широкое применение получили четырех- и пятиступенчатые коробки передач на легковых и грузовых автомобилях и автобусах.» [6]

«Многовальные коробки передач применяются для получения большого числа передач — от 8 до 24. Они представляют собой четырех-,

пяти- или шестиступенчатые трехвальные коробки передач со встроенными или совмещенными дополнительными коробками передач (редукторами). При этом дополнительная коробка передач может быть повышающей или понижающей.

Повышающая коробка передач называется делителем или мультипликатором. Делитель устанавливается перед коробкой передач и увеличивает число передач в два раза. Обычно он имеет две передачи — прямую с передаточным числом $u_d = 1$ и повышающую с передаточным числом $u_d < 1$. Делитель не увеличивает передаточные числа коробки передачи, а только уменьшает разрыв между передаточными числами соседних передач, увеличивая на 20... 25 % диапазон передач.

Понижающая коробка передач называется демумльтипликатором. Демумльтипликатор устанавливается за коробкой передач. Он имеет две или три передачи — прямую $s_d = 1$ и понижающие $s_d > 1$. Демумльтипликатор увеличивает число передач в 2 — 3 раза и передаточные числа коробки передач, значительно расширяя их диапазон.

Многовальные коробки передач используются на автомобилях большой грузоподъемности, а также на автомобилях-тягачах, работающих с прицепами и полуприцепами.» [6]

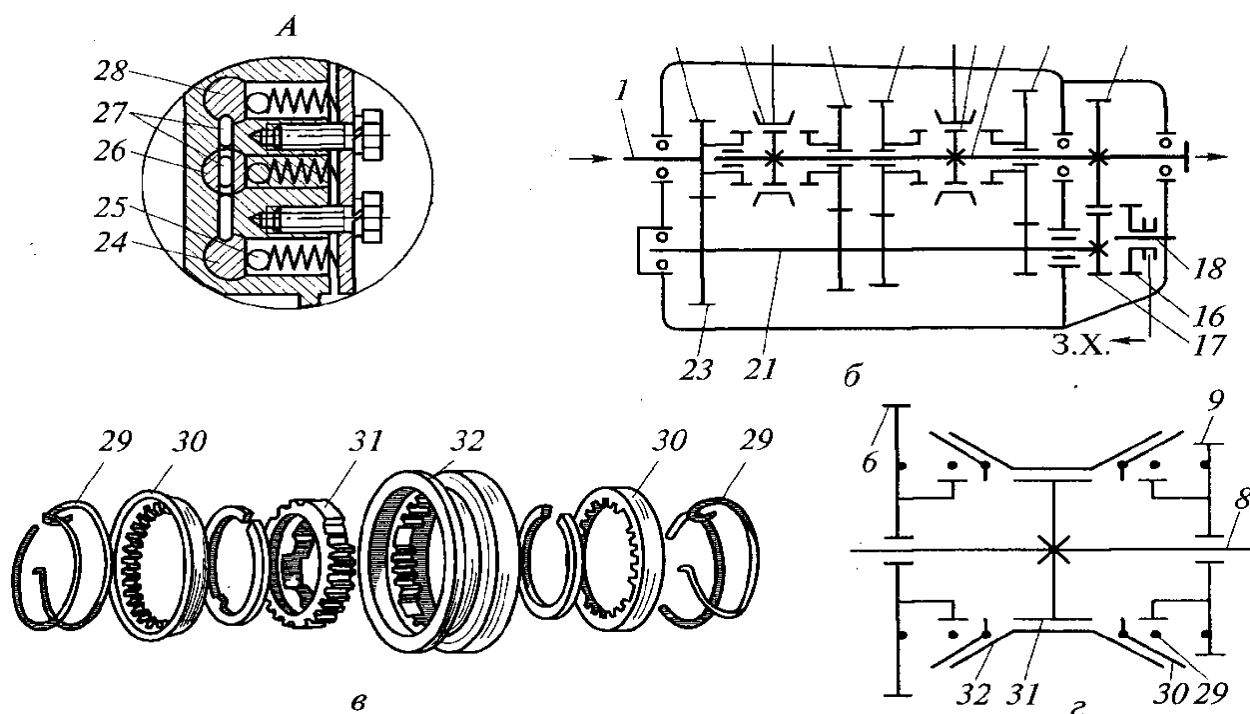
1.4 Обзор и анализ конструкций разрабатываемой коробки передач

Конструкция коробки передач легковых автомобилей ВАЗ, применяемая на автомобилях повышенной проходимости, в том числе на автомобилях Нива, показана на рисунке 7.

Коробка передач механическая, четырехступенчатая, трехходовая, с постоянным зацеплением шестерен, с синхронизаторами и неавтоматическая (с ручным управлением).

Коробка имеет четыре передачи для движения вперед и одну передачу для движения назад. Шестерни всех передач (кроме заднего хода) —

косозубые, что уменьшает шум при работе коробки передач, имеют постоянное зацепление. Шестерни передачи заднего хода – прямозубые. Передачи для движения вперед включаются с помощью синхронизаторов, а для движения назад – передвижением промежуточной шестерни заднего хода. Переключаются передачи с помощью рычага, который имеет три хода вперед и назад для переключения передач.



а — общий вид; *б, г* — схемы коробки и синхронизатора; *в* — детали синхронизатора; 1 — первичный вал; 2, 12, 14, 19 — крышки; 3, 5, 6, 9, 10, 16, 17, 23 — шестерни; 4, 7 — синхронизаторы; 8 — вторичный вал; //, 29 — пружины; 13 — рычаг; 15 — вилка; 18 — ось; 20 — пробка; 21 — промежуточный вал; 22 — картер; 24, 26, 28 — ползуны; 25 — фиксатор; 27 — замок; 30 — кольцо; 31 — ступица, 32 — муфта.

Рисунок 7 – Коробка передач легковых автомобилей ВАЗ

«Коробка передач механическая, четырехступенчатая, трехходовая, с постоянным зацеплением шестерен, с синхронизаторами и неавтоматическая (с ручным управлением).

Коробка имеет четыре передачи для движения вперед и одну передачу для движения назад. Шестерни всех передач (кроме заднего хода) - косозубые, что уменьшает шум при работе коробки передач, имеют

постоянное зацепление. Шестерни передачи заднего хода - прямозубые. Передачи для движения вперед включаются с помощью синхронизаторов, а для движения назад - передвижением промежуточной шестерни заднего хода. Переключаются передачи с помощью рычага, который имеет три хода вперед и назад для переключения передач.

В отлитом из алюминиевого сплава картере 22 коробки передач на подшипниках установлены первичный (ведущий) 7, вторичный (ведомый) 8 и промежуточный 21 валы. Первичный вал выполнен как одно целое с шестерней 3, находящейся в постоянном зацеплении с шестерней 23 промежуточного вала, представляющего собой блок шестерен. На вторичном валу свободно установлены шестерни 5, 6 и 9 соответственно III, II и I передач, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала. На вторичном валу также жестко закреплены ступицы синхронизаторов 4 и 7 и шестерня 10 заднего хода. Промежуточная шестерня 16 заднего хода свободно установлена на оси 18. При включении I и II передач синхронизатор 7 соединяет соответственно шестерни 6 и 9 с вторичным валом коробки передач. При включении III и IV передач синхронизатор 4 соединяет соответственно шестерню 5 и первичный вал 7 с вторичным валом. Задний ход включается вилкой 15 путем введения в зацепление шестерни 16 с шестернями 17 и 10. Картер коробки передач закрывается крышками 2, 14 и 19. Под нижнюю 19 и заднюю 14 крышки установлены прокладки.» [6]

Таким образом, зная конструкцию разрабатываемой коробки передач, мы будем производить проектирование и расчет конструкции исходя из этих конструктивных особенностей и специфики работы агрегата. Для выполнения конструкторских работ необходимо дать обоснование выбора конструкции коробки передач, входящей в трансмиссию транспортного средства. Основным фактором, который определяет конструктивный выбор будет являться наличие постоянного полного привода трансмиссии.

1.5 Обоснование и описание выбранного варианта

Для транспортного средства повышенной проходимости будет выбрана трехвальная коробка передач. Выбор в первую очередь обоснован тем, что указанная коробка передач имеет возможность присоединения раздаточной коробки и обеспечения полного привода, что несколько сложно реализовать на двухвальной коробке передач.

Выбранная коробка передач имеет широкое распространение на легковых и грузовых автомобилях и автобусах. Отличительной особенностью этой коробки является наличие прямой передачи с передаточным числом $i_k = 1$, на которой первичный и вторичный валы соединяются напрямую. На этой передаче автомобиль движется большую часть времени.

На прямой передаче КПД трехвальной коробки передач больше, чем двухвальной, и коробка передач работает менее шумно. На остальных передачах, кроме заднего хода, в трехвальной коробке передач в зацеплении находятся две пары шестерен, что несколько снижает КПД коробки, но позволяет иметь на первой передаче большое передаточное число.

Вследствие этих преимуществ имеется смысл проектирования трехвальной коробки передач.

Кроме того, мировой опыт эксплуатации автомобилей повышенной проходимости говорит о том, что для автомобилей подобного класса именно механическая трансмиссия является наиболее предпочтительной.

2 Тяговый расчет проектируемого транспортного средства

2.1 Исходные данные

- а) тип: легковой автомобиль повышенной проходимости;
- б) компоновка: полноприводный
- в) класс автомобиля: 3 (третий);
- г) число мест пассажиров n_n : 5;
- д) снаряженная масса m_0 , кг: 1250;
- е) максимальная скорость $V_{\max}$ (км/ч ; м/с): 140; 38,9;
- ж) коэффициент сопротивления качению f_k : 0,01;
- з) максимальный объем преодолеваемый на I передаче $\alpha_{\max}$: 0,22;
- и) лобовая площадь A_a , м^2 : 2,24.

2.2 Определение параметров автомобиля

Полная масса автомобиля находится по формуле:

$$m_a = m_0 + (m_n + m_{\bar{o}}) \cdot n_n, \quad (1)$$

где m_0 - снаряженная масса автомобиля;

m_n - масса одного пассажира, $m_n = 75 \text{ кг}$;

$m_{\bar{o}}$ - масса багажа, приходящегося на одного пассажира, $m_{\bar{o}} = 10 \text{ кг}$;

n_n - число мест пассажиров, включая водителя, $n_n = 5 \text{ чел.}$;

$$m_a = 1250 + (75 + 10) \cdot 5 = 1675 \text{ кг}.$$

Классическая компоновка предполагает распределение массы по осям автомобиля в пропорции 50 на 50 процентов. Следовательно, вес автомобиля, приходящийся на каждую ось, определяется по формуле:

$$F_1 = F_2 = \frac{1}{2} \cdot m_a \cdot g, \quad (2)$$

где F_1 - вес, приходящийся на переднюю ось автомобиля, Н;

F_2 - вес, приходящийся на заднюю ось автомобиля, Н;

g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

$$F_1 = F_2 = \frac{1}{2} \cdot 1675 \cdot 9,81 = 8215,875 \text{ Н}.$$

Шины выбираем камерные радиальные, размерностью 195/80 R16. Зная размер шин, определяем статический радиус колеса:

$$r_{cm} = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H, \quad (3)$$

где d - посадочный диаметр шины:

λ_z - коэффициент вертикальной деформации шины, $\lambda_z = 0,85$;

H - высота профиля шины, $H = 0,8 \cdot 165 = 132 \text{ мм}$;

$$r_{cm} = 0,5 \cdot 330,2 + 0,85 \cdot 132 = 277,3 \text{ мм}.$$

На дорогах с твёрдым покрытием:

$$r_{cm} = r_\partial = r_\kappa, \quad (4)$$

где r_∂ - динамический радиус колеса, м;

r_κ - радиус качения колеса, м;

2.3 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

Мощность двигателя определяется при максимальной скорости автомобиля с учетом КПД трансмиссии по формуле:

$$N_V = \frac{N_K + N_\epsilon}{1000 \cdot \eta_T} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_V \cdot V_{\max} + K_\epsilon \cdot A_a \cdot V_{\max}^3}{1000 \cdot \eta_T}, \quad (5)$$

где m_a - полная масса автомобиля;

g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

ψ_V - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля:

$$\psi_V = f_V = f_K \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_{\max}^2), \quad (6)$$

$$\psi_V = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 38,9^2) = 0,017;$$

K_ϵ - коэффициент сопротивления воздуха, $K_\epsilon = 0,35$;

η_T - КПД трансмиссии: $\eta_T = 0,98^0 \cdot 0,97^1 \cdot 0,98^3 = 1 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 0,91$;

$$N_v = \frac{1675 \cdot 9,81 \cdot 0,017 \cdot 38,9 + 0,35 \cdot 2,24 \cdot 38,9^3}{1000 \cdot 0,91} = \frac{57015,6}{910} = 62,6 \text{ кВт}.$$

Максимальная мощность двигателя определяется по формуле:

$$N_e^{\max} = \frac{N_v}{\frac{\omega_v}{\omega_N} + \left(\frac{\omega_v}{\omega_N}\right)^2 - \left(\frac{\omega_v}{\omega_N}\right)^3}, \quad (7)$$

где ω_N - угловая скорость коленчатого вала при максимальном значении мощности:

$$\omega_N = \frac{\pi \cdot n_N}{30}, \quad (8)$$

где n_N - частота вращения коленчатого вала при максимальном значении мощности, об/мин., $n_N = 5200 \text{ мин}^{-1}$;

$$\omega_N = \frac{3,14 \cdot 5200}{30} = 544,26 \text{ с}^{-1};$$

ω_v - коленчатого вала двигателя, при которой достигается максимальная скорость автомобиля:

$$\omega_v = 1,1 \cdot \omega_N, \quad (9)$$

$$\omega_v = 1,1 \cdot 544,26 = 598,6 \text{ с}^{-1};$$

$$N_e^{\max} = \frac{62,6}{\frac{598,6}{544,26} + \left(\frac{598,6}{544,26}\right)^2 - \left(\frac{598,6}{544,26}\right)^3} = 64,4 \text{ кВт}.$$

По полученным значениям $N_e^{\max}$, N_v и формуле (2.10) рассчитывают внешнюю скоростную характеристику двигателя выбрав 6 значений в диапазоне $\omega_{\min} \dots \omega_{\max}$. Полученные данные сводим в таблицу 1:

Таблица 1 - Внешняя скоростная характеристика автомобиля

n_e (об/мин)	800	1900	3000	4100	5200	5719
ω_e (c^{-1})	83,73	198,86	314	429,13	544,26	598,6
N_e (кВт)	11,19	28,98	46,22	59,24	64,4	62,4
M_e ($H \cdot m$)	133,64	145,73	147,19	138,04	118,32	104,57

$$N_e = N_e^{\max} \cdot \left[\frac{\omega_e}{\omega_N} + \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (10)$$

где ω_e - текущие значения угловой скорости коленчатого вала рад/с;

N_e - текущее значение эффективной мощности двигателя, кВт;

$$N_e^1 = 64,4 \cdot \left[\frac{83,73}{544,26} + \left(\frac{83,73}{544,26} \right)^2 - \left(\frac{83,73}{544,26} \right)^3 \right] = 11,19 \text{ кВт};$$

$$N_e^2 = 64,4 \cdot \left[\frac{198,86}{544,26} + \left(\frac{198,86}{544,26} \right)^2 - \left(\frac{198,86}{544,26} \right)^3 \right] = 28,98 \text{ кВт};$$

$$N_e^3 = 64,4 \cdot \left[\frac{314}{544,26} + \left(\frac{314}{544,26} \right)^2 - \left(\frac{314}{544,26} \right)^3 \right] = 46,22 \text{ кВт};$$

$$N_e^4 = 64,4 \cdot \left[\frac{429,13}{544,26} + \left(\frac{429,13}{544,26} \right)^2 - \left(\frac{429,13}{544,26} \right)^3 \right] = 59,24 \text{ кВт};$$

$$N_e^5 = 64,4 \cdot \left[\frac{544,26}{544,26} + \left(\frac{544,26}{544,26} \right)^2 - \left(\frac{544,26}{544,26} \right)^3 \right] = 64,4 \text{ кВт};$$

$$N_e^6 = 64,4 \cdot \left[\frac{598,6}{544,26} + \left(\frac{598,6}{544,26} \right)^2 - \left(\frac{598,6}{544,26} \right)^3 \right] = 62,6 \text{ кВт}.$$

Для построения кривой эффективного момента M_e применяем формулу:

$$M_e = 1000 \cdot \frac{N_e}{\omega_e}, \quad (11)$$

$$M_e^1 = 1000 \cdot \frac{11,19}{83,73} = 133,64 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e^2 = 1000 \cdot \frac{28,98}{198,86} = 145,73 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e^3 = 1000 \cdot \frac{46,22}{314} = 147,19 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e^4 = 1000 \cdot \frac{59,24}{429,13} = 138,04 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e^5 = 1000 \cdot \frac{64,4}{544,26} = 118,32 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e^6 = 1000 \cdot \frac{62,6}{598,6} = 104,57 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.4 Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи U_0 определяется, исходя из максимальной скорости автомобиля:

$$U_0 = \frac{\omega_{\max} \cdot r_K}{U_K^6 \cdot V_{\max}}, \quad (12)$$

где $\omega_{\max}$ - максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя;

$$U_K^6 = U_{K4} = 1,0;$$

$$U_0 = \frac{598,6 \cdot 0,277}{1 \cdot 38,9} = 4,26.$$

2.5 Определение передаточных чисел коробки передач

Для обеспечения возможности движения автомобиля в этих условиях тяговая сила на ведущих колесах F_T должна быть больше силы сопротивления дороги F_d , т.е.:

$$\frac{M_{\max} \cdot \eta_T \cdot U_0 \cdot U_1}{r_K} \geq G_a \cdot \psi_{\max} \Rightarrow U_1 \geq \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_K}{M_{\max} \cdot \eta_T \cdot U_0}, \quad (13)$$

где U_0 - передаточное число главной передачи;

U_1 - передаточное число коробки передач при включенной первой передаче;

$\psi_{\max}$ - коэффициент сопротивления дороги:

$$\psi_{\max} = \alpha_{\max} + f_K, \quad (14)$$

$$\psi_{\max} = 0,22 + 0,01 = 0,23;$$

$$U_1 \geq \frac{1675 \cdot 0,23 \cdot 0,277}{147,19 \cdot 0,91 \cdot 4,26} = 1,83;$$

Во избежание буксования ведущих колес тяговая сила на первой передаче должна быть меньше силы сцепления колес с дорогой:

$$\frac{M_{\max} \cdot \eta_T \cdot U_0 \cdot U_1}{r_K} \leq G_{cy} \cdot \varphi \Rightarrow U_1 \leq \frac{G_{cy} \cdot \varphi \cdot r_K}{M_{\max} \cdot \eta_T \cdot U_0}, \quad (15)$$

где G_{cy} - сцепной вес автомобиля;

φ - коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой;

$$U_1 \leq \frac{1675 \cdot 0,8 \cdot 0,277}{147,19 \cdot 0,91 \cdot 4,256} = 4,30;$$

Для пятиступенчатой коробки передач:

принимаем $U_{K1} = 4,0$;

$$\begin{aligned} U_{K2} &= \sqrt[3]{U_{K1}^2} = \sqrt[3]{4^2} = 2,51; \\ U_{K3} &= \sqrt[3]{U_{K1}} = \sqrt[3]{4} = 1,58; \end{aligned} \quad (16)$$

принимаем $U_{K4} = 1,0$;

принимаем $U_{K5} = 0,8$.

2.6 Тяговый баланс автомобиля

2.6.1 I передача

Рассчитаем тяговый баланс автомобиля на I передаче выбрав 6 значений в диапазоне $\omega_{\min} \dots \omega_{\max}$. Полученные данные сведем в таблицу 2.

Скорость автомобиля:

$$V = \frac{\omega_e \cdot r_\kappa}{U_\kappa \cdot U_{zn}}, \quad (17)$$

где ω_e - текущее значение угловой скорости коленчатого вала, рад/с;

r_κ - радиус качения колеса, м;

$U_{\kappa 1}$ - передаточное число коробки передач при включенной передаче;

U_{zn} - передаточное число главной передачи;

$$V_1 = \frac{83,73 \cdot 0,277}{4 \cdot 4,26} = 1,36 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{198,86 \cdot 0,277}{4 \cdot 4,26} = 3,23 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{314 \cdot 0,277}{4 \cdot 4,26} = 5,1 \text{ м/с};$$

$$V_4 = \frac{429,13 \cdot 0,277}{4 \cdot 4,26} = 6,97 \text{ м/с};$$

$$V_5 = \frac{544,26 \cdot 0,277}{4 \cdot 4,26} = 8,84 \text{ м/с};$$

$$V_6 = \frac{598,6 \cdot 0,277}{4 \cdot 4,26} = 9,73 \text{ м/с}.$$

Коэффициент учета вращающихся масс:

$$\delta_j = 1,05 + 0,05 \cdot U_\kappa^2, \quad (18)$$

$$\delta_I = 1,05 + 0,05 \cdot 4^2 = 1,85.$$

Сила тяги:

$$F_\kappa = \frac{M_e \cdot U_\kappa \cdot U_{zn} \cdot \eta_T}{r_g}, \quad (19)$$

где M_e - текущее значение эффективного крутящего момента, Н·м;

$U_{\kappa 1}$ - передаточное число коробки передач при включенной передаче;

U_{zn} - передаточное число главной передачи;

η_T - КПД трансмиссии;

r_κ - радиус качения колеса, м;

$$F_{\kappa 1} = \frac{133,64 \cdot 4 \cdot 4,26 \cdot 0,091}{0,277} = 7481 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 2} = \frac{145,73 \cdot 4 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 8157 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 3} = \frac{147,19 \cdot 4 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 8239 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 4} = \frac{138,04 \cdot 4 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 7727 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 5} = \frac{118,32 \cdot 4 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 6623 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 6} = \frac{104,57 \cdot 4 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 5853 \text{ Н}.$$

Сила сопротивления воздуха:

$$F_{\epsilon} = K_{\epsilon} \cdot A_a \cdot V^2, \quad (20)$$

где K_{ϵ} - коэффициент сопротивления воздуха, $K_{\epsilon} = 0,35$;

A_a - лобовая площадь;

V - текущая скорость автомобиля;

$$F_{\epsilon 1} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 1,36^2 = 1,45 \text{ Н};$$

$$F_{\epsilon 2} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 3,23^2 = 8,17 \text{ Н};$$

$$F_{\epsilon 3} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 5,1^2 = 20,39 \text{ Н};$$

$$F_{\epsilon 4} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 6,97^2 = 38,08 \text{ Н};$$

$$F_{\epsilon 5} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 8,84^2 = 61,26 \text{ Н};$$

$$F_{\epsilon 6} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 9,73^2 = 74,22 \text{ Н}.$$

Коэффициент сопротивления дороги:

$$\psi_v = f_{\kappa} \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V^2), \quad (21)$$

где f_{κ} - коэффициент сопротивления качению;

$$\psi_{v1} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,36^2) = 0,01;$$

$$\psi_{v2} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 3,23^2) = 0,01;$$

$$\psi_{v3} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 5,1^2) = 0,0101;$$

$$\psi_{v4} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 6,97^2) = 0,0102;$$

$$\psi_{v5} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 8,84^2) = 0,0103;$$

$$\psi_{v6} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 9,73^2) = 0,0104.$$

Сила сцепления колес с дорогой:

$$F_{\psi v} = F_a \cdot \psi_v, \quad (22)$$

где F_a - сила тяжести, действующая на колеса автомобиля;

ψ_v - коэффициент сопротивления дороги;

$$F_{\psi v1} = 16431,75 \cdot 0,01 = 164,3 \text{ Н};$$

$$F_{\psi v2} = 16431,75 \cdot 0,01 = 164,3 \text{ Н};$$

$$F_{\psi v3} = 16431,75 \cdot 0,0101 = 165,9 \text{ Н};$$

$$F_{\psi v4} = 16431,75 \cdot 0,0102 = 167,6 \text{ Н};$$

$$F_{\psi v5} = 16431,75 \cdot 0,0103 = 169,2 \text{ Н};$$

$$F_{\psi v6} = 16431,75 \cdot 0,0104 = 170,8 \text{ Н};$$

Динамический фактор:

$$D_1 = \frac{F_k - F_{\epsilon}}{F_a}, \quad (23)$$

где F_k - сила тяги;

F_{ϵ} - сила сопротивления воздуха;

F_a - вес автомобиля;

$$D_1 = \frac{741 - 1,45}{16431,75} = 0,45;$$

$$D_2 = \frac{8157 - 8,17}{16431,75} = 0,49;$$

$$D_3 = \frac{8239 - 20,39}{16431,75} = 0,5;$$

$$D_4 = \frac{7727 - 38,08}{16431,75} = 0,46;$$

$$D_5 = \frac{6623 - 61,26}{16431,75} = 0,39;$$

$$D_6 = \frac{5853 - 74,22}{16431,75} = 0,35;$$

Ускорение автомобиля:

$$j_a = \frac{D - \psi_v}{\delta_j} \cdot g, \quad (24)$$

где D - динамический фактор;

ψ_v - коэффициент сопротивления дороги;

δ_j - коэффициент учета вращающихся масс;

g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

$$j_{a1} = \frac{0,45 - 0,01}{1,85} \cdot 9,81 = 2,33 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a2} = \frac{0,49 - 0,01}{1,85} \cdot 9,81 = 2,55 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a3} = \frac{0,5 - 0,0101}{1,85} \cdot 9,81 = 2,59 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a4} = \frac{0,46 - 0,0102}{1,85} \cdot 9,81 = 2,38 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a5} = \frac{0,39 - 0,0103}{1,85} \cdot 9,81 = 2,01 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a6} = \frac{0,35 - 0,0104}{1,85} \cdot 9,81 = 1,8 \text{ м/с}^2.$$

Обратное ускорение:

$$\frac{1}{j_{a1}} = \frac{1}{2,33} = 0,42 \text{ с}^2/\text{м};$$

$$\frac{1}{j_{a2}} = \frac{1}{2,55} = 0,39 \text{ с}^2/\text{м};$$

$$\frac{1}{j_{a3}} = \frac{1}{2,59} = 0,38 \text{ с}^2/\text{м};$$

$$\frac{1}{j_{a4}} = \frac{1}{2,38} = 0,42 \text{ с}^2/\text{м};$$

$$\frac{1}{j_{a5}} = \frac{1}{2,01} = 0,49 \text{ с}^2/\text{м};$$

$$\frac{1}{j_{a6}} = \frac{1}{1,8} = 0,55 \text{ с}^2/\text{м}.$$

Таблица 2 - Тяговый баланс автомобиля на I передаче

ω_e	83,73	198,86	314	429,13	544,26	598,6
N_e	11,19	28,98	46,22	59,24	64,4	62,6
M_e	133,64	145,73	147,19	138,04	118,32	104,57
1-я передача, $U_{kl}=4,0$; $\delta_j=1,85$	$V, \text{ м/с}$	1,36	3,23	5,1	6,97	8,84
	$F_k, \text{ Н}$	7481	8157	8239	7727	6623
	$F_b, \text{ Н}$	1,45	8,17	20,39	38,08	61,26
	$F_{\psi_v} + F_e,$	165,75	172,47	186,29	205,68	230,46
	$D,$	0,45	0,49	0,5	0,46	0,39
	j_a	2,33	2,55	2,59	2,38	2,01
	$1/j_a$	0,42	0,39	0,38	0,42	0,49
	ψ_v	0,01	0,01	0,0101	0,0102	0,0103
						0,0104

2.6.2 II передача

Рассчитаем тяговый баланс автомобиля на II передаче выбрав 6 значений в диапазоне $\omega_{\min} \dots \omega_{\max}$. Полученные данные сведем в таблицу 3.

Скорость автомобиля находим по формуле (17):

$$V_1 = \frac{83,73 \cdot 0,277}{2,51 \cdot 4,26} = 2,16 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{198,86 \cdot 0,277}{2,51 \cdot 4,26} = 5,15 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{314 \cdot 0,277}{2,51 \cdot 4,26} = 8,13 \text{ м/с};$$

$$V_4 = \frac{429,13 \cdot 0,277}{2,51 \cdot 4,26} = 11,11 \text{ м/с};$$

$$V_5 = \frac{544,26 \cdot 0,277}{2,51 \cdot 4,26} = 14,09 \text{ м/с};$$

$$V_6 = \frac{598,6 \cdot 0,277}{2,51 \cdot 4,26} = 15,5 \text{ м/с}.$$

Коэффициент учета вращающихся масс находим по формуле (18):

$$\delta_I = 1,05 + 0,05 \cdot 2,51^2 = 1,36.$$

Силу тяги автомобиля находим по формуле (19):

$$F_{\kappa 1} = \frac{133,64 \cdot 2,51 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 4694 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 2} = \frac{145,73 \cdot 2,51 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 5119 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 3} = \frac{147,19 \cdot 2,51 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 5170 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 4} = \frac{138,04 \cdot 2,51 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 4848 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 5} = \frac{118,32 \cdot 2,51 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 4156 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 6} = \frac{104,57 \cdot 2,51 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 3673 \text{ H}.$$

Силу сопротивления воздуха находим по формуле (20):

$$F_{\epsilon 1} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 2,16^2 = 3,65 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 2} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 5,15^2 = 20,79 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 3} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 8,13^2 = 51,81 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 4} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 11,11^2 = 96,77 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 5} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 14,09^2 = 155,64 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 6} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 15,5^2 = 188,35 \text{ H}.$$

Коэффициент сопротивления дороги находим по формуле (21):

$$\psi_{v1} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 2,16^2) = 0,01;$$

$$\psi_{v2} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 5,15^2) = 0,0101;$$

$$\psi_{v3} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 8,13^2) = 0,0103;$$

$$\psi_{v4} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 11,11^2) = 0,0106;$$

$$\psi_{v5} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 14,09^2) = 0,0109;$$

$$\psi_{v6} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 15,5^2) = 0,011.$$

Силу сцепления колес с дорогой находим по формуле (22):

$$F_{\nu 1} = 16431,75 \cdot 0,01 = 164,3 \text{ H};$$

$$F_{\nu 2} = 16431,75 \cdot 0,0101 = 165,9 \text{ H};$$

$$F_{\nu 3} = 16431,75 \cdot 0,0103 = 169,2 \text{ H};$$

$$F_{\nu 4} = 16431,75 \cdot 0,0106 = 174,1 \text{ H};$$

$$F_{\nu 5} = 16431,75 \cdot 0,0109 = 179,1 \text{ H};$$

$$F_{\nu 6} = 16431,75 \cdot 0,011 = 180,7 \text{ H};$$

Динамический фактор находим по формуле (23):

$$D_1 = \frac{4694 - 3,65}{16431,75} = 0,28;$$

$$D_2 = \frac{5119 - 20,79}{16431,75} = 0,31;$$

$$D_3 = \frac{5170 - 51,81}{16431,75} = 0,31;$$

$$D_4 = \frac{4848 - 96,77}{16431,75} = 0,28;$$

$$D_5 = \frac{4156 - 155,64}{16431,75} = 0,24;$$

$$D_6 = \frac{3673 - 188,35}{16431,75} = 0,21;$$

Ускорение автомобиля находим по формуле (24):

$$j_{a1} = \frac{0,28 - 0,01}{1,36} \cdot 9,81 = 1,94 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a2} = \frac{0,31 - 0,0101}{1,36} \cdot 9,81 = 2,16 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a3} = \frac{0,31 - 0,0103}{1,36} \cdot 9,81 = 2,16 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a4} = \frac{0,28 - 0,0106}{1,36} \cdot 9,81 = 1,94 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a5} = \frac{0,24 - 0,0109}{1,36} \cdot 9,81 = 1,65 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a6} = \frac{0,21 - 0,011}{1,36} \cdot 9,81 = 1,43 \text{ } \frac{м}{с^2}.$$

Обратное ускорение:

$$\frac{1}{j_{a1}} = \frac{1}{1,94} = 0,51 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a2}} = \frac{1}{2,16} = 0,46 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a3}} = \frac{1}{2,16} = 0,46 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a4}} = \frac{1}{1,94} = 0,51 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a5}} = \frac{1}{1,65} = 0,6 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a6}} = \frac{1}{1,43} = 0,69 \text{ } \frac{с^2}{м}.$$

Таблица 3 – Тяговый баланс автомобиля на II передаче

ω_e		83,73	198,86	314	429,13	544,26	598,6
Ne		11,19	28,98	46,22	59,24	64,4	62,6
Me		133,64	145,73	147,19	138,04	118,32	104,57
1-я передача, $U_{кII}=2,58$; $\delta j = 1,36$	V, м/с	2,16	5,15	8,13	11,11	14,09	15,5
	Fк, Н	4694	5119	5170	4848	4156	3673
	Fв, Н	3,65	20,79	51,81	96,77	155,64	188,35
	$F_{\psi_v} + F_{\epsilon}$,	167,95	186,69	221,01	270,87	334,74	369,05
	D,	0,28	0,31	0,31	0,28	0,24	0,21
	ja	1,94	2,16	2,16	1,94	1,65	1,43
	1/ja	0,51	0,46	0,46	0,51	0,6	0,69
	ψ_v	0,01	0,0101	0,0103	0,0106	0,0109	0,011

2.6.3 III передача

Рассчитаем тяговый баланс автомобиля на III передаче выбрав 6 значений в диапазоне $\omega_{\min} \dots \omega_{\max}$. Полученные данные сведем в таблицу 4.

Скорость автомобиля находим по формуле (17):

$$V_1 = \frac{83,73 \cdot 0,277}{1,58 \cdot 4,26} = 3,44 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{198,86 \cdot 0,277}{1,58 \cdot 4,26} = 8,18 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{314 \cdot 0,277}{1,58 \cdot 4,26} = 12,92 \text{ м/с};$$

$$V_4 = \frac{429,13 \cdot 0,277}{1,58 \cdot 4,26} = 17,66 \text{ м/с};$$

$$V_5 = \frac{544,26 \cdot 0,277}{1,58 \cdot 4,26} = 22,39 \text{ м/с};$$

$$V_6 = \frac{598,6 \cdot 0,277}{1,58 \cdot 4,26} = 24,63 \text{ м/с}.$$

Коэффициент учета вращающихся масс находим по формуле (18):

$$\delta_I = 1,05 + 0,05 \cdot 1,58^2 = 1,17.$$

Силу тяги автомобиля находим по формуле (19):

$$F_{\kappa 1} = \frac{133,64 \cdot 1,58 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 2955 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 2} = \frac{145,73 \cdot 1,58 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 3222 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 3} = \frac{147,19 \cdot 1,58 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 3254 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 4} = \frac{138,04 \cdot 1,58 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 3052 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 5} = \frac{118,32 \cdot 1,58 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 2616 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 6} = \frac{104,57 \cdot 1,58 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 2312 \text{ Н}.$$

Силу сопротивления воздуха находим по формуле (20):

$$F_{\epsilon 1} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 3,44^2 = 9,27 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 2} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 8,18^2 = 52,45 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 3} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 12,92^2 = 130,87 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 4} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 17,66^2 = 244,51 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 5} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 22,39^2 = 393,02 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 6} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 24,63^2 = 475,6 \text{ H}.$$

Коэффициент сопротивления дороги находим по формуле (21):

$$\psi_{v1} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 3,44^2) = 0,01;$$

$$\psi_{v2} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 8,18^2) = 0,0103;$$

$$\psi_{v3} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 12,92^2) = 0,0108;$$

$$\psi_{v4} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 17,66^2) = 0,011;$$

$$\psi_{v5} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 22,39^2) = 0,012;$$

$$\psi_{v6} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 24,63^2) = 0,013.$$

Силу сцепления колес с дорогой находим по формуле (22):

$$F_{\psi v1} = 16431,75 \cdot 0,01 = 164,3 \text{ H};$$

$$F_{\psi v2} = 16431,75 \cdot 0,0103 = 169,2 \text{ H};$$

$$F_{\psi v3} = 16431,75 \cdot 0,0108 = 177,4 \text{ H};$$

$$F_{\psi v4} = 16431,75 \cdot 0,011 = 180,7 \text{ H};$$

$$F_{\psi v5} = 16431,75 \cdot 0,012 = 197,1 \text{ H};$$

$$F_{\psi v6} = 16431,75 \cdot 0,013 = 213,6 \text{ H};$$

Динамический фактор находим по формуле (23):

$$D_1 = \frac{2955 - 3,65}{16431,75} 9,27 = 0,17;$$

$$D_2 = \frac{3222 - 52,45}{16431,75} = 0,19;$$

$$D_3 = \frac{3254 - 130,87}{16431,75} = 0,19;$$

$$D_4 = \frac{3052 - 244,51}{16431,75} = 0,17;$$

$$D_5 = \frac{2616 - 393,02}{16431,75} = 0,13;$$

$$D_6 = \frac{2312 - 475,6}{16431,75} = 0,11;$$

Ускорение автомобиля находим по формуле (24):

$$j_{a1} = \frac{0,17 - 0,01}{1,17} \cdot 9,81 = 1,49 \text{ } \frac{м}{с^2};$$

$$j_{a2} = \frac{0,19 - 0,0103}{1,17} \cdot 9,81 = 1,5 \text{ } \frac{м}{с^2};$$

$$j_{a3} = \frac{0,19 - 0,0108}{1,17} \cdot 9,81 = 1,5 \text{ } \frac{м}{с^2};$$

$$j_{a4} = \frac{0,17 - 0,011}{1,17} \cdot 9,81 = 1,33 \text{ } \frac{м}{с^2};$$

$$j_{a5} = \frac{0,13 - 0,012}{1,17} \cdot 9,81 = 0,98 \text{ } \frac{м}{с^2};$$

$$j_{a6} = \frac{0,11 - 0,013}{1,17} \cdot 9,81 = 0,81 \text{ } \frac{м}{с^2}.$$

Обратное ускорение:

$$\frac{1}{j_{a1}} = \frac{1}{1,49} = 0,67 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a2}} = \frac{1}{1,5} = 0,66 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a3}} = \frac{1}{1,5} = 0,66 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a4}} = \frac{1}{1,33} = 0,75 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a5}} = \frac{1}{0,98} = 1,02 \text{ } \frac{с^2}{м};$$

$$\frac{1}{j_{a6}} = \frac{1}{0,81} = 1,23 \text{ } \frac{с^2}{м}.$$

Таблица 4 – Тяговый баланс автомобиля на III передаче

ω_e		83,73	198,86	314	429,13	544,26	598,6
Ne		11,19	28,98	46,22	59,24	64,4	62,6
Me		133,64	145,73	147,19	138,04	118,32	104,57
1-я передача, $U_{кIII}=1,58$; $\delta_j=1,17$	V, м/с	3,44	8,18	12,92	17,66	22,39	24,63
	F _к , Н	2955	3222	3254	3052	2616	2312
	F _в , Н	9,27	52,45	130,87	244,51	393,02	475,6
	$F_{\psi_v} + F_{\epsilon}$,	173,57	221,65	308,27	425,21	590,12	689,2
	D,	0,17	0,19	0,19	0,17	0,13	0,11
	ja	1,49	1,5	1,5	1,33	0,98	0,81
	1/ja	0,67	0,66	0,66	0,75	1,02	1,23
	ψ_v	0,01	0,0103	0,0108	0,011	0,012	0,013

2.6.4 IV передача

Рассчитаем тяговый баланс автомобиля на IV передаче выбрав 6 значений в диапазоне $\omega_{\min} \dots \omega_{\max}$. Полученные данные сведем в таблицу 5.

Скорость автомобиля находим по формуле (17):

$$V_1 = \frac{83,73 \cdot 0,277}{1 \cdot 4,26} = 5,44 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{198,86 \cdot 0,277}{1 \cdot 4,26} = 12,93 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{314 \cdot 0,277}{1 \cdot 4,26} = 20,41 \text{ м/с};$$

$$V_4 = \frac{429,13 \cdot 0,277}{1 \cdot 4,26} = 27,9 \text{ м/с};$$

$$V_5 = \frac{544,26 \cdot 0,277}{1 \cdot 4,26} = 35,38 \text{ м/с};$$

$$V_6 = \frac{598,6 \cdot 0,277}{1 \cdot 4,26} = 38,92 \text{ м/с}.$$

Коэффициент учета вращающихся масс находим по формуле (18):

$$\delta_I = 1,05 + 0,05 \cdot 1^2 = 1,1.$$

Силу тяги автомобиля находим по формуле (19):

$$F_{\kappa 1} = \frac{133,64 \cdot 1 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 1870 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 2} = \frac{145,73 \cdot 1 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 2039 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 3} = \frac{147,19 \cdot 1 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 2059 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 4} = \frac{138,04 \cdot 1 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 1931 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 5} = \frac{118,32 \cdot 1 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 1655 \text{ H};$$

$$F_{\kappa 6} = \frac{104,57 \cdot 1 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 1463 \text{ H}.$$

Силу сопротивления воздуха находим по формуле (20):

$$F_{\epsilon 1} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 5,44^2 = 23,2 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 2} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 12,93^2 = 131 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 3} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 20,41^2 = 326,5 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 4} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 27,9^2 = 610 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 5} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 35,38^2 = 981 \text{ H};$$

$$F_{\epsilon 6} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 38,92^2 = 1187 \text{ H}.$$

Коэффициент сопротивления дороги находим по формуле (21):

$$\psi_{v1} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 5,44^2) = 0,0101;$$

$$\psi_{v2} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 12,93^2) = 0,0108;$$

$$\psi_{v3} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 20,41^2) = 0,012;$$

$$\psi_{v4} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 27,9^2) = 0,013;$$

$$\psi_{v5} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 35,38^2) = 0,016;$$

$$\psi_{v6} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 38,92^2) = 0,017.$$

Силу сцепления колес с дорогой находим по формуле (22):

$$F_{\psi v1} = 16431,75 \cdot 0,0101 = 165,9 \text{ H};$$

$$F_{\psi v2} = 16431,75 \cdot 0,0108 = 177,4 \text{ H};$$

$$F_{\nu 3} = 16431,75 \cdot 0,012 = 197,1 \text{ H};$$

$$F_{\nu 4} = 16431,75 \cdot 0,013 = 213,6 \text{ H};$$

$$F_{\nu 5} = 16431,75 \cdot 0,016 = 262,9 \text{ H};$$

$$F_{\nu 6} = 16431,75 \cdot 0,017 = 279,3 \text{ H};$$

Динамический фактор находим по формуле (23):

$$D_1 = \frac{1870 - 23,2}{16431,75} 9,27 = 0,11;$$

$$D_2 = \frac{2039 - 131}{16431,75} = 0,11;$$

$$D_3 = \frac{2059 - 326,5}{16431,75} = 0,1;$$

$$D_4 = \frac{1931 - 610}{16431,75} = 0,08;$$

$$D_5 = \frac{1655 - 981}{16431,75} = 0,04;$$

$$D_6 = \frac{1463 - 1187}{16431,75} = 0,017;$$

Ускорение автомобиля находим по формуле (24):

$$j_{a1} = \frac{0,11 - 0,0101}{1,1} \cdot 9,81 = 0,89 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a2} = \frac{0,11 - 0,0108}{1,1} \cdot 9,81 = 0,89 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a3} = \frac{0,1 - 0,012}{1,1} \cdot 9,81 = 0,78 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a4} = \frac{0,08 - 0,013}{1,1} \cdot 9,81 = 0,59 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a5} = \frac{0,04 - 0,016}{1,1} \cdot 9,81 = 0,21 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a6} = \frac{0,017 - 0,017}{1,1} \cdot 9,81 = 0 \text{ м/с}^2.$$

Обратное ускорение:

$$\frac{1}{j_{a1}} = \frac{1}{0,89} = 1,12 \text{ с}^2/\text{м};$$

$$\frac{1}{j_{a2}} = \frac{1}{0,89} = 1,12 \text{ } c^2 / m;$$

$$\frac{1}{j_{a3}} = \frac{1}{0,78} = 1,28 \text{ } c^2 / m;$$

$$\frac{1}{j_{a4}} = \frac{1}{0,59} = 1,69 \text{ } c^2 / m;$$

$$\frac{1}{j_{a5}} = \frac{1}{0,21} = 4,76 \text{ } c^2 / m;$$

$$\frac{1}{j_{a6}} = \frac{1}{0} = 0 \text{ } c^2 / m.$$

Таблица 5 - Тяговый баланс автомобиля на IV передаче

ω_e		83,73	198,86	314	429,13	544,26	598,6
N_e		11,19	28,98	46,22	59,24	64,4	62,6
M_e		133,64	145,73	147,19	138,04	118,32	104,57
1-я передача, $U_{кП}=4,0$; $\delta_j=1,36$	$V, \text{ м/с}$	5,44	12,93	20,41	27,9	35,38	38,92
	$F_k, \text{ Н}$	1870	2039	2059	1931	1655	1463
	$F_b, \text{ Н}$	23,2	131	326,5	610	981	1187
	$F_{\psi_v} + F_e,$	189,1	308,4	523,6	823,6	1243,9	1466,3
	$D,$	0,11	0,11	0,1	0,08	0,04	0,017
	j_a	0,89	0,89	0,78	0,59	0,21	0
	$1/j_a$	1,12	1,12	1,28	1,69	4,76	0
	ψ_v	0,0101	0,0108	0,012	0,013	0,016	0,017

2.6.5 V передача

Рассчитаем тяговый баланс автомобиля на V передаче выбрав 6 значений в диапазоне $\omega_{\min} \dots \omega_{\max}$. Полученные данные сведем в таблицу 6.

Скорость автомобиля находим по формуле (17):

$$V_1 = \frac{83,73 \cdot 0,277}{0,8 \cdot 4,26} = 6,08 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{198,86 \cdot 0,277}{0,8 \cdot 4,26} = 16,16 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{314 \cdot 0,277}{0,8 \cdot 4,26} = 25,52 \text{ м/с};$$

$$V_4 = \frac{429,13 \cdot 0,277}{0,8 \cdot 4,26} = 34,87 \text{ м/с};$$

Коэффициент учета вращающихся масс находим по формуле (18):

$$\delta_I = 1,05 + 0,05 \cdot 0,8^2 = 1,08.$$

Силу тяги автомобиля находим по формуле (2.19):

$$F_{\kappa 1} = \frac{133,64 \cdot 0,8 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 1496 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 2} = \frac{145,73 \cdot 0,8 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 1631 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 3} = \frac{147,19 \cdot 0,8 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 1647 \text{ Н};$$

$$F_{\kappa 4} = \frac{138,04 \cdot 0,8 \cdot 4,26 \cdot 0,91}{0,277} = 1545 \text{ Н};$$

Силу сопротивления воздуха находим по формуле (20):

$$F_{\epsilon 1} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 6,08^2 = 29 \text{ Н};$$

$$F_{\epsilon 2} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 16,16^2 = 204 \text{ Н};$$

$$F_{\epsilon 3} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 25,52^2 = 510 \text{ Н};$$

$$F_{\epsilon 4} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 34,87^2 = 953 \text{ Н};$$

Коэффициент сопротивления дороги находим по формуле (21):

$$\psi_{v1} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 6,08^2) = 0,0102;$$

$$\psi_{v2} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 16,16^2) = 0,011;$$

$$\psi_{v3} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 25,52^2) = 0,013;$$

$$\psi_{v4} = 0,01 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot 34,87^2) = 0,016;$$

Силу сцепления колес с дорогой находим по формуле (22):

$$F_{\nu 1} = 16431,75 \cdot 0,0102 = 167,6 \text{ H};$$

$$F_{\nu 2} = 16431,75 \cdot 0,011 = 180,7 \text{ H};$$

$$F_{\nu 3} = 16431,75 \cdot 0,013 = 213,6 \text{ H};$$

$$F_{\nu 4} = 16431,75 \cdot 0,016 = 262,9 \text{ H};$$

Динамический фактор находим по формуле (2.23):

$$D_1 = \frac{1496 - 29}{16431,75} = 0,089;$$

$$D_2 = \frac{1631 - 204}{16431,75} = 0,086;$$

$$D_3 = \frac{1647 - 510}{16431,75} = 0,069;$$

$$D_4 = \frac{1545 - 953}{16431,75} = 0,036;$$

Ускорение автомобиля находим по формуле (2.24):

$$j_{a1} = \frac{0,089 - 0,0102}{1,08} \cdot 9,81 = 0,71 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a2} = \frac{0,086 - 0,011}{1,08} \cdot 9,81 = 0,68 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a3} = \frac{0,069 - 0,013}{1,08} \cdot 9,81 = 0,5 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{a4} = \frac{0,036 - 0,016}{1,08} \cdot 9,81 = 0,18 \text{ м/с}^2;$$

Обратное ускорение:

$$\frac{1}{j_{a1}} = \frac{1}{0,71} = 1,4 \text{ с}^2/\text{м};$$

$$\frac{1}{j_{a2}} = \frac{1}{0,68} = 1,47 \text{ с}^2/\text{м};$$

$$\frac{1}{j_{a3}} = \frac{1}{0,5} = 2 \text{ с}^2/\text{м};$$

$$\frac{1}{j_{a4}} = \frac{1}{0,18} = 5,55 \text{ с}^2/\text{м};$$

Таблица 6 - Тяговый баланс автомобиля на V передаче

ω_e		83,73	198,86	314	429,13	544,26	598,6
N_e		11,19	28,98	46,22	59,24	64,4	62,6
M_e		133,64	145,73	147,19	138,04	118,32	104,57
1-я передача, $U_{kv}=0,8$; $\delta_j=1,08$	$V, \text{ м/с}$	6,08	16,16	25,52	34,87	-	-
	$F_k, \text{ Н}$	1496	1631	1647	1545	-	-
	$F_b, \text{ Н}$	29	204	510	953	-	-
	$F_{\psi_v} + F_e,$	196,6	384,7	723,6	1215,9	-	-
	$D,$	0,089	0,086	0,069	0,036	-	-
	j_a	0,71	0,68	0,5	0,18	-	-
	$1/j_a$	1,4	1,47	2	5,55	-	-
	ψ_v	0,0102	0,011	0,013	0,016	-	-

2.7 Время и путь разгона автомобиля

Время и путь разгона определяют графоаналитическим способом. При расчете используем значения из высшей IV передачи. Полученные данные занесем в таблицу 7.

Время разгона автомобиля:

$$t_p = \left(\frac{1}{j_{cp}} \right) \cdot \Delta V, \quad (24)$$

где j_{cp} - среднее значение ускорения автомобиля между двумя участками IV передачи;

ΔV - разница скорости между двумя участками IV передачи;

$$t_{p1} = \left(\frac{1}{j_{a1}} + \frac{1}{j_{a2}} \right) \cdot 0,5 \cdot (V_1 - V_{\min}) = (0,42 + 0,38) \cdot 0,5 \cdot (5,1 - 1,36) = 1,496 \text{ с};$$

$$t_{p2} = \left(\frac{1}{j_{a2}} + \frac{1}{j_{a3}} \right) \cdot 0,5 \cdot (V_2 - V_1) = (0,38 + 0,46) \cdot 0,5 \cdot (8,13 - 5,1) = 1,272 \text{ с};$$

$$t_{p3} = \left(\frac{1}{j_{a3}} + \frac{1}{j_{a4}} \right) \cdot 0,5 \cdot (V_3 - V_2) = (0,46 + 0,69) \cdot 0,5 \cdot (15,5 - 8,13) = 4,23 \text{ с};$$

$$t_{p4} = \left(\frac{1}{j_{a4}} + \frac{1}{j_{a5}} \right) \cdot 0,5 \cdot (V_4 - V_3) = (0,69 + 1,23) \cdot 0,5 \cdot (24,63 - 15,5) = 8,764 \text{ с};$$

$$t_{p5} = \left(\frac{1}{j_{a5}} + \frac{1}{j_{a6}} \right) \cdot 0,5 \cdot (V_5 - V_4) = (1,23 + 3,2) \cdot 0,5 \cdot (32 - 24,63) = 16,324 \text{ с};$$

$$t_{p6} = \left(\frac{1}{j_{a6}} + \frac{1}{j_{a7}} \right) \cdot 0,5 \cdot (V_6 - V_5) = (3,2 + 4,76) \cdot 0,5 \cdot (35,38 - 32) = 13,452 \text{ с};$$

Время разгона от скорости $V_{\min}$:

$$t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k, \quad (25)$$

до скорости V_1 : $t'_{p1} = 1,496 \text{ с};$

до скорости V_2 : $t'_{p2} = t'_{p1} + t_{p2} = 1,496 + 1,272 = 2,768 \text{ с};$

до скорости V_3 : $t'_{p3} = t'_{p2} + t_{p3} = 2,768 + 4,23 = 6,998 \text{ с};$

до скорости V_4 : $t'_{p4} = t'_{p3} + t_{p4} = 6,998 + 8,764 = 15,762 \text{ с};$

до скорости V_5 : $t'_{p5} = t'_{p4} + t_{p5} = 15,762 + 16,324 = 32,086 \text{ с};$

до скорости V_6 : $t'_{p6} = t'_{p5} + t_{p6} = 32,086 + 13,452 = 45,538 \text{ с};$

Путь разгона автомобиля:

$$S_p = V_{cp} \cdot t_p, \quad (26)$$

где V_{cp} - средняя скорость между двумя участками IV передачи;

t_p - разница времени разгона автомобиля между двумя участками IV передачи;

$$S_{p1} = \frac{V_{\min} + V_1}{2} \cdot t_{p1} = \frac{1,36 + 5,1}{2} \cdot 1,496 = 4,832 \text{ м};$$

$$S_{p2} = \frac{V_1 + V_2}{2} \cdot (t_{p2} - t_{p1}) = \frac{5,1 + 8,13}{2} \cdot (2,768 - 1,496) = 8,414 \text{ м};$$

$$S_{p3} = \frac{V_2 + V_3}{2} \cdot (t_{p3} - t_{p2}) = \frac{8,13 + 15,5}{2} \cdot (6,998 - 2,768) = 49,977 \text{ м};$$

$$S_{p4} = \frac{V_3 + V_4}{2} \cdot (t_{p4} - t_{p3}) = \frac{15,5 + 24,63}{2} \cdot (15,762 - 6,998) = 175,849 \text{ м};$$

$$S_{p5} = \frac{V_4 + V_5}{2} \cdot (t_{p5} - t_{p4}) = \frac{24,63 + 32}{2} \cdot (32,086 - 15,762) = 462,214 \text{ м};$$

$$S_{p6} = \frac{V_5 + V_6}{2} \cdot (t_{p6} - t_{p5}) = \frac{32 + 35,38}{2} \cdot (45,538 - 32,086) = 453,197 \text{ м};$$

Путь разгона от скорости $V_{\min}$:

$$S_n = \sum_{k=1}^n \Delta S_k, \quad (27)$$

до скорости V_1 : $S'_{p1} = 4,832 \text{ м};$

до скорости V_2 : $S'_{p2} = S'_{p1} + S_{p2} = 4,832 + 8,414 = 13,246 \text{ м};$

до скорости V_3 : $S'_{p3} = S'_{p2} + S_{p3} = 13,246 + 49,977 = 63,223 \text{ м};$

до скорости V_4 : $S'_{p4} = S'_{p3} + S_{p4} = 63,223 + 175,849 = 239,072 \text{ м};$

до скорости V_5 : $S'_{p5} = S'_{p4} + S_{p5} = 239,072 + 462,214 = 701,286 \text{ м};$

до скорости V_6 : $S'_{p6} = S'_{p5} + S_{p6} = 701,286 + 453,197 = 1154,483 \text{ м};$

Таблица 7 - Время и путь разгона автомобиля

$V_a, \text{ м/с}$	$V_{\min}$	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6
$V_a, \text{ м/с}$	1,36	5,1	8,13	15,5	24,63	32	35,38
$\frac{1}{j_a}, \text{ с}^2/\text{м}$	0,42	0,38	0,46	0,69	1,23	3,2	4,76
$t_p, \text{ с}$	0	1,496	2,768	6,998	15,762	32,086	45,538
$S_p, \text{ м}$	0	4,832	13,246	63,223	239,072	701,286	1184,483

2.8 Мощностной баланс автомобиля

Тяговая мощность автомобиля:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{TP}, \quad (28)$$

где N_e - эффективная мощность двигателя;

η_{TP} - КПД трансмиссии;

$$N_{T1} = 11,19 \cdot 0,91 = 10,18 \text{ кВт};$$

$$N_{T2} = 28,98 \cdot 0,91 = 26,37 \text{ кВт};$$

$$N_{T3} = 46,22 \cdot 0,91 = 42,06 \text{ кВт};$$

$$N_{T4} = 59,24 \cdot 0,91 = 53,9 \text{ кВт};$$

$$N_{T5} = 64,4 \cdot 0,91 = 58,6 \text{ кВт};$$

$$N_{T6} = 62,6 \cdot 0,91 = 56,96 \text{ кВт};$$

Используемая мощность двигателя на IV передаче:

$$N = \frac{(F_{\psi\nu} + F_{\epsilon}) \cdot V_a}{\eta_{TP}}, \quad (29)$$

где $F_{\psi\nu}$ - сила сцепления колес с дорогой;

F_{ϵ} - сила сопротивления воздуха;

V_a - текущая скорость автомобиля;

η_{TP} - КПД трансмиссии;

$$N_1 = \frac{(165,9 + 23,2) \cdot 5,44}{0,91} = 1,13 \text{ кВт};$$

$$N_2 = \frac{(177,4 + 131) \cdot 12,93}{0,91} = 4,38 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{(197,1 + 326,5) \cdot 20,41}{0,91} = 11,81 \text{ кВт};$$

$$N_4 = \frac{(213,6 + 610) \cdot 27,9}{0,91} = 25,25 \text{ кВт};$$

$$N_5 = \frac{(262,9 + 981) \cdot 35,38}{0,91} = 48,36 \text{ кВт};$$

$$N_6 = \frac{(279,3 + 1187) \cdot 38,92}{0,91} = 62,71 \text{ кВт};$$

2.9 Топливо-экономическая характеристика транспортного средства

Путевой расход топлива при пробеге автомобиля 100 км (л):

$$Q_S = \frac{K_\omega \cdot K_n \cdot g_e^{\min} \cdot 1,1 \cdot (F_{\psi} + F_{\epsilon})}{36000 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \quad (30)$$

где K_ω и K_n - коэффициенты, учитывающие соответственно изменения величины g_e в зависимости от угловой скорости и мощности двигателя;

$g_e^{\min}$ - минимальный удельный эффективный расход топлива

$$g_e^{\min} = 300 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

ρ_T - плотность топлива, $\rho_T = 0,72 \frac{\text{кг}}{\text{л}};$

Рассчитаем значение коэффициента K_ω :

$$E_1 = \frac{\omega_{e1}}{\omega_N} = \frac{83,73}{544,26} = 0,153 \Rightarrow K_{\omega 1} = 1,13;$$

$$E_2 = \frac{\omega_{e2}}{\omega_N} = \frac{198,86}{544,26} = 0,365 \Rightarrow K_{\omega 2} = 1,02;$$

$$E_3 = \frac{\omega_{e3}}{\omega_N} = \frac{314}{544,26} = 0,576 \Rightarrow K_{\omega 3} = 0,98;$$

$$E_4 = \frac{\omega_{e4}}{\omega_N} = \frac{429,13}{544,26} = 0,788 \Rightarrow K_{\omega 4} = 0,96;$$

$$E_5 = \frac{\omega_{e5}}{\omega_N} = \frac{544,26}{544,26} = 1 \Rightarrow K_{\omega 5} = 1,01;$$

$$E_6 = \frac{\omega_{e6}}{\omega_N} = \frac{598,6}{544,26} = 1,099 \Rightarrow K_{\omega 6} = 1,07;$$

Через степень использования мощности двигателя найдем коэффициент K_H :

$$H = \frac{F_{\psi\nu} + F_{\varepsilon}}{F_K}, \quad (31)$$

$$H_1 = \frac{165,9 + 23,2}{1870} = 0,101 \Rightarrow K_{H1} = 2,5;$$

$$H_2 = \frac{177,4 + 131}{2039} = 0,151 \Rightarrow K_{H2} = 2,15;$$

$$H_3 = \frac{197,1 + 326,5}{2059} = 0,254 \Rightarrow K_{H3} = 1,7;$$

$$H_4 = \frac{213,6 + 610}{1931} = 0,426 \Rightarrow K_{H4} = 1,3;$$

$$H_5 = \frac{262,9 + 981}{1655} = 0,751 \Rightarrow K_{H5} = 0,9;$$

$$H_6 = \frac{279,3 + 1187}{1463} = 1,002 \Rightarrow K_{H6} = 1,01;$$

Находим путевой расход топлива:

$$Q_{S1} = \frac{1,13 \cdot 2,5 \cdot 300 \cdot 1,1 \cdot (165,9 + 23,2)}{36000 \cdot 0,72 \cdot 0,91} = 7,47 \text{ л/100км};$$

$$Q_{S2} = \frac{1,02 \cdot 2,15 \cdot 300 \cdot 1,1 \cdot (177,4 + 131)}{36000 \cdot 0,72 \cdot 0,91} = 9,46 \text{ л/100км};$$

$$Q_{S3} = \frac{0,98 \cdot 1,7 \cdot 300 \cdot 1,1 \cdot (197,1 + 326,5)}{36000 \cdot 0,72 \cdot 0,91} = 12,27 \text{ л/100км};$$

$$Q_{S4} = \frac{0,96 \cdot 1,3 \cdot 300 \cdot 1,1 \cdot (213,6 + 610)}{36000 \cdot 0,72 \cdot 0,91} = 14,38 \text{ л/100км};$$

$$Q_{S5} = \frac{1,01 \cdot 0,9 \cdot 300 \cdot 1,1 \cdot (262,9 + 981)}{36000 \cdot 0,72 \cdot 0,91} = 15,81 \text{ л/100км};$$

$$Q_{S6} = \frac{1,07 \cdot 1,01 \cdot 300 \cdot 1,1 \cdot (279,3 + 1187)}{36000 \cdot 0,72 \cdot 0,91} = 22,16 \text{ л/100км};$$

3 Конструкторский раздел. Расчет разрабатываемой коробки передач

3.1 Исходные данные

В качестве исходных данных принимаем расчетные значения, полученные тяговым расчетом. основными характеристиками проектируемой коробки передач будут являться мощность и крутящий момент двигателя, а также передаточные числа коробки передач. Принимаем в качестве исходных данных для расчета следующие значения:

- Максимальный крутящий момент двигателя

$$M_{e\max} = 147,19 \text{ Н} \cdot \text{м}; .$$

- Угловая скорость при максимальном крутящем моменте

$$\omega_V = 314 \text{ с}^{-1}; .$$

- Максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя

$$\omega_V^{\max} = 598,6 \text{ с}^{-1}; .$$

- Передаточные числа коробки передач:

$$U_K^1 = 3,67;$$

$$U_K^2 = 2,10;$$

$$U_K^3 = 1,36;$$

$$U_K^4 = 1,0;$$

$$U_K^5 = 0,82;$$

$$U_K^{3..x.} = 3,53;$$

3.2 Определение межосевого расстояния между шестернями коробки

$$a_{\omega} = k_a \sqrt[3]{M_e^{\max} U_1}, \quad (32)$$

где k_a – имперический коэффициент, $k_a = [8,9...9,3]$;

$M_e^{\max}$ – максимальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя;

$$M_e^{\max} = 147,19 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

U_1 – передаточное отношение первой передачи, $U_1 = 3,67$;

$$a_w = 8,9 \sqrt[3]{147,19 \cdot 3,67} = 74,59 \text{ мм};$$

Принимаем межосевое расстояние автомобиля-аналога: $a_w = 68 \text{ мм}$;

3.3 Определение рабочей ширины зубчатых венцов

$$b_w = (0,19...0,23) \cdot a_w, \quad (33)$$

где a_w - межосевое расстояние автомобиля аналога;

$$b_w^{nn6} = 0,23 \cdot 68 = 16 \text{ мм};$$

$$b_w^1 = 0,228 \cdot 68 = 16 \text{ мм};$$

$$b_w^2 = 0,22 \cdot 68 = 16 \text{ мм};$$

$$b_w^3 = 0,45 \cdot 68 = 15 \text{ мм};$$

$$b_w^4 = \text{--- мм};$$

$$b_w^5 = 0,45 \cdot 68 = 16 \text{ мм};$$

$$b_w^{3..x} = 0,19 \cdot 68 = 12 \text{ мм}.$$

3.4 Определение нормального модуля зубчатых колес

В соответствии с рядами модулей зацепления зубчатых колес косоугольного зацепления:

$$m_n = [2...2,75]; \quad (34)$$

Принимаем $m_n = 2,5$;

3.5 Определение угла наклона линии зубьев

$$\beta = \arcsin\left(\frac{\pi \cdot m_n}{b_w}\right), \quad (35)$$

где m_n - нормальный модуль зубчатых колес;

b_w - рабочая ширина зубчатых венцов;

$$\beta_{nn6} = \arcsin\left(\frac{3,14 \cdot 2,5}{16}\right) = 29^\circ;$$

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{3,14 \cdot 2,5}{16}\right) = 29^\circ;$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{3,14 \cdot 2,5}{16}\right) = 29^\circ;$$

$$\beta_3 = \arcsin\left(\frac{3,14 \cdot 2,5}{15}\right) = 31^\circ;$$

$$\beta_4 = --;$$

$$\beta_5 = \arcsin\left(\frac{3,14 \cdot 2,5}{16}\right) = 29^\circ.$$

$$\beta_{3.x.} = 0^\circ.$$

Принимаем углы наклона зубьев шестерен автомобиля аналога:

$$\beta_{nn6} = 31^\circ;$$

$$\beta_1 = 27^\circ;$$

$$\beta_2 = 29^\circ;$$

$$\beta_3 = 31^\circ;$$

$$\beta_4 = --;$$

$$\beta_5 = 28^\circ;$$

$$\beta_{3.x.} = 0^\circ.$$

3.6 Определение окружного модуля зубчатой передач

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (36)$$

где m_n - нормальный модуль зубчатых колес;

$\cos \beta$ - угол наклона линии зубьев;

$$m_t^{nn6} = \frac{2,5}{\cos 31^\circ} = 2,92;$$

$$m_t^1 = \frac{2,5}{\cos 27^\circ} = 2,81;$$

$$m_t^2 = \frac{2,5}{\cos 29^\circ} = 2,86;$$

$$m_t^3 = \frac{2,5}{\cos 31^\circ} = 2,92;$$

$$m_t^4 = --;$$

$$m_t^5 = \frac{2,5}{\cos 28^\circ} = 2,83;$$

$$m_t^{3.x.} = \frac{2,5}{\cos 0^\circ} = 2,5.$$

3.7 Определение числа зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n}, \quad (37)$$

где m_n - нормальный модуль зубчатых колес;

$\cos \beta$ - угол наклона линии зубьев;

a_w - межосевое расстояние автомобиля аналога;

$$z_{\Sigma_{me}} = \frac{2 \cdot 68 \cdot \cos 31^\circ}{2,5} = 46;$$

$$z_{\Sigma^1} = \frac{2 \cdot 68 \cdot \cos 27^\circ}{2,5} = 48;$$

$$z_{\Sigma^2} = \frac{2 \cdot 68 \cdot \cos 29^\circ}{2,5} = 47;$$

$$z_{\Sigma^3} = \frac{2 \cdot 68 \cdot \cos 31^\circ}{2,5} = 45;$$

$$z_{\Sigma^5} = \frac{2 \cdot 68 \cdot \cos 28^\circ}{2,5} = 48;$$

$$z_{\Sigma^{3.x.}} = \frac{2 \cdot 68 \cdot \cos 0^\circ}{2,5} = 54.$$

Передаточные числа передач:

$$U_i = U_n \cdot U_{pi}, \quad (38)$$

где U_i – передаточное число пары привода промежуточного вала (первая пара);

U_{pi} – передаточное число второй пары соответствующей передачи.

Согласно данным $z_{\text{вн}} = 15 \dots 17$; принимаем $z_{\text{вн}} = 17$;

$$z_{\text{вн}1} = z_{\Sigma} - z_{\text{вн}} = 46 - 17 = 29;$$

$$U_n = \frac{z_{\text{вн}1}}{z_{\text{вн}1}} = \frac{29}{17} = 1,7;$$

$$U_{p1} = \frac{U_1}{U_n} = \frac{3,67}{1,7} = 2,16;$$

$$U_{p2} = \frac{2,37}{1,7} = 1,39;$$

$$U_{p3} = \frac{1,54}{1,7} = 0,91;$$

$$U_{p4} = 1;$$

$$U_{p5} = \frac{0,82}{1,7} = 0,48;$$

$$U_{p \text{ з.х.}} = \frac{3,53}{1,7} = 2,07;$$

Число зубьев колеса и шестерни:

$$z_{\text{вн}} = \frac{z_{\Sigma}}{1 + U_p}, \quad (39)$$

$$z_1^{\text{вн}} = \frac{46}{3,16} = 15 \Rightarrow z_{\text{вн}}^1 = 48 - 15 = 33;$$

$$z_2^{\text{вн}} = \frac{47}{2,39} = 20 \Rightarrow z_{\text{вн}}^2 = 47 - 20 = 27;$$

$$z_3^{\text{вн}} = \frac{45}{1,91} = 24 \Rightarrow z_{\text{вн}}^3 = 45 - 24 = 21;$$

$$z_4^{\text{вн}} = \dots;$$

$$z_5^{\text{вн}} = \frac{48}{1,48} = 32 \Rightarrow z_{\text{вн}}^5 = 48 - 32 = 16;$$

$$z_{\text{з.х.}}^{\text{вн}} = \frac{54}{3,07} = 17 \Rightarrow z_{\text{з.х.}}^{\text{вн}} = 54 - 17 = 37.$$

3.8 Определение диаметров шестерни и колеса

Определение делительного диаметра:

$$d = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z, \quad (40)$$

$$d_{nn6}^{вц} = \frac{2,5 \cdot 17}{0,857} = 53,97 \text{ мм};$$

$$d_{nn6}^{см} = \frac{2,5 \cdot 29}{0,857} = 79,93 \text{ мм};$$

$$d_1^{вц} = \frac{2,5 \cdot 15}{0,891} = 40,9 \text{ мм};$$

$$d_1^{см} = \frac{2,5 \cdot 33}{0,891} = 93 \text{ мм};$$

$$d_2^{вц} = \frac{2,5 \cdot 20}{0,875} = 56,66 \text{ мм};$$

$$d_2^{см} = \frac{2,5 \cdot 27}{0,875} = 77,24 \text{ мм};$$

$$d_3^{вц} = \frac{2,5 \cdot 24}{0,857} = 70,49 \text{ мм};$$

$$d_3^{см} = \frac{2,5 \cdot 21}{0,857} = 63,41 \text{ мм};$$

$$d_5^{вц} = \frac{2,5 \cdot 32}{0,883} = 86,34 \text{ мм};$$

$$d_5^{см} = \frac{2,5 \cdot 16}{0,883} = 47,56 \text{ мм};$$

$$d_{3.х.}^{вц} = \frac{2,5 \cdot 17}{0,891} = 40,4 \text{ мм};$$

$$d_{3.х.}^{см} = \frac{2,5 \cdot 37}{0,891} = 93,5 \text{ мм}.$$

Определение диаметра впадины ведущей и ведомой шестерни передач:

$$d_f^{вцППВ} = d_{вц} - 2,5 \cdot m = 53,97 - 2,5 \cdot 2,5 = 47,72 \text{ мм};$$

$$d_f^{смППВ} = d_{см} - 2,5 \cdot m = 79,93 - 2,5 \cdot 2,5 = 73,68 \text{ мм};$$

$$d_f^{вц1} = d_{вц} - 2,5 \cdot m = 40,9 - 2,5 \cdot 2,5 = 34,65 \text{ мм};$$

$$d_f^{см1} = d_{см} - 2,5 \cdot m = 93 - 2,5 \cdot 2,5 = 86,75 \text{ мм};$$

$$d_f^{вц2} = d_{вц} - 2,5 \cdot m = 56,66 - 2,5 \cdot 2,5 = 50,41 \text{ мм};$$

$$d_f^{см2} = d_{см} - 2,5 \cdot m = 77,24 - 2,5 \cdot 2,5 = 70,99 \text{ мм};$$

$$d_f^{вц3} = d_{вц} - 2,5 \cdot m = 70,49 - 2,5 \cdot 2,5 = 64,24 \text{ мм};$$

$$d_f^{см3} = d_{см} - 2,5 \cdot m = 63,41 - 2,5 \cdot 2,5 = 57,16 \text{ мм};$$

$$d_f^{вц5} = d_{вц} - 2,5 \cdot m = 86,34 - 2,5 \cdot 2,5 = 80,09 \text{ мм};$$

$$d_f^{эМ5} = d_{иу}^{эМ} - 2,5 \cdot m = 47,56 - 2,5 \cdot 2,5 = 41,31 \text{ мм};$$

$$d_f^{эМ 3.X.} = d_{иу}^{эМ} - 2,5 \cdot m = 93,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 87,25 \text{ мм};$$

$$d_f^{эМ 3.X.} = d_{иу}^{эМ} - 2,5 \cdot m = 40,4 - 2,5 \cdot 2,5 = 35,4 \text{ мм}$$

Определение диаметра вершины зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$d_a^{эиуПВ} = d_{иу}^{эиу} + 2 \cdot m = 53,97 + 2 \cdot 2,5 = 58,97 \text{ мм};$$

$$d_a^{эиуПВ} = d_{иу}^{эМ} + 2 \cdot m = 79,93 + 2 \cdot 2,5 = 84,93 \text{ мм};$$

$$d_a^{эиу1} = d_{иу}^{эиу} + 2 \cdot m = 40,9 + 2 \cdot 2,5 = 45,9 \text{ мм};$$

$$d_a^{эМ1} = d_{иу}^{эМ} + 2 \cdot m = 93 + 2 \cdot 2,5 = 98 \text{ мм};$$

$$d_a^{эиу2} = d_{иу}^{эиу} + 2 \cdot m = 56,66 + 2 \cdot 2,5 = 61,66 \text{ мм};$$

$$d_a^{эМ2} = d_{иу}^{эМ} + 2 \cdot m = 77,24 + 2 \cdot 2,5 = 82,24 \text{ мм};$$

$$d_a^{эиу3} = d_{иу}^{эиу} + 2 \cdot m = 70,49 + 2 \cdot 2,5 = 75,49 \text{ мм};$$

$$d_a^{эМ3} = d_{иу}^{эМ} + 2 \cdot m = 63,41 + 2 \cdot 2,5 = 68,41 \text{ мм};$$

$$d_a^{эиу5} = d_{иу}^{эиу} + 2 \cdot m = 86,34 + 2 \cdot 2,5 = 91,34 \text{ мм};$$

$$d_a^{эМ5} = d_{иу}^{эМ} + 2 \cdot m = 47,56 + 2 \cdot 2,5 = 52,56 \text{ мм};$$

$$d_a^{эМ 3.X.} = d_{иу}^{эМ} + 2 \cdot m = 40,4 + 2 \cdot 2,5 = 45,4 \text{ мм};$$

$$d_a^{эМ 3.X.} = d_{иу}^{эМ} + 2 \cdot m = 93,5 + 2 \cdot 2,5 = 98,5 \text{ мм};$$

3.9 Расчет зубчатого зацепления I передачи

3.9.1 Проверка зубьев на контактную прочность

Расчет контактных напряжений:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_\omega} \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{эиу} \cdot (U_{к1} + 1)^3}{b_{иу}^{эиу} \cdot U_{к1}^2}}, \quad (41)$$

где $M_{эиу}$ - максимальный крутящий момент на вторичном валу (I передача)

$$M_{эиу} = M_{\max}^e \cdot U_{к1}, \quad (42)$$

$$M_{эиу} = 147,19 \cdot 3,67 = 540,18 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\sigma_H = \frac{270}{68} \sqrt{\frac{1,537 \cdot 540,18 \cdot 10^3 \cdot (3,67 + 1)^3}{16 \cdot 3,67^2}} = 1298,3 \text{ МПа};$$

Расчет допускаемых контактных напряжений:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (43)$$

где $\sigma_{H \lim b}$ - предел контактной выносливости;

K_{HL} - коэффициент долговечности, $K_{HL} = 1,8$

Z_R - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, $Z_R = 0,95$

Z_V - коэффициент, учитывающий окружную скорость зубчатых колес, $Z_V = 1$

S_H - коэффициент безопасности, $S_H = 1,2$

Материал зубчатых колес: 12Х2Н4А

Термообработка: цементация

Твердость поверхности зубьев: ведущей шестерни 60 HRC, ведомой 57 HRC.

$$\begin{aligned} \sigma_{H \lim b}^{вц} &= 23 \cdot HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа} \\ \sigma_{H \lim b}^{вм} &= 23 \cdot HRC = 23 \cdot 57 = 1311 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (44)$$

$$[\sigma_H]^{вц} = \frac{1380}{1,2} \cdot 1,8 \cdot 0,95 \cdot 1 = 1966,5 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H]^{вм} = \frac{1311}{1,2} \cdot 1,8 \cdot 0,95 \cdot 1 = 1868,175 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]^{вц} + [\sigma_H]^{вм}), \quad (45)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (1966,5 + 1868,175) = 1725,604 \text{ МПа};$$

Условие прочности: $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

$$1298,3 \text{ МПа} \leq 1725,604 \text{ МПа};$$

Условие контактной прочности выполнено.

3.9.2 Проверка зубьев на изгибную прочность

Расчет изгибных напряжений:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_F}{b_{\text{изг}} \cdot m_n}, \quad (46)$$

где F_t - окружная сила,

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{\text{max}}^e \cdot U_{k1}}{d_{\text{изг}}}, \quad (47)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 166 \cdot 10^3 \cdot 3,67}{43} = 7720,9 \text{ Н};$$

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot 7720,9 \cdot 3,74}{16 \cdot 2,5} = 866,3 \text{ МПа}$$

Расчет допускаемых изгибных напряжений:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (48)$$

где $\sigma_{F \text{ limb}}$ - предел выносливости зубьев при изгибе соответствующей базовому числу циклов напряжений, $\sigma_{F \text{ limb}} = 3100 \text{ МПа}$

S_F - коэффициент безопасности, $S_F = 1,55$

Y_S - коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений, $Y_S = 1,025$

Y_R - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба, $Y_R = 1$

$$[\sigma_F] = \frac{3100}{1,55} \cdot 1,025 \cdot 1 = 2050 \text{ МПа}$$

Условие прочности: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$

$$894,13 \text{ МПа} \leq 2050 \text{ МПа}$$

Условие контактной прочности выполнено.

3.10 Расчет сил действующих в зацеплении

На вал действуют следующие силы:

F_t - окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{\text{max}}^e \cdot U}{d_{\text{изг}}}, \quad (49)$$

F_r - радиальная сила

$$F_r = \frac{2 \cdot M_e^{\max} \cdot U \cdot \operatorname{tg} \alpha}{d_{uu}^{\text{см}} \cdot \cos \beta} = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (50)$$

F_a - осевая сила

$$F_a = \frac{2 \cdot M_e^{\max} \cdot U \cdot \operatorname{tg} \beta}{d_{uu}^{\text{см}}} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (51)$$

Привод промежуточного вала: $U = 1,0$, $\beta = 31^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{uu}^{\text{см}} = 53,97 \text{ мм}$

$$F_t = \frac{2 \cdot 147,19 \cdot 10^3 \cdot 1}{79,93} = 3683 \text{ Н};$$

$$F_r = 3683 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 31^\circ} = 1564 \text{ Н};$$

$$F_a = 3683 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ = 2213 \text{ Н};$$

I передача: $U = 3,67$, $\beta = 27^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{uu}^{\text{см}} = 93 \text{ мм}$:

$$F_t = \frac{2 \cdot 147,19 \cdot 10^3 \cdot 3,67}{93} = 11617 \text{ Н};$$

$$F_r = 11617 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 27^\circ} = 4745,5 \text{ Н};$$

$$F_a = 11617 \cdot \operatorname{tg} 27^\circ = 5919 \text{ Н};$$

II передача: $U = 2,10$, $\beta = 29^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{uu}^{\text{см}} = 77,24 \text{ мм}$:

$$F_t = \frac{2 \cdot 147,19 \cdot 10^3 \cdot 2,10}{77,24} = 8004 \text{ Н};$$

$$F_r = 9235,1 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 29^\circ} = 3843,16 \text{ Н};$$

$$F_a = 9235,1 \cdot \operatorname{tg} 29^\circ = 51119 \text{ Н};$$

III передача: $U = 1,54$, $\beta = 31^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{uu}^{\text{см}} = 63,41 \text{ мм}$:

$$F_t = \frac{2 \cdot 147,19 \cdot 10^3 \cdot 1,36}{63,41} = 6314 \text{ Н};$$

$$F_r = 6314 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 31^\circ} = 2681 \text{ Н};$$

$$F_a = 6314 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ = 3794 \text{ Н};$$

IV передача: $U = 1$, $d_{cm} = 60 \text{ мм}$:

$$F_t = \frac{2 \cdot 147,19 \cdot 10^3 \cdot 1}{60} = 4906 \text{ H};$$

V передача: $U = 0,82$, $\beta = 28^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{uu}^{6M} = 47,56 \text{ мм}$:

$$F_t = \frac{2 \cdot 147,19 \cdot 10^3 \cdot 0,82}{47,56} = 5075 \text{ H};$$

$$F_r = 5075 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 31^\circ} = 2155 \text{ H};$$

$$F_a = 5075 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ = 3049 \text{ H}.$$

3.X.: $U = 3,53$; $d_{uu}^{6M} = 93,5 \text{ мм}$:

$$F_t = \frac{2 \cdot 147,19 \cdot 10^3 \cdot 3,53}{93,5} = 11114 \text{ H};$$

$$F_r = 11114 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 31^\circ} = 4719 \text{ H};$$

$$F_a = 11114 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ = 6678 \text{ H}.$$

3.11 Определение долговечности подшипников

Определение реакций в подшипниках и построение эпюр изгибающих моментов:

Вторичный вал:

$$\sum M_x(C) = 0 \dots - R_D^y \cdot 207 + F_r \cdot 185 = 0 \Rightarrow R_D^y = \frac{F_r \cdot 185}{207} = \frac{4745,5 \cdot 185}{207} = 4241 \text{ H};$$

$$\sum M_x(D) = 0 \dots R_C^y \cdot 207 - F_r \cdot 22 = 0 \Rightarrow R_C^y = \frac{F_r \cdot 22}{207} = \frac{4745,5 \cdot 22}{207} = 504 \text{ H}.$$

$$\sum M_y(C) = 0 \dots R_D^x \cdot 207 + F_t \cdot 185 = 0 \Rightarrow R_D^x = \frac{F_t \cdot 185}{207} = \frac{11617 \cdot 185}{207} = 10382 \text{ H};$$

$$\sum M_y(D) = 0 \dots R_C^x \cdot 207 - F_t \cdot 22 = 0 \Rightarrow R_C^x = \frac{F_t \cdot 22}{207} = \frac{11617 \cdot 22}{207} = 1235 \text{ H}.$$

Первичный вал:

$$\sum M_x(D) = 0 \dots R_C^y \cdot 27 + F_r \cdot 22 = 0 \Rightarrow R_C^y = \frac{F_r \cdot 22}{27} = \frac{1564 \cdot 22}{27} = 1274 \text{ H};$$

$$R_D^y = F_r - R_C^y = 1564 - 1274 = 290 \text{ H};$$

$$\sum M_y(D) = 0 \dots F_t \cdot 22 + R_C^x \cdot 27 = 0 \Rightarrow R_C^x = \frac{F_t \cdot 22}{27} = \frac{3683 \cdot 22}{27} = 3001 \text{ H};$$

$$R_D^x = F_t - R_C^x = 3683 - 3001 = 682 \text{ H}.$$

Определение максимальных прогибов валов под нагрузкой:

Прогиб первичного вала в вертикальной плоскости:

$$f_{\epsilon} = (F_r + R_c^y) \cdot \frac{b_1^2 \cdot (a_1 + b_1)}{3EJ_1} - F_a \cdot \frac{r_{\text{вщ}}^{\text{ППВ}} - b_1 \cdot (2a_1 + 3b_1)}{6EJ_1}, \quad (52)$$

$$f_{\epsilon} = (1564 + 1274) \cdot \frac{0,022^2 \cdot (0,053 + 0,022)}{3 \cdot 1076,8} - 2213 \cdot \frac{0,0264 - 0,022 \cdot (2 \cdot 0,053 + 3 \cdot 0,022)}{6 \cdot 1076,8} =$$

$$= 0,0426 \text{ мм} \leq 0,10 \text{ мм};$$

Прогиб вторичного вала в вертикальной плоскости:

$$f_{\epsilon} = F_r \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{3 \cdot (a + b) \cdot EJ} - F_a \cdot \frac{(a^2 - ab + b^2) \cdot r_1^{\text{вм}}}{3 \cdot (a + b) \cdot EJ}, \quad (53)$$

$$f_{\epsilon} = 4745,5 \cdot \frac{0,185^2 \cdot 0,022^2}{3 \cdot (0,185 + 0,022) \cdot 1245} - 11617 \cdot \frac{(0,185^2 - 0,185 \cdot 0,22 + 0,22^2) \cdot 0,0465}{3 \cdot (0,185 + 0,022) \cdot 1245} =$$

$$= 0,0291 \text{ мм} \leq 0,10 \text{ мм}.$$

Условие прогиба валов в вертикальной плоскости выполнено, рисунок

8.

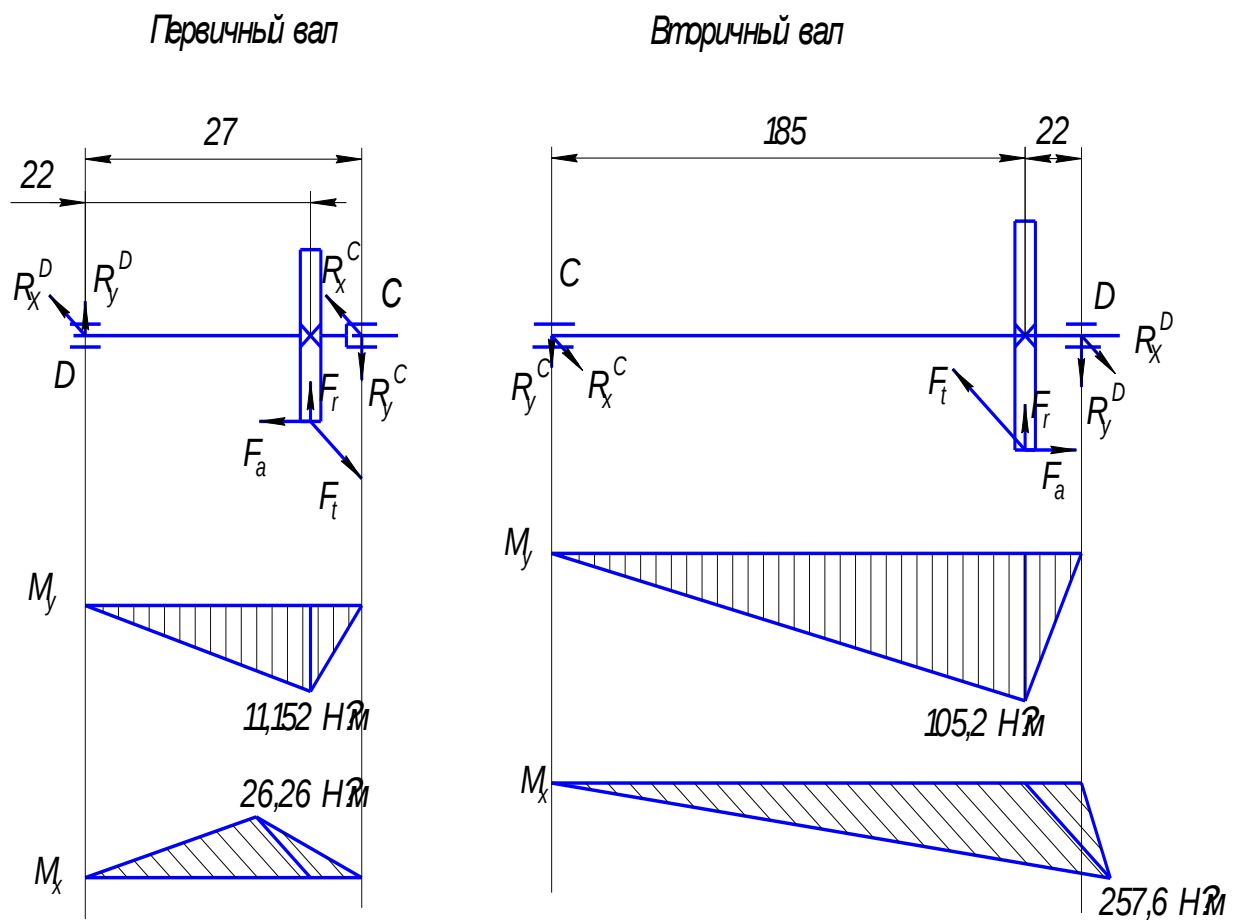


Рисунок 8 – Эпюры изгибных нагрузок на валах

Определим эквивалентную нагрузку:

$$P_{\Sigma} = (F_r^{ППВ} + F_{r1}^{эм}) \cdot K_m \cdot K_{\sigma}, \quad (54)$$

$$P_{\Sigma} = (1564 + 4745,5) \cdot 1 \cdot 1,2 = 7,57 \text{ кН};$$

По эквивалентной нагрузке и диаметру вала под подшипник выбираем подшипник средней серии: 306.

Расчетная долговечность, млн.об.:

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma}} \right)^3, \quad (55)$$

$$L = \left(\frac{21,6}{7,57} \right)^3 = 23,23 \text{ млн.об.};$$

Расчетная долговечность, ч.:

$$L_h = \frac{S}{V_{a.ср.}}, \quad (56)$$

$$L_h = \frac{150000}{19,45} = 7712 \text{ час.}$$

Результатом выполнения раздела явился комплексный расчет зубчатых передач проектируемой коробки. Результаты расчета будут использованы при конструировании зубчатых зацеплений передач на различных ступенях.

4 Охрана труда и безопасность объекта дипломного проектирования

4.1 Аспекты безопасности водителя и пассажиров для городского автомобиля

Поскольку, за счет уплотнения компоновки городского автомобиля снижается уровень безопасности водителя и пассажиров, необходимо детально проработать вопрос повышения пассивной и активной безопасности водителя и пассажиров.

4.1.1 Активная безопасность

Активная безопасность (англ. Active safety) - совокупность конструктивных качеств транспортного средства и дороги, что позволяет путем активных действий участников дорожного движения предотвратить дорожно транспортном происшествии или снизить тяжесть ее возможных последствий.

Основным назначением систем активной безопасности автомобиля является предотвращение возникновения аварийной ситуации.

«Больше всего известными и популярными системами активной безопасности являются:

- антиблокировочная система тормозов;
- антипробуксовочная система;
- электронный контроль устойчивости;
- система распределения тормозной силы;
- система экстренного торможения;
- электронная блокировка дифференциала.» [15]

Есть также вспомогательные системы активной безопасности (ассистенты), предназначенные для помощи водителю в трудных с точки зрения вождения ситуациях. К таким системам относятся:

- парктроник;

- адаптивный круиз-контроль;
- система помощи при спуске;
- электромеханическое стояночный тормоз и тому подобное.

4.1.2 Пассивная безопасность

«Пассивная безопасность (англ. Passive safety) - совокупность конструктивных особенностей транспортного средства и дорожных сооружений, обеспечивающих исключение или снижение тяжести последствий дорожно-транспортного происшествия без активных действий участников дорожного движения.

Совокупность конструктивных элементов транспортного средства, используемые для защиты пассажиров от травм при аварии, составляет систему пассивной безопасности. Система должна обеспечивать защиту не только пассажиров и конкретного автомобиля, но и других участников дорожного движения.

Основоположником современной концепции пассивной безопасности автомобиля заслуженно считается выдающийся немецкий инженер-конструктор и изобретатель Бела Барени.» [15]

В пассивную систему безопасности транспортного средства может входить:

- подушки безопасности;
- легкосминаемые или мягкие элементы передней панели;
- рулевая колонка сминается при ударе;
- травмобезопасный педальный узел - при столкновении педали отделяются от мест крепления и уменьшают риск повреждения ног водителя;
- инерционные ремни безопасности и предварительно натяжных устройства к ним;
- детские системы безопасности - крепление, кресла, ремни безопасности;

- зоны деформации - энергопоглощающие элементы передней и задней частей автомобиля, мнутся при ударе - бамперы, элементы шасси и тому подобное;

- статические и активные подголовники сидений - защищают от серьезных травм шеи пассажира при ударе автомобиля сзади;

- безопасное стекло: закаленное, которое при разрушении рассыпается на множество неострых осколков и триплексы;

- дуги безопасности, усиленные передние стойки крыши и верхняя рамка ветрового стекла в родстерах и кабриолетах

- поперечные брусья в дверях;

- аварийный выключатель аккумуляторной батареи;

- система защиты пешеходов и т.д.

Система пассивной безопасности современного автомобиля имеет электронное управление, что обеспечивает эффективное взаимодействие большинства ее компонентов. Конструктивно система управления содержит входные датчики, блок управления и исполнительные устройства.

Входные датчики воспринимают параметры, при которых возникает аварийная ситуация, и превращают их в электрические сигналы. К ним относятся датчики удара, выключатели замка ремня безопасности, датчик занятости сиденья переднего пассажира, а также датчик положения сиденья водителя и переднего пассажира и тому подобное. На каждую из сторон автомобиля устанавливается, как правило, по два датчика удара. Они обеспечивают срабатывания соответствующих подушек безопасности. В задней части датчики удара применяются при оборудовании автомобиля активными подголовниками с электрическим приводом.

Выключатель замка ремня безопасности обеспечивает подтверждение использования ремня безопасности. Датчик занятости сиденья переднего пассажира позволяет в случае аварийной ситуации и отсутствия на переднем сиденье пассажира сохранить соответствующую подушку безопасности. В зависимости от положения сиденья водителя и переднего пассажира,

воспринимается соответствующими датчиками, изменяется порядок и интенсивность применения компонентов системы.

«На основании сравнения сигналов датчиков с контрольными параметрами блок управления устанавливает наступления аварийной ситуации и активизирует необходимые исполнительные устройства элементов системы пассивной безопасности. Активизация исполнительных устройств производится в определенном сочетании в соответствии с заложенным в блок управления программного обеспечения, который на основе анализа информации, поступающей от датчиков способен распознавать фронтальный, фронтально-диагональный, боковой удары и удар сзади и активировать соответствующие элементы системы пассивной безопасности.

Исполнительными устройствами элементов системы пассивной безопасности являются пиропатроны подушек безопасности, натяжители ремней безопасности, аварийные выключатели аккумуляторной батареи, механизмы привода активных подголовников (при использовании подголовников с электрическим приводом), а также контрольная лампа, сигнализирующая о сигнализирующий о непристегнутых ремнях безопасности.» [15]

4.2 Проверка эффективности системы пассивной безопасности

Целостность каркаса автомобиля является важным компонентом пассивной безопасности автомобиля. Перед выпуском автомобиля на рынок автопроизводители осуществляют тестирование каркаса. При этом детали кузова, окружающих водителя и пассажиров должны минимально изменять свою форму, все же другие детали должны деформироваться и поглощать силу удара.

Все современные автомобили разрабатываются с учетом требований по пассивной безопасности. А уровень совершенства конструкции по пассивной

безопасности проверяется краш-тестами, которые осуществляются по разным системам и с различными исходными условиями.



Рисунок 9 - Элементы программируемой деформации кузова

Кузов должен быть и жестким, и податливым одновременно. Так, жестким делают каркас пассажирского салона, в котором находятся водитель и пассажиры - при ударе эта зона деформируется в последнюю очередь. Силовая «клетка» салона сделана из прочной стали, в дверях есть мощные брусья, не дают им сминаться. В свою очередь податливыми делают специальные зоны, за счет деформации которых, в случае дорожно-транспортного происшествия, будет тушиться скорость. Моторный отсек и багажник являются так называемыми зонами запрограммированной деформации. Таким образом автомобили начали делать сравнительно недавно.

4.3 Стандарты проведения краш-тестов

«Тестированием всех автомобилей занимается всего лишь несколько различных организаций по всему миру. Такие специализированные компании проводят различные тестирования и сертификации автомобилей и проверяют и устанавливают уровень безопасности каждого нового выпущенного на автомобильный рынок экземпляра авто, то есть проводят краш-тест автомобилей. Самыми известными компаниями, а также в свою очередь самыми профессиональными и компетентными в данном вопросе считают две компании, а именно Европейская организация, которая носит название - «Euro NCAP», а также, конечно же, Американская организация под названием «IIHS».» [15]



Рисунок 10 - Манекен для осуществления краш-теста

«Специализированная организация, которая называется - Euro NCAP, а полное название компании такое European New Car Assessment Programme,

была создана еще в девяностых годах, а точнее в 1996 году. Учредителями компании стало несколько различных организаций, которые стремились быть ответственными за безопасность на дорогах. Некоторые из данных европейских институтов объединяют не только государственные организации, но также некоторые автомобильные клубы и автомобильные салоны Европы. Автомобили, которые проходят тестирование закупаются в европейских автосалонах простыми людьми и после отправляются на прохождение краш-тестов, при этом компания, то есть производитель данного автомобиля не знает о том, что авто будет проверено и протестировано данной организацией, что уменьшает риск возможной коррупции в данном процессе. Результаты проведенных тестов становятся доступными как для автолюбителей, так и для производителей одновременно, без каких-либо преимуществ.» [15]

Американская организация под названием IIHS, полное название Insurance Institute for Highway Safety - это также абсолютно не коммерческая организация, а скорее научно-образовательная компания или организация. Самое главной и основной целью этой организации является существенное снижение смертности, также травматизма, различных других повреждений и, конечно же, материального ущерба, которые приносят аварии на дорогах всего мирового сообщества. Данная организация получает частичное финансирование от страховых компаний, которые заинтересованы в уменьшении страховых выплат, а также снижение высокого уровня смертности на дорогах. Тесты данной компании практически идентичны за исключением нескольких деталей и нюансов, которые не существенны и не дают различий в результатах проведенных тестирований европейской компанией.

«Однако, какие бы квалифицированные и высокоточные тесты не проходили автомобили поступают на краш-тесты, ни авто и не один тест не могут смоделировать все возможные ситуации, которые возможны на дороге среди других автомобилей.

Все компании занимающиеся проведения краш-тестов предупреждают, что ни один набор тестов не может повторить все возможные случаи на дорогах, поэтому некоторые компании для большего устрашения и подтверждение своих слов публикуют так называемый рейтинг смертности водителей при одних или других ситуациях. Именно такой рейтинг, лучше любой рейтинг краш тестов автомобилей показывает, автомобиль как себя ведет в той или иной ситуации, и какая ситуация может произойти.» [18]

5 Экономический раздел дипломного проекта

«Планирование себестоимости продукции осуществляется при разработке перспективных и годовых планов предприятия. Годовые планы по себестоимости продукции состоят как правило, с разбивкой по кварталам, а при необходимости - по месяцам. Планирование себестоимости продукции предприятия включает расчет затрат на производство продукции, а также расходов на работы и услуги промышленного характера. Затраты на производство планируют и учитывают по экономическим элементам и по статьям затрат.

Группировка затрат на производство по экономическим элементам дает возможность определить общую потребность предприятия в материальных ресурсах, общую сумму амортизационных отчислений основных фондов, затраты на оплату труда, отчисления на социальные нужды и другие денежные расходы, связанные с производством и реализацией продукции. Этой группировкой пользуются при составлении сметы затрат на производство.» [7]

Затраты, образующие себестоимость продукции, группируются в соответствии с их экономическим содержанием по следующим элементам:

- материальные затраты (за вычетом себестоимости возвратных отходов);
- расходы на оплату труда;
- отчисления на социальные нужды;
- амортизация основных фондов;
- прочие расходы.

Расчет материальных затрат.

Сырье и основные материалы без учета НДС и акцизов. Затраты на сырье и основные материалы. Расходы на сырье и основные материалы рассчитываются по формуле:

$$C_{\text{м}} = \left[\sum_{i=1}^n (H_{pi} \cdot C_{Mi}) \right] \cdot (1 + \eta_{mз}) \quad (57)$$

где H_{pi} – норма расхода i -того вида материалов (сырья) на изготовление изделия, кг .;

C_{Mi} – оптовая цена i -го вида материалов (сырья), грн.,

$\eta_{mз}$ – коэффициент , учитывающий затраты на транспортировку сырья;

n – количество видов материалов.

Перечень материалов, нормы их расхода и цена приведены в таблице 8.

Таблица 8 - Сырье и основные материалы

Материальные затраты	Норма затрат, кг	Цена, руб	Стоимость, руб
Отливка корпуса коробки передач (Д16Т)	14,75	30,50	481,37
Горячая штамповка зубчатых колес (Сталь 20ХГР)	22,30	40,20	959,21
Стальной круглый прокат (Сталь 40ХВГ)	7,50	40,50	325,01
Бронзовый круглый прокат (БрАЖ9-4)	0,55	182,50	107,40
Отливка крышки картера коробки (Д16Т)	0,85	30,50	27,74
ИТОГО			1900,73

При наличии реализованных отходов их величина исключается из затрат. В этом случае формула расчета затрат на сырье и основные материалы будут иметь следующий вид:

$$C_{\text{м}} = \left[\sum_{i=1}^n (H_{pi} \times C_{Mi} \sum B_{oidx} \times C_{oidx}) \right] \times (1 + \eta_{mз}), \quad (58)$$

где B_{oidx} - величина отходов i -го вида материалов (сырья):

$$B_{oidx} = H_{pi} \times B_{чист}, \quad (59)$$

где $B_{чист}$ - чистый вес i -го вида материалов (сырья):

$$B_{\text{чист}} = H_{pi} \times K_{\text{вик.}i}, \quad (60)$$

где K_i - коэффициент использования i -го вида материалов (сырья);

$C_{\text{отх}}$ - оптовая цена отходов i -го вида материалов (сырья).

Перечень реализуемых отходов приведен в таблице 9.

Таблица 9 - Реализуемые отходы производства

Отходы	Масса,	Цена, руб	Стоимость, руб
Сталь	0,85	25,50	21,68
Чугун	0,75	20,20	15,15
Бронза	0,05	150,50	7,53
ИТОГО			44,35

Общие затраты на материалы и сырье составляют:

$$C_{\text{м}} = \left[\sum_{i=1}^n (H_{pi} \cdot C_{mi} - \sum B_{\text{отх}} \cdot C_{\text{отх}}) \right] \cdot (1 + \eta) \quad (61)$$

Стоимость вспомогательных материалов. Стоимость вспомогательных материалов определяется условно в процентном отношении к стоимости основных материалов (2% -3%, 5% -10%; 15-30%). Принимаем стоимость вспомогательных материалов равной 5%, тогда:

$$C_{\text{м}} = (1900,73 - 44,35) \cdot (1 + 0,03) = 1912,07 \text{ руб}$$

Расходы на комплектующие и другие изделия. Расходы на комплектующие и другие изделия рассчитываются по формулам на единицу выпускаемого изделия:

$$C_{\text{ки}} = \left[\sum_{i=1}^n (H_{ki} \cdot C_{ki}) \right] \cdot (1 + \eta) \quad (62)$$

где: H_{ki} - норма расхода i -того вида комплектующего изделия на конкретный вид продукции;

C_{ki} - оптовая цена i -го вида комплектующего изделия;

η – коэффициент, учитывающий величину расходов по транспортировке сырья (материалов) к потребителю;

n - количество видов выпускаемых изделий; С

Перечень комплектующих на единицу изделия приведена в таблице 10.

Таблица 10 - Перечень комплектующих

Комплектующие изделия	Норма затрат, ед	Цена, руб	Стоимость, руб
Комплект крепежных элементов	1	2250,00	2407,50
Комплект прокладок	1	1320,00	1412,40
Комплект подшипников	1	8450,00	9041,50
Комплект шпонок	1	275,00	294,25
Комплект фрикционных	1	16750,00	17922,50
Блок управления	1	32500,00	34775,00
Блок клапанов	1	45000,00	48150,00
Герметик	1	200,00	214,00
ИТОГО			114217,15

Следовательно, сумма затрат на материалы и комплектующие с учетом реализуемых отходов составляет:

$$C_{\Sigma} = C_m + C_{ki} = 1912,07 + 114217,15 = 114\,408,22 \text{ руб}$$

Стоимость электроэнергии (топлива) для работы машин и оборудования рассчитывается по формуле:

$$C_{эл} = N_i * F * Ц_{эл} * K_{зо} \quad (63)$$

где N_i - установленная мощность;

F - фонд времени работы оборудования;

$Ц_{эл}$ - тариф за 1 кВт / ч;

$K_{зо}$ - коэффициент загрузки оборудования.

$$C_{эл} = 55 * 420 * 4,35 * 0,7 = 70\,339,50 \text{ руб}$$

Стоимость электроэнергии (топлива) на освещение и отопление определяется исходя из объема потребленных энергоресурсов и тарифов на них ($\approx 10\%$ от технологических расходов):

$$C_{э.осв} = Q_{эл} * Ц_{эл} \quad (64)$$

где $Q_{эл}$ – количество кВт / ч, потраченных на освещение (отопление).

$$C_{э.осв} = 240 * 4,35 = 1044,00 \text{ руб}$$

Расчет стоимости электроэнергии (топлива). Затраты на электроэнергию формируются из стоимости электроэнергии (топлива) на технологические нужды (работа машин и оборудования) и стоимости энергоресурсов на отопление и освещение:

$$C_{\Sigma\text{эл}} = C_{\text{эл}} + C_{\text{э.осв}} \quad (65)$$

$$C_{\Sigma\text{эл}} = 70\,339,50 + 1044,00 = 71\,383,50 \text{ руб}$$

«Статья, характеризующий затраты на оплату труда, входит в «Смета затрат на производство», носит название «Общий фонд заработной платы всего промышленно-производственного персонала». Данная статья учитывает как основную, так и дополнительную заработную плату всех категорий работающих на предприятии: основных и вспомогательных производственных рабочих, инженерно-технических работников (ИТР), служащих и обслуживающего персонала всех цехов, служб и отделов предприятия.» [7]

Расчет заработной платы исполнителей приводится в таблице 11.

Таблица 11 – Заработная плата исполнителей

Виды операций	Разряд работы	Труд-ть, ч/час	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб
Заготовительная	3	12	250,00	3 000,00
Гибочная	4	4	285,00	1 140,00
Сварочная	5	16	355,00	5 680,00
Токарная	5	8	355,00	2 840,00
Фрезерная	5	6	355,00	2 130,00
Шлифовальная	5	4	355,00	1 420,00
Литейная	4	10	285,00	2 850,00
Термическая	4	8	285,00	2 280,00
Сверлильная	4	4	285,00	1 140,00
Слесарная	4	8	285,00	2 280,00
Сборочная	5	8	355,00	2 840,00
Окрасочная	4	4	285,00	1 140,00

Продолжение таблицы 11

Испытательная	6	4	420,00	1 680,00
ИТОГО				26 280,00
Премияльные доплаты				5 256,00
Основная заработная плата				31 536,00

Засчитаем затраты на отчисления в фонд социального страхования:

$$\text{СОЦ} = (\text{Зо} + \text{Зпр}) * \text{Ксоц} \quad (66)$$

где Ксоц – коэффициент отчислений в фонд социального страхования,
Ксоц = 30%

$$\text{СОЦ} = (26\,280,00 + 5\,256,00) * 0,30 = 9\,460,8 \text{ руб}$$

Определим затраты на содержание и эксплуатацию оборудования:

$$\text{Зсэоб} = \text{Зо} * (\text{Ксэоб} - 1) \quad (67)$$

где Ксэоб – коэффициент понесенных затрат, связанных с содержанием и эксплуатацией оборудования, Ксэоб = 1,95

$$\text{Зсэоб} = 31\,536,00 * (2,04 - 1) = 29\,939,52 \text{ руб}$$

Произведем расчет общепроизводственных расходов:

$$\text{Робщ} = \text{Зо} * (\text{Кобщ} - 1) \quad (68)$$

где Кобщ – коэффициент общепроизводственных расходов, Кобщ = 2,46

$$\text{Робщ} = 31\,536,00 * (2,6 - 1) = 46\,060,80 \text{ руб}$$

Произведем расчет общехозяйственных расходов:

$$\text{Рохр} = \text{Зо} * (\text{Кохр} - 1) \quad (69)$$

где Кохр – коэффициент общехозяйственных расходов, Кохр = 2,37

$$\text{Рохр} = 31\,536,00 * (2,5 - 1) = 43\,182,00 \text{ руб}$$

Расчет себестоимости стенда представим в таблице 12.

Таблица 12 – Расчет себестоимости изготовления коробки передач

Статьи затрат	Обозначение	ПРОЕКТ	
		Сумма	%
Сырье и материалы	М	1 912,07	0,5%
Покупные изделия и полуфабрикаты	Пи	114 217,15	27,3%
Зарплата основная	Зо	31 536,00	7,5%
Отчисления на соцстрах	Ос	9 460,80	2,3%
Расходы на содержание оборудования	Рс.об	29 939,52	7,2%
Общепроизводственные расходы	Ропр	46 060,80	11,0%
Общехозяйственные расходы	Рохр	43 182,00	10,3%
Производственная себестоимость	Спр	397 824,53	95,2%
Внепроизводственные расходы	Рвн	19 891,23	4,8%
Полная себестоимость	Сп	417 715,75	100,0%

В результате выполнения экономического раздела дипломного проекта составлен калькуляцию основных и вспомогательных расходов на изготовление коробки передач.

Представленный расчет содержит данные изготовления коробки передач в условиях опытного производство. При серийном производстве себестоимость узла может быть занижена, в зависимости от масштаба производства.

Заключение

В ходе выполнения дипломного проекта был спроектирован узел трансмиссии легкового автомобиля повышенной проходимости «Сержант 2». Для выполнения данного расчета исходным материалом был конструктивный прототип автомобиля, рабочие параметры которого близки к исходным данным, указанным в задании.

Для автомобиля, который выступил в качестве базового прототипа, был выбран автомобиль-прототип ВАЗ-21214. Выбор обусловлен тем, что проектируемое транспортное средство построено на узлах и агрегатах именно этого автомобиля. По указанным в задании параметрам был произведен расчет.

В разделе "Определение массовых показателей и параметров автомобиля и двигателя" была рассчитана полная масса автомобиля, которая составила 1635 кг. Также были определены компоновочные схемы. При разработке данной схемы прежде всего было определено общее количество осей автомобиля и количество ведущих осей, исходя из назначения и условий эксплуатации и ориентируясь на существующие конструкции. В нашем случае автомобиль полноприводный, двухосный.

Определили нагрузки на каждую из осей автомобиля: на переднюю ось - 752,1 кг, на заднюю ось - 882,9 кг. Базу автомобиля приняли 2,200 м, как в прототипе конструкции.

Выбор шин производился по средней нагрузке на колесо 4384,3 Н. Подбор шин производился по ГОСТ 4754-80 «Шины пневматические для легковых автомобилей».

Из стандарта были выбраны шины со следующими параметрами:

- обозначение шины: 195/80 R16.
- внутренний диаметр шины $d = 410$ мм.
- статический радиус $r_{ст} = 330$ мм.
- допустимая скорость движения $V_{max} = 120$ км / ч.

В разделе "Построение внешней скоростной характеристики двигателя, было выполнено определение параметров трансмиссии, построение силового баланса автомобиля" прежде всего определили мощность N_t двигателя, необходимую для движения полностью загруженного автомобиля с постоянной максимальной скоростью $V_{\max}$ в заданных дорожных условиях. Значение $N_t = 71 \text{ кВт}$, $V_{\max} = 120 \text{ км / ч}$.

Была рассчитана и построена внешняя скоростная характеристика двигателя, которая является зависимостью эффективной мощности N_e , момента M_e , удельного g_e и почасовой G_t расхода топлива от числа оборотов n коленчатого вала двигателя при полной нагрузке. По данной внешней скоростной характеристикой максимальный эффективный момент $M_e = 181,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ достигается при оборотах коленчатого вала $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Максимальные обороты коленчатого вала $n_{\max} = 5000 \text{ мин}^{-1}$.

Также расчетом были определены передаточные числа трансмиссии автомобиля.

По прототипом принята механическая, 5-ступенчатая коробка передач.

Передаточное число главной передачи i_0 определена при условии обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля $V_{\max}$ при принятом значении $n_{\max}$. Значение $i_0 = 3,9$.

Передаточные числа КПП: 1-я передача $i_1 = 2,17$; 2-я передача $i_2 = 1,89$; 3-я передача $i_3 = 1,17$; 4-передача $i_4 = 1,0$, 5-передача $i_5 = 0,87$.

При решении задач, связанных с определением динамических свойств автомобиля были использованы его тяговые характеристики. При этом использована внешнюю скоростную характеристику двигателя, построенной ранее.

Тяговая характеристика представляет собой графики зависимостей свободной силы (разница между силой тяги и силой сопротивления воздуха) от скорости движения автомобиля.

Для построения графиков силового баланса приняты расчеты для всех передач автомобиля. По показателям тяговой характеристики автомобиля

был построен график силового баланса автомобиля. Наибольшее значение силы тяги на первой передаче, $P_T = 6421$.

В разделе "Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля", динамическая характеристика была построена на основе тяговой характеристики автомобиля. Она является графиком зависимости динамического фактора D от скорости движения автомобиля V на всех передачах. Также, кроме динамической характеристики двигателя была рассчитана номограму нагрузок.

Чтобы оценить возможность работы автомобиля без буксования ведущих колес при различной загрузке автомобиля, сопоставил величины динамических факторов по условиям тяги D и сцепление D_{ϕ} .

В конструкторском разделе работы были рассчитаны параметры зубчатого зацепления на передачах коробки. Именно конструктивные параметры зубчатого зацепления являются определяющими характеристиками коробок передач. Были выполнены необходимые прочностные расчеты, основанные на параметрах зубчатого зацепления.

Был произведен анализ безопасности транспортного средства и опередены аспекты его безопасной эксплуатации. Произведен анализ нормативных документов, регламентирующих безопасность транспортных средств.

Были рассчитаны экономические показатели эффективности проекта. Была рассчитана себестоимость изготовления коробки передач в условиях опытного производства.

На основании всего изложенного, считаем задачи, поставленные в рамках дипломного проекта полностью выполненными.

Список используемых источников

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. - ISBN 978-5-7638-2494-0.
2. Богатырев, А. В. Автомобили : учебник / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский ; под ред. проф. А.В. Богатырева. – 3-е изд., стереотип. – Москва : ИНФРА-М, 2019. – 655 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – www.dx.doi.org/10.12737/2530. - ISBN 978-5-16-101092-1.
3. Безопасность и экологичность проекта/ Ю.Н. Безбородов [и др.] - Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2015. - 148 с. ISBN 978-5-7638-3176-4.
4. Березина, Е. В. Автомобили: конструкция, теория и расчет: Учебное пособие / Е.В. Березина. - М.: Альфа-М: НИЦ Инфра-М, 2012. - 320 с.: ил.; . - (ПРОФИЛЬ). ISBN 978-5-98281-309-1. - Текст : электронный.
5. Вахламов, В. К. Автомобили: Основы конструкции: учебник для студ. высш. учеб. заведений/ В.К. Вахламов — М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 528 с.
6. Ведущие мосты тракторов и автомобилей: Учебное пособие / Кобозев А.К., Швецов И.И., Койчев В.С. - Москва :СтГАУ - "Агрус", 2016. - 64 с.
7. Волков, В.С. Конструкция автомобиля : учеб. пособие / В.С. Волков. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. - 200 с. - ISBN 978-5-9729-0329-0.
8. Высочкина, Л. И. Автомобили: конструкция, расчет и потребительские свойства [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие по курсовому проектированию / сост. Л.И. Высочкина, М.В. Данилов, В.Х. Малиев и др. - Ставрополь, 2013. - 68 с.
9. Головин, С. Ф. Технический сервис транспортных машин и оборудования [Электронный ресурс] : учеб. пособие / С. Ф. Головин. -

Москва : ИНФРА-М, 2017. - 282 с. - (Высшее образование. Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-011135-3

10.Гринцевич, В. И. Техническая эксплуатация автомобилей. Технологические расчеты [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В. И. Гринцевич. - Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2011. - 194 с. - ISBN 978-5-7638-2378-3.

11.Карташевич А.Н. «Тракторы и автомобили. Конструкция» / А.Н. Карташевич, А.В. Понталев, А.В. Гордеенко // учебное пособие, Изд-во Инфра-М, 2013 – 313 с.

12.Кибанов, А. Я. Проектирование функциональных взаимосвязей структурных подразделений производственного объединения (предприятия) [Электронный ресурс] / А. Я. Кибанов, Т. А. Родкина. - М. : МИУ им. С. Орджоникидзе, 2016

13.Коханов, В. Н. Безопасность жизнедеятельности : учебник / В.Н. Коханов, В.М. Емельянов, П.А. Некрасов. – М. : ИНФРА-М, 2018. – 400 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – [www.dx.doi.org/ 10.12737/2883](http://www.dx.doi.org/10.12737/2883). - ISBN 978-5-16-100439-5.

14.Корниенко, Евгений. Информационный сайт по безопасности жизнедеятельности [Электронный ресурс] / Е. Корниенко. – Электрон. текстовые дан. – Москва: [б.и.], 2018. – Режим доступа http://www.kornienko-ev.ru/teoria_auto/page233/page276/index.html, свободный

15.Лата, В.Н. Основы моделирования управляемого движения автомобиля : учебное пособие / В.Н. Лата. - Тольятти : ТГУ, 2012. – 60 с. [11] : ил.-Библиогр.: с.10-21.

16.Лукаш, Ю. А. Экономические расчеты в бизнесе [Электронный ресурс] : большое практ. справ. пособие / Ю. А. Лукаш. - Москва : Флинта, 2012. - 210 с. - ISBN 978-5-9765-1369-3.

17.Мигаль, В. Д. Методы технической диагностики автомобилей : учебное пособие / В.Д. Мигаль, В.П. Мигаль. – Москва : ИД «ФОРУМ» :

ИНФРА-М, 2020. – 417 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-100107-3.

18.Муравьева, А.М., Яковлев Ю.В. Методические указания к выполнению домашнего задания по винтовым устройствам: Харьков, Харьк. авиац. ин-т, 1981;

19.Набоких, В. А. Испытания автомобиля : учебное пособие / В.А. Набоких. – 2-е изд. – Москва : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2020. – 224 с. – (Среднее профессиональное образование). - ISBN 978-5-16-106839-7. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1087951> (дата обращения: 09.06.2020)

20.Огороднов, С.М. Конструкция автомобилей и тракторов : учебник / С.М. Огороднов, Л.Н. Орлов, В.Н. Кравец. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. - 284 с. - ISBN 978-5-9729-0364-1.

21.Огороднов С.М. «Конструкция автомобилей и тракторов»/ С.М. Огороднов, Л.Н Орлов, В.Н. Кравец // учебник, Изд-во Инфра Инженерия, 2019 – 284 с

22.Пантелеева, Е. В. Безопасность жизнедеятельности [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Е. В. Пантелеева, Д. В. Альжев. – Москва : ФЛИНТА, 2013. – 286 с. - ISBN 978-5-9765-1727-1.

23.Радин, Ю. А. Справочное пособие авторемонтника / Ю. А. Радин, Л. М. Сабуров, Н. И. Малов. - Москва : Транспорт, 2018. - 285 с. : ил. - Библиогр.: с. 277. - Предм. указ.: с. 278-278. - ISBN 5-277-00094-1 : 28-80.

24.Ремонт автомобилей [Электронный ресурс] – Режим доступа <http://automend.ru/>

25.Руководство по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей КамАЗ 5320, 5410, 55102, 55111, 53212, 53211, 53213, 43114, 65111, 4326, 54155 – М., 2010. – 286 с.

26.Руктешель, О.С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля / О.С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2015. – 77 с.

27.Савич, Е. Л. Легковые автомобили : учебник / Е.Л. Савич. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2019. – 758 с. : ил. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-104387-5.

28.Савич, Е. Л. Системы безопасности автомобилей : учебное пособие/ Е.Л. Савич, В.В. Капустин. – Минск: Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. – 445 с.: ил. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-104362-2.

29.Сайт торговой компании «Все инструменты» [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://tolyatti.vseinstrumenti.ru>, свободный

30.Сергеенко, В.А. Проверочный расчет зубчатых передач трансмиссии автомобилей / В.А. Сергеенко. – Минск : БНТУ, 2016. – 61 с.

31.Соломатин, Н.С. Испытания узлов, агрегатов и систем автомобиля : учебное пособие / Н.С. Соломатин. – Тольятти : ТГУ, 2013. – 140 с. [1] : ил.-Библиогр: с. 110-112.

32.Стуканов, В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля : учебное пособие / В.А. Стуканов. – Москва : ИД «ФОРУМ» : ИНФРА-М, 2020. – 368 с. – (Среднее профессиональное образование). - ISBN 978-5-16-101654-1.

33.Тарасик, В. П. Теория автомобилей и двигателей : учебное пособие / В.П. Тарасик, М.П. Бренч. – 2-е изд., испр. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. – 448 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-101224-6.

34.Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник / В. М. Власов [и др.] ; под ред. В. М. Власова. - Гриф МО. - Москва : Academia, 2003. - 477 с. : ил. - (Среднее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 473. - Прил.: с. 421-472. - ISBN 5-7595-1150-8 : 191-82.

35.Халтурин Д.В., Испытание автомобилей и тракторов : практикум / Д.В. Халтурин, Н.И. Финченко, А.В. Давыдов - Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2017. - 172 с. (Серия "Учебники ТГАСУ") - ISBN 978-5-

93057-791-4 - Текст : электронный // ЭБС "Консультант студента" : [сайт]. - URL : <http://www.studentlibrary.ru/book/ISBN9785930577914>

36.Чернова, Е.В. Детали машин : проектирование станочного и промышленного оборудования : учеб. пособие для вузов / Е. В. Чернова. - Москва : Машиностроение, 2011. - 605 с.

37.Щелчкова, Н. Н. Практикум по безопасности жизнедеятельности. Часть II : учебно-практическое пособие / Н.Н. Щелчкова, Д.В. Натарева, Е.А. Романова. – Москва : ИНФРА-М, 2019. – 225 с. - ISBN 978-5-16-108275-1.

38.Catalin, Alexandru. Vlad, Totu, Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms / Alexandru, Catalin. Totu, Vlad;. - Ingeniería e Investigación, 2016. – 137s

39.Denton, Tom Automobile Mechanical and Electrical Systems: 2nd Edition / Tom Denton: Routledge, 2017 – 378p. - ISBN 9780415725781

40.Duna, Tariq Yaseen, Graphical user interface (GUI) for design of passenger car system using random road profile / Tariq Yaseen, Duna;. - International Journal of Energy and Environment, 2016. – 97s.

41.G. A. Einicke, Smoothing, Filtering and Prediction: Estimating the Past, Present and Future (2nd ed.), Prime Publishing, 2019

42.Haney, Paul. The racing and high-performance tire / Paul Haney. – TV MOTORSPORT : Springfield, 2003. – 285 p. [2]. – ISBN 0-9646414-2-9.

43.Jan, Ziobro. Analysis of element car body on the example silentblock / Ziobro Jan;. - Advances in Science and Technology Research Journal, 2015. - 37s.

44.Lucian, Roman, Mathematical model and software simulation of system from opel cars / Roman, Lucian;. - Annals of the Oradea University: Fascicle Management and Technological Engineering, 2014. -77s.

45.Milliken, W. F. Race Car Vehicle Dynamics / Premiere Series / R: Society of Automotive Engineers, Том 146 / W. F. Milliken, D. L. Milliken : SAE International, 1995. – 890 p. [8], [9], [10]. – ISBN 1560915269, 9781560915263.

46.Singh, H. Rewat The Automobile: Textbook for Students of Motor Vehicle Mechanics / H. Rewat Singh: S Chand & Co Ltd, 2004 - 532 p.

Приложение А

Графики тягового расчета

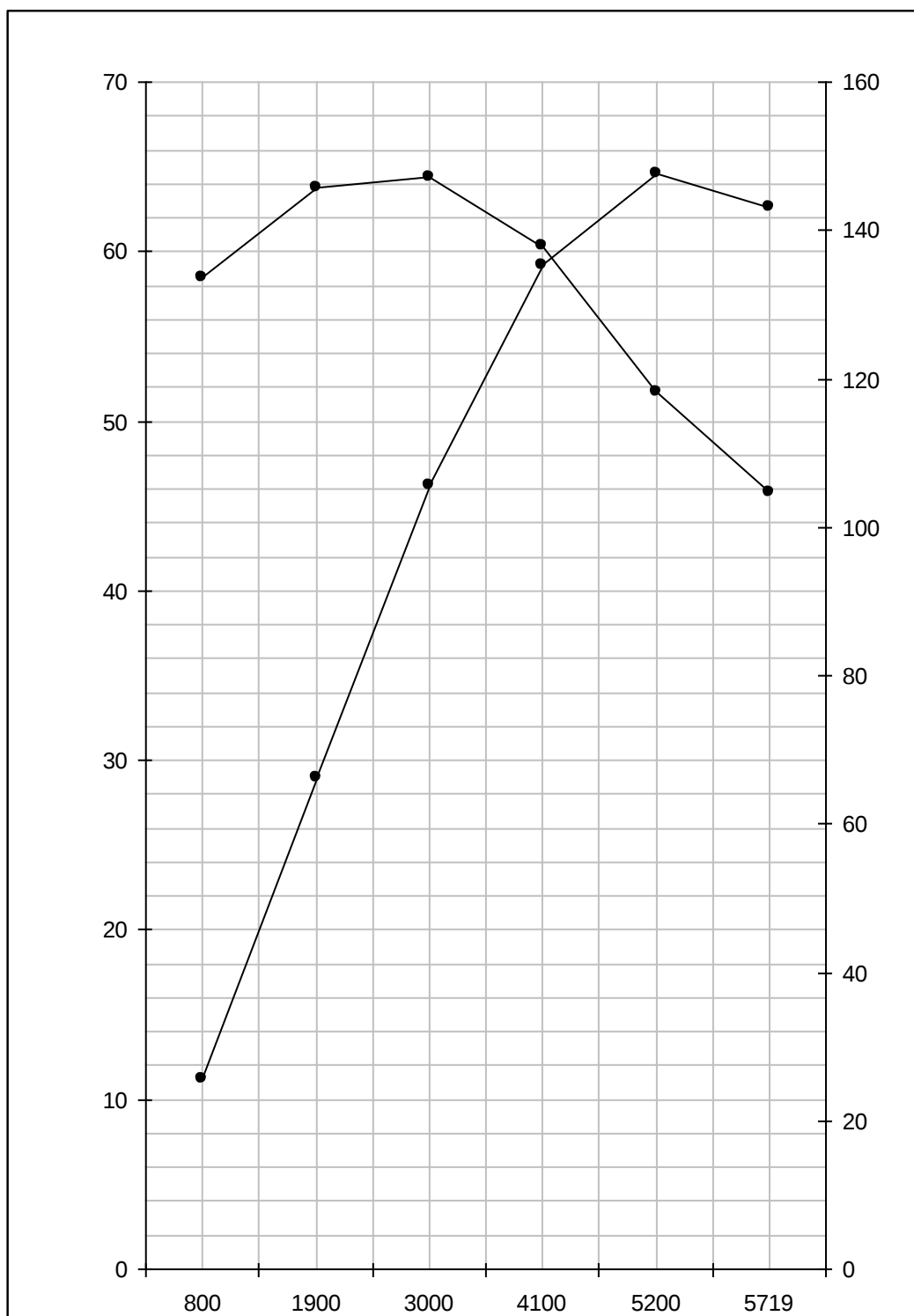


Рисунок А1 – Внешняя скоростная характеристика

Продолжение Приложения А

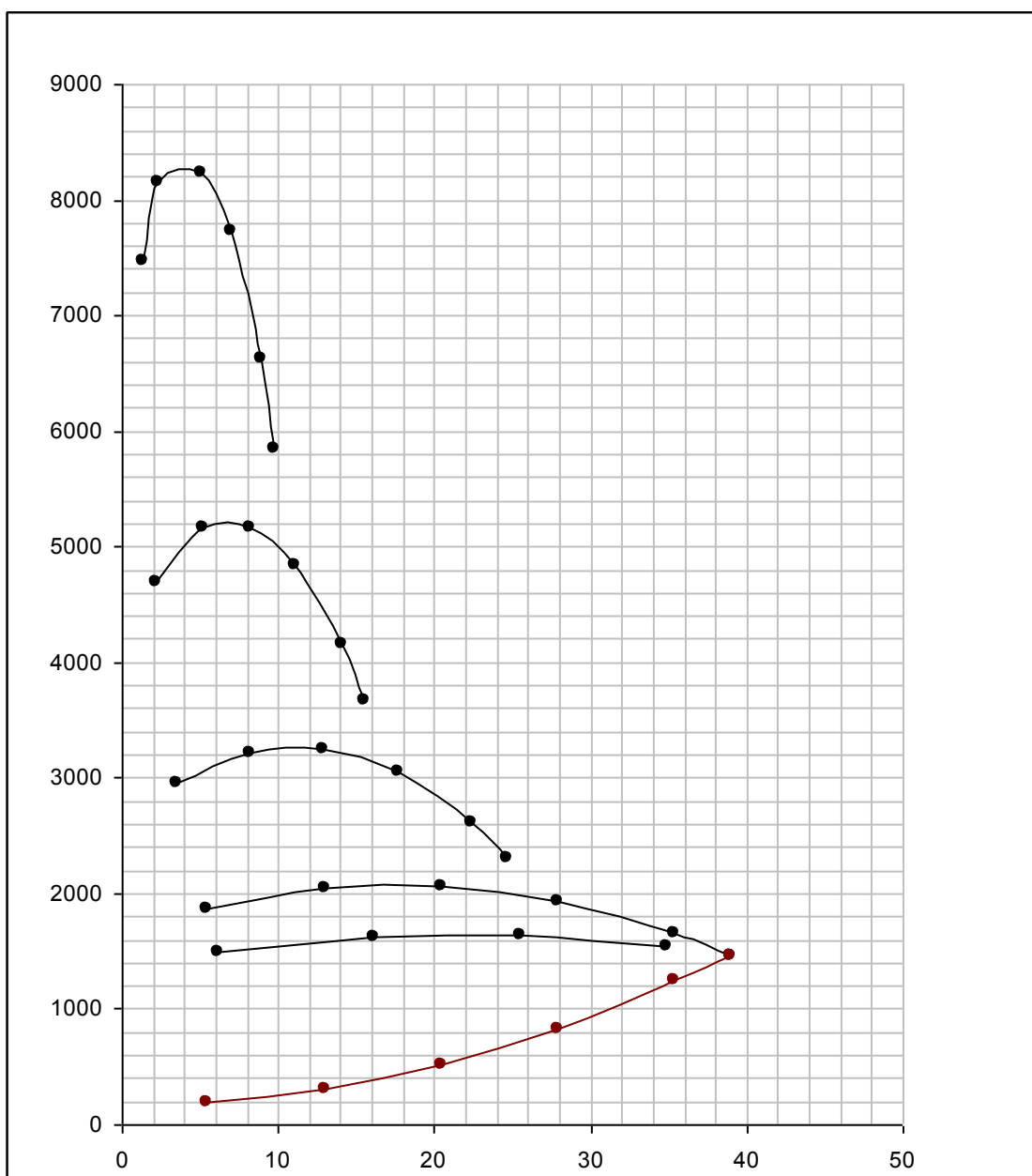


Рисунок А2 – Тяговый баланс автомобиля

Продолжение Приложения А



Рисунок А3 – Динамическая характеристика

Продолжение Приложения А

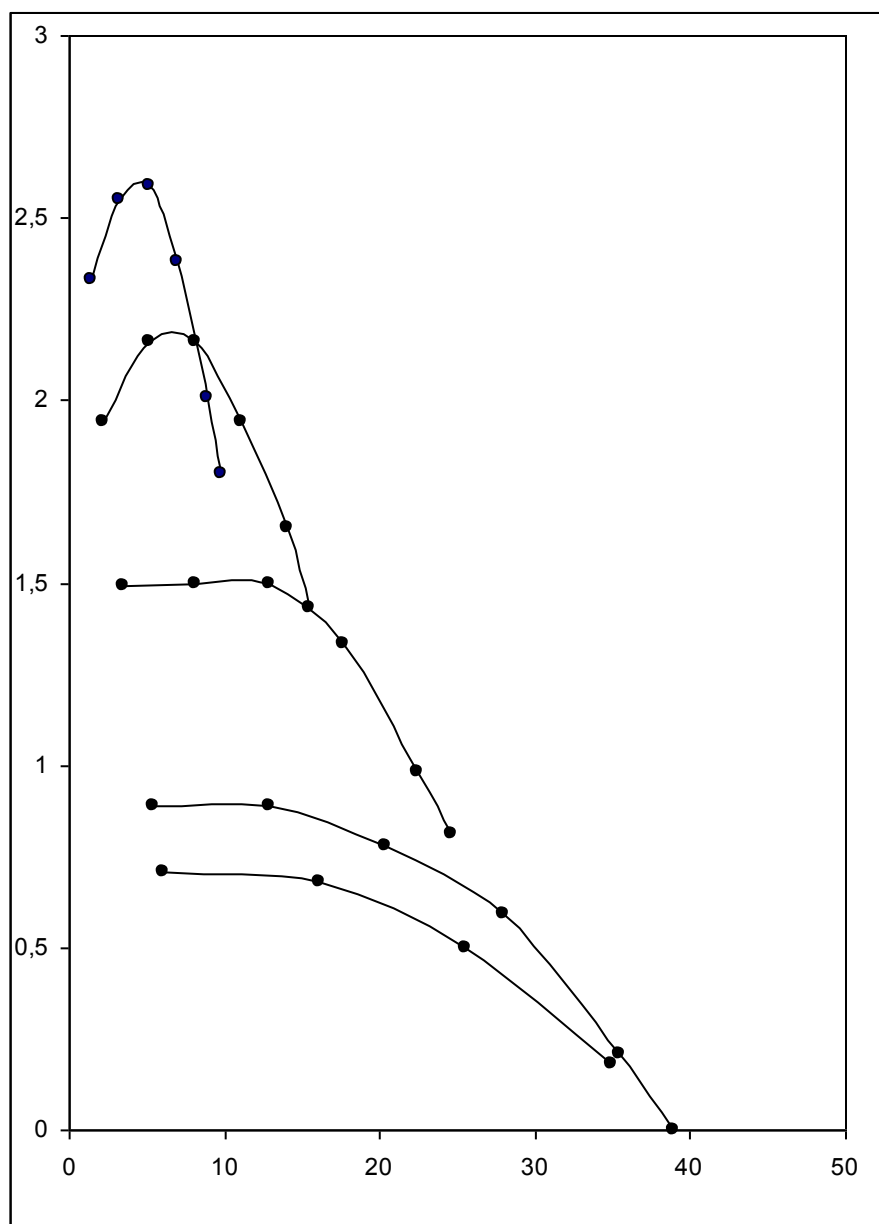


Рисунок А4 – Ускорения автомобиля

Продолжение Приложения А

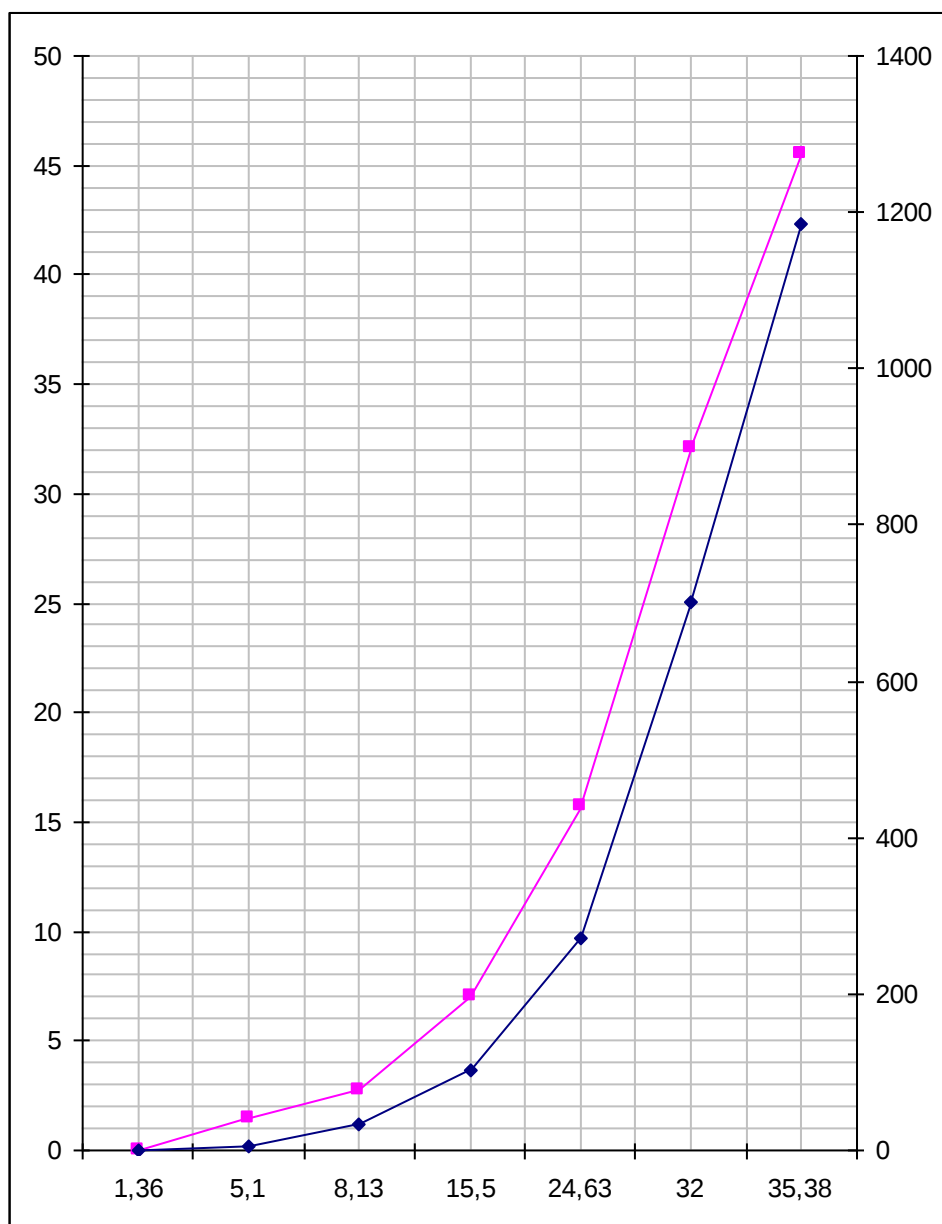


Рисунок А5 – Время и путь разгона автомобиля

Продолжение Приложения А

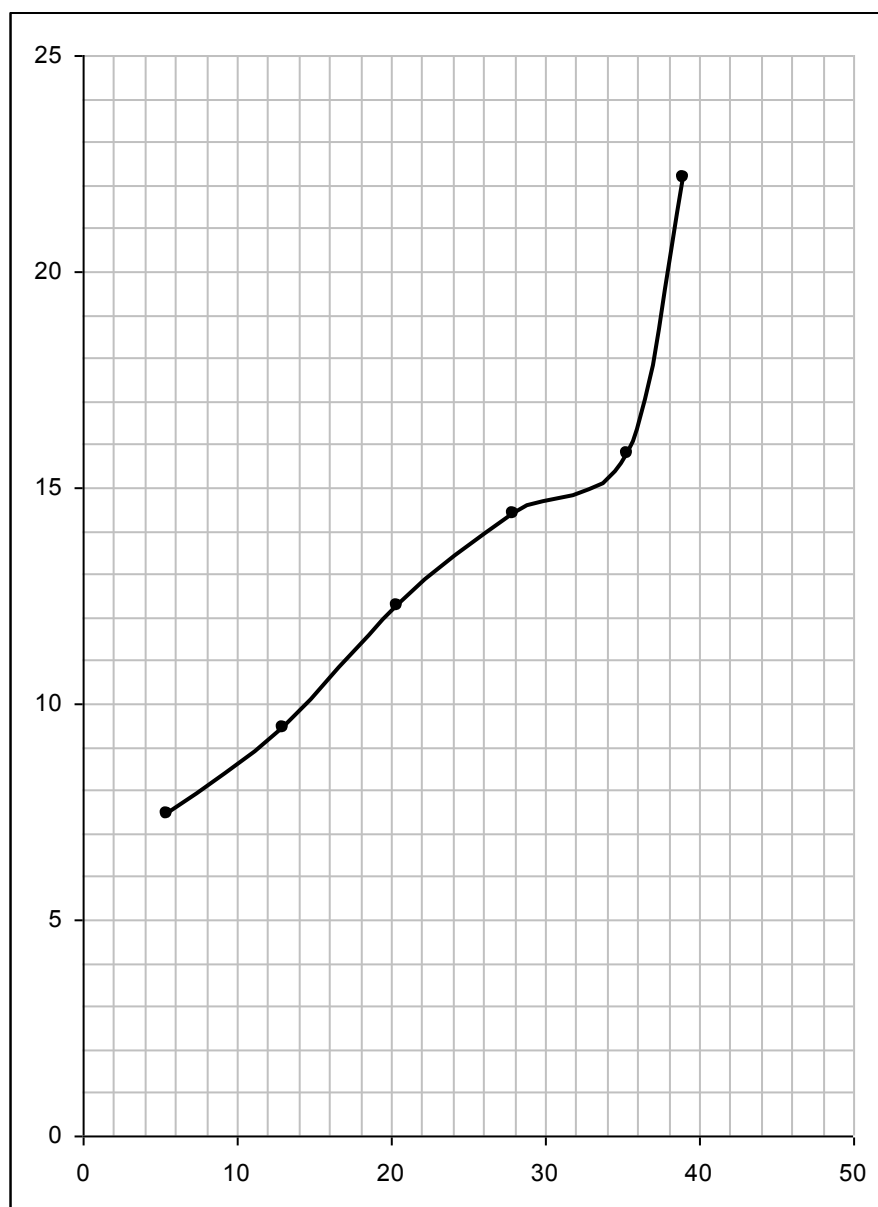


Рисунок А8 – Топливо-экономическая характеристика