

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 тормозной системы легкорамного автомобиля  
                         «Сержант 2»

Студент

И.И. Качалкин

(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 тормозной системы легкорамного автомобиля «Сержант 2» включает в себя разработку устройства тормозной системы для автомобиля «Сержант 2», которое позволит усовершенствовать транспортное средство повышенной проходимости, улучшив его эксплуатационные характеристики. Предполагается проведение модернизации тормозной системы на базе существующих деталей и комплектующих.

Выполнен обзор имеющихся конструкций тормозных систем, применяемых на легковых автомобилях, включая производившихся автомобильными компаниями и используемых на автомобилях повышенной проходимости. Выполнен расчет силовых и прочностных параметров отдельных узлов и деталей тормозной системы. Произведен расчет сил и моментов, возникающих при работе тормозной системы.

Произведен расчет конструкции тормозной системы транспортного средства на уровне технического проекта. Произведен подбор необходимого для производства технологического оборудования, разработана технологическая схема сборки тормозной системы, 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 qualification work on the topic "Development of the brake system of a light-frame vehicle "Sergeant 2" includes the development of a brake system device for the "Sergeant 2" car, which will improve the off-road vehicle, improving its operational characteristics. It is planned to modernize the brake system on the basis of existing parts and components.

A review of the available designs of brake systems used on passenger cars, including those produced by automobile companies and used on off-road vehicles, is carried out. The calculation of the power and strength parameters of individual units and parts of the brake system has been carried out. The calculation of forces and moments arising during the operation of the brake system has been made.

The design of the vehicle braking system was calculated at the technical design level. The selection of the technological equipment necessary for the production has been made, the technological scheme for the assembly of the brake system has been developed, the technological map of the assembly has been formed.

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

In the economic part, the calculation of the 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 конструкции автомобиля .....	9
1.2 Характеристика проектируемой тормозной системы .....	13
1.3 Анализ тормозного механизма, используемого на автомобиле .....	16
2 Тяговый расчет проектируемого транспортного средства .....	18
2.1 Исходные данные .....	18
2.2 Определение параметров автомобиля .....	18
2.3 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя .....	19
2.4 Определение передаточного числа главной передачи .....	22
2.5 Определение передаточных чисел коробки передач .....	22
2.6 Тяговый баланс автомобиля .....	23
2.6.1 I передача .....	23
2.6.2 II передача .....	28
2.6.3 III передача .....	32
2.6.4 IV передача .....	35
2.6.5 V передача .....	38
2.7 Время и путь разгона автомобиля .....	41
2.8 Мощностной баланс автомобиля .....	44
2.9 Топливо-экономическая характеристика транспортного средства .....	45
3 Конструкторский раздел .....	47
3.1 Назначение, устройство и общая характеристика тормозной системы ...	47
3.2 Расчет тормозной системы автомобиля .....	49
3.2.1 Расчет максимально возможного тормозного момента .....	49
3.2.2 Расчет основных параметров барабанных тормозов автомобиля .....	52
3.2.3 Оптимальное распределение тормозных сил .....	55
3.3 Статическая характеристика гидровакуумного усилителя гидропривода	60

3.4 Расчёт тормозной колодки .....	62
4 Охрана труда и безопасность объекта дипломного проектирования .....	64
4.1 Аспекты безопасности водителя и пассажиров для городского автомобиля .....	64
4.1.1 Активная безопасность .....	64
4.1.2 Пассивная безопасность .....	65
4.2 Проверка эффективности системы пассивной безопасности .....	67
4.3 Стандарты проведения краш-тестов .....	68
5 Экономический раздел дипломного проекта .....	72
Заключение .....	79
Список используемых источников .....	84
Приложение А Графики тягового расчета .....	89

## 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 тормозной системы легкорамного автомобиля «Сержант 2». В данной работе была произведена разработка конструкции устройства тормозных механизмов, в соответствии с техническими условиями на проектирование конструкций.

«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 эксплуатационные характеристики транспортного средства. Поскольку эксплуатация автомобиля «Сержант 2» предполагает тяжелые дорожные условия и применение колес увеличенного размера, то, соответственно, должна быть переоборудована тормозная система транспортного средства, а именно увеличена общая мощность тормозного механизма без увеличения усилия, прикладываемого водителем к тормозной педали.

Разрабатываемая конструкция тормозной системы 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 тормозной системы, 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 тормозной системы, используемой при производстве автомобиля ВАЗ-21214.

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. 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.

«В технологическом разделе разработан технологического процесса сборки узлов тормозной системы транспортного средства, выбран оптимальный маршрут сборки, проведен расчет моментов затяжки резьбовых соединений.

Для разрабатываемой конструкции тормозной системы автомобиля «Сержант 2» произведена глубокая проработка требований к безопасности проведения работ по проектированию и испытаниям разработанной конструкции.» [16]

# **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» [2]

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 и двух шарниров равных угловых скоростей, установленных на его шлицевых концах.» [2]

## **1.2 Характеристика проектируемой тормозной системы**

«Автомобиль оборудован двумя независимыми, тормозными системами, обеспечивающими рабочее и стояночное торможение. Рабочая тормозная система имеет два параллельно действующих гидравлических привода (контур). При отказе одного из контуров второй обеспечивает торможение с эффективностью, предписанной для запасной системы.

Рабочая тормозная система - гидравлическая, действует на все колеса автомобиля. Гидравлический привод приводится в действие от педали тормоза

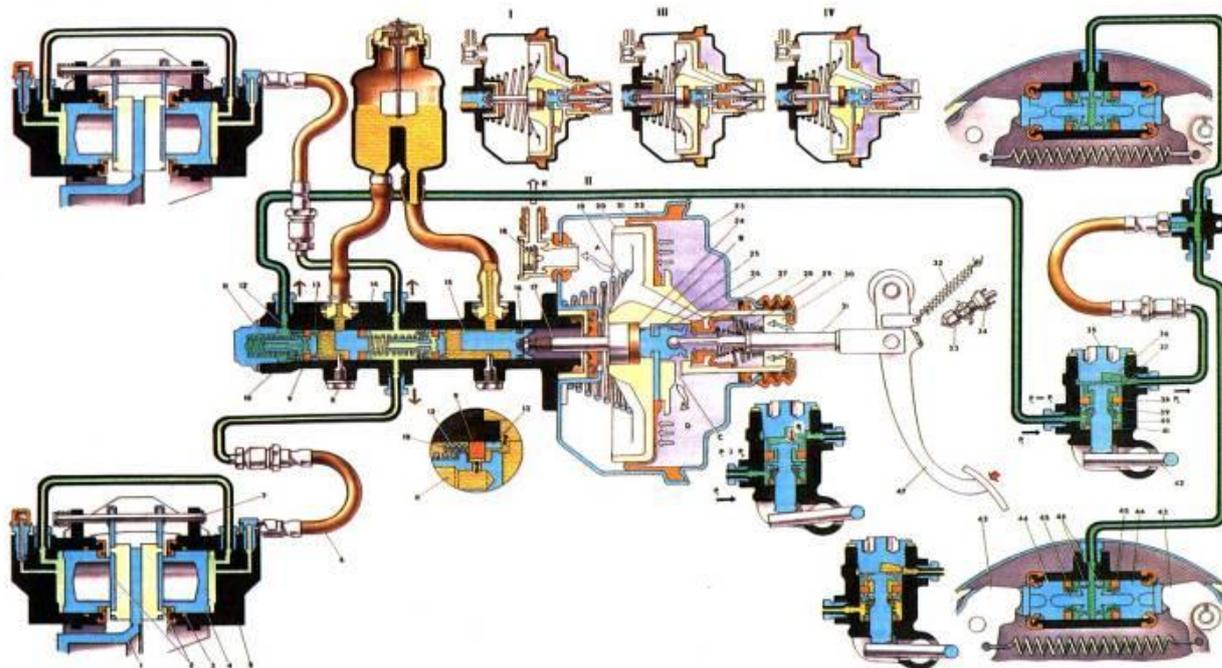
Стояночная тормозная система - механическая, действует только на задние колеса, приводится в действие от рычага стояночного тормоза, установленного между передними сиденьями.» [16]

«Рабочая тормозная система (рисунок 3) состоит из передних дисковых тормозных механизмов, задних барабанных тормозных механизмов и гидравлического привода с гидровакуумным усилителем. Привод рабочей тормозной системы включает тормозную педаль, вакуумный усилитель, главный тормозной цилиндр, сигнальное устройство, указывающее на утечку тормозной жидкости, регулятор давления в системе задних тормозов и трубопроводы с соединительной арматурой.

Тормозные механизмы передних и задних колес имеют специальные устройства, поддерживающие постоянный зазор между диском (барабаном) и колодками по мере их износа. У заднего тормозного механизма это устройство состоит из упорного разрезного кольца, запрессованного в тормозной цилиндр.

В колесных цилиндрах тормозных механизмов под защитными чехлами установлены пенополиуретановые кольца, пропитанные касторовым

маслом для защиты зеркала цилиндра от коррозии. При каждой разборке колесного цилиндра кольца следует дополнительно пропитывать касторовым маслом.» [4]



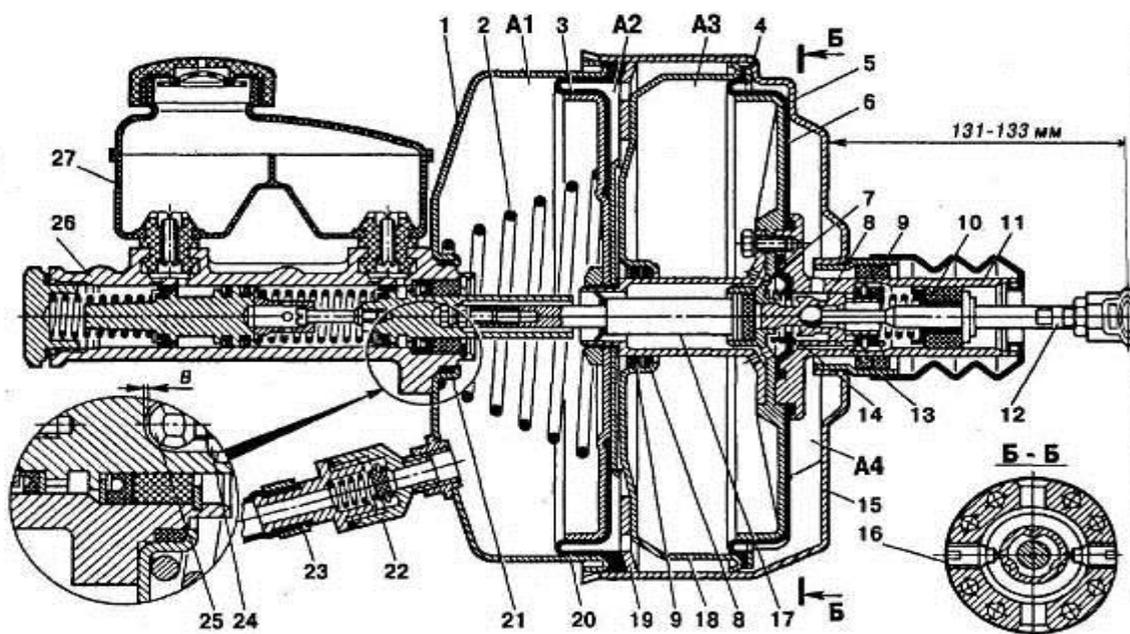
«1 – диск тормозного механизма; 2 – тормозная колодка переднего тормоза; 3 – уплотнительное кольцо поршня; 4 – поршень колесного цилиндра переднего тормоза; 5 – колесный цилиндр переднего тормоза; 6 – тормозной шланг контура привода передних тормозов; 7 – палец крепления тормозных колодок; 8. Ограничительный винт хода поршня; 9 – уплотнительное кольцо; 10 – упорная чашка; 11 – поршень привода задних тормозов; 12 – пружина уплотнительного кольца; 13 – втулка; 14. Корпус главного цилиндра; 15 – поршень привода передних тормозов; 16 – уплотнитель; 17 – шток; 18 – вакуумный клапан; 19 – возвратная пружина корпуса клапана; 20 – корпус клапана; 21 – диафрагма; 22 – корпус вакуумного клапана; 23 – крышка корпуса вакуумного усилителя; 24 – буфер штока; 25 – упорная пластина поршня; 26 – поршень; 27 – клапан вакуумного усилителя; 28 – пружина клапана; 29 – возвратная пружина клапана; 30 – воздушный фильтр; 31 – толкатель клапана; 32 – оттяжная пружина педали; 33 – наконечник выключателя стоп-сигнала; 34 – выключатель стоп-сигнала; 35 – пробка корпуса регулятора давления; 36 – поршень регулятора давления; 37 – втулка корпуса; 38 – уплотнитель головки поршня; 39 – тарелка пружины; 40 – пружина поршня; 41 – уплотнительное кольцо; 42 – рычаг привода регулятора давления; 43 – колодка заднего тормоза; 44 – стяжная пружина колодок; 45 – поршень колесного цилиндра заднего тормоза; 46 – распорная пружина поршней; 47 – уплотнители поршней колесного цилиндра; 48 – педаль тормоза;» [4]

Рисунок 3 - Рабочая тормозная система базового автомобиля Сержант 2

«Вакуумный усилитель (рисунок 4) - служит для уменьшения усилия на педали при торможении. Он крепится к переходному кронштейну четырьмя гайками с пружинными шайбами, а кронштейн - к щитку передка.

Вакуумный усилитель состоит из корпуса, крышки, корпуса клапанов, к которому тремя болтами с пружинными шайбами крепится поршень, диафрагма и соединитель поршней. По наружной поверхности диафрагма поджимается к корпусу крышкой первичной камеры. На резьбовом конце соединителя гайкой крепится поршень и диафрагма. В корпусе клапанов толкатель с поршнем и воздушным фильтром фиксируется двумя винтами.

Между поршнем и толкателем установлена резиновая реактивная шайба. На конце толкателя ввернут регулировочный болт, при помощи которого устанавливается зазор в, равный 1,35...1,65 мм, между головкой болта и привалочной плоскостью крышки вакуумного усилителя.» [10]



1 – крышка корпуса; 2 – пружина; 3 и 5 – поршни; 4 – опорное кольцо; 6 и 20 – диафрагмы; 7 – реактивная шайба; 8 – направляющее кольцо; 9 – уплотнительная манжета; 10 – фильтр; 11 – корпус клапанов; 12 и 17 – толкатели; 13 – поршень; 14 – диафрагма клапанов; 15 – корпус усилителя; 16 – винт; 18 – упорная крышка; 19 – упорное кольцо; 21 – уплотнительное кольцо; 22 – обратный клапан; 23 – шланг; 24 – контргайка; 25 – регулировочный болт; 26 – главный цилиндр; 27 – бачок

Рисунок 4 - Вакуумный усилитель

### 1.3 Анализ тормозного механизма, используемого на автомобиле

В данном разделе производится ознакомление с конструктивными особенностями тормозного механизма и тормозного привода автомобиля «Сержант 2». Дается оценка параметров конструкции и рабочих процессов, реализации функциональных свойств элементов тормозной системы, надежности, формирования эксплуатационных свойств автомобиля.

«Для автомобиля движущегося по дороге с коэффициентом сцепления  $\varphi$ , определить требуемое давление в гидравлическом приводе тормозной системы  $p$ , необходимое для обеспечения максимального тормозного момента на передних колесах  $M_{т.мах}$ . Определить величину радиальной силы  $\Delta R_{п}$ , действующей на опору колеса при торможении. Расчеты вести для тормозного механизма с равными приводными силами и разнесенными опорами при условии равенства их геометрических параметров ( $r_0, a, h, k_0, d_p$ ).» [45]

Эксплуатационные испытания, которым подвергался автомобиль выявили отдельные недостатки тормозной системы. В базовой версии на автомобиль монтируется тормозная система ВАЗ-21214, которая не вполне успешно справляется с теми дорожными условиями, в которых работает транспортное средство. Кроме того, на автомобиль опционально устанавливаются колеса с шинами большего диаметра, а значит возрастает усилие, необходимое для затормаживания этих колес.

Исходя из этого, делаем следующие выводы по вносимым в конструкцию тормозной системы изменениям:

- для эффективного замедления транспортного средства необходимо создание большего усилия на деталях тормозного механизма со стороны исполнительных механизмов;
- поскольку увеличение тормозного усилия ограничено размером устанавливаемого колесного диска 16", увеличение усилия будет

осуществляться за счет внедрения механизмов, увеличивающих передаваемое усилие с педали тормоза;

– для повышения эффективности торможения и увеличения безопасности движения автомобиля, возможно внедрение антиблокировочной системы, применяемой на автомобилях ВАЗ на основе микроконтроллера BOSCH. Подобное решение позволит увеличить эффективность работы тормозной системы, особенно в условиях плохого дорожного покрытия.

Выводы по разделу. В результате изучения устройства автомобиля и его тормозной системы были определены основные направления модернизации с целью улучшения эксплуатационных характеристик.

## 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  $V_{\max}$  ( $\text{км/ч}$ ;  $\text{м/с}$ ): 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  $A_a$ ,  $\text{м}^2 : 2,24$ .

### 2.2 Определение параметров автомобиля

Полная масса автомобиля находится по формуле:

$$m_a = m_0 + (m_n + m_b) \cdot n_n, \quad (1)$$

где  $m_0$  - снаряженная масса автомобиля;

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

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

$n_n$  - 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:

$\lambda_z$  - 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:

$$r_{cm} = r_d = r_k, \quad (4)$$

где  $r_d$  - динамический радиус колеса, м;

$r_k$  - радиус качения колеса, м;

### 2.3 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

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

$$N_v = \frac{N_k + N_g}{1000 \cdot \eta_T} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_v \cdot V_{\max} + K_g \cdot A_a \cdot V_{\max}^3}{1000 \cdot \eta_T}, \quad (5)$$

где  $m_a$  - полная масса автомобиля;

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

$\psi_v$  - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля:

$$\psi_v = f_v = f_k \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_{\max}^2), \quad (6)$$

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

$K_e$  - коэффициент сопротивления воздуха,  $K_e = 0,35$ ;

$\eta_T$  - 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  $\omega_N$  - 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.,  $n_N = 5200 \text{ мин}^{-1}$ ;

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

$\omega_v$  - 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
$\omega_e$ ( $c^{-1}$ )	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  $\omega_e$  - 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:

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

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

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

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

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

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

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

## 2.4 Определение передаточного числа главной передачи

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

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

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

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

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

## 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:

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

где  $G_{сц}$  - сцепной вес автомобиля;

$\varphi$  - 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  $U_{K1} = 4,0$ ;

$$U_{K2} = \sqrt[3]{U_{K1}^2} = \sqrt[3]{4^2} = 2,51; \quad (16)$$

$$U_{K3} = \sqrt[3]{U_{K1}} = \sqrt[3]{4} = 1,58;$$

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:

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

где  $\omega_e$  - текущее значение угловой скорости коленчатого вала, рад/с;

$r_k$  - радиус качения колеса, м;

$U_{k1}$  - 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:

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

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

Сила тяги:

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

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

$U_{k1}$  - передаточное число коробки передач при включенной передаче;

$U_{zn}$  - передаточное число главной передачи;

$\eta_T$  - КПД трансмиссии;

$r_k$  - радиус качения колеса, м;

$$F_{k1} = \frac{133,64 \cdot 4 \cdot 4,26 \cdot 0,091}{0,277} = 7481 \text{ Н};$$

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

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

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

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

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

Сила сопротивления воздуха:

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

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

$A_a$  - лобовая площадь;

$V$  - текущая скорость автомобиля;

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

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

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

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

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

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

Коэффициент сопротивления дороги:

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

где  $f_{\kappa}$  - 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;

$\psi_v$  - 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:

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

где  $F_k$  - сила тяги;

$F_g$  - 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;

$\psi_v$  - коэффициент сопротивления дороги;

$\delta_j$  - 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

$\omega_e$	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, $U_{к1}=4,0$ ; $\delta_j=1,85$	$V, \text{ м/с}$	1,36	3,23	5,1	6,97	8,84	9,73
	$F_k, \text{ Н}$	7481	8157	8239	7727	6623	5853
	$F_b, \text{ Н}$	1,45	8,17	20,39	38,08	61,26	74,22
	$F_{\psi_v} + F_e,$	165,75	172,47	186,29	205,68	230,46	245,02
	$D,$	0,45	0,49	0,5	0,46	0,39	0,35
	$j_a$	2,33	2,55	2,59	2,38	2,01	1,8
	$1/j_a$	0,42	0,39	0,38	0,42	0,49	0,55
	$\psi_v$	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):

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

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):

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

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

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

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

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

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

Обратное ускорение:

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

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

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

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

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

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

Таблица 3 – Тяговый баланс автомобиля на II передаче

$\omega_e$	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, УкII=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
	$\psi_v$	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):

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

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):

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

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

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

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

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

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

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):

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

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

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

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

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

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

Обратное ускорение:

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

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

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

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

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

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

Таблица 4 – Тяговый баланс автомобиля на III передаче

$\omega_e$	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 <sub>к</sub> , Н	2955	3222	3254	3052	2616	2312
	F <sub>в</sub> , Н	9,27	52,45	130,87	244,51	393,02	475,6
	$F_{\psi_v} + F_e$ ,	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
	$\psi_v$	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):

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

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):

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

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

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

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

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

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

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:

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

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

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

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

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

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

Таблица 5 - Тяговый баланс автомобиля на IV передаче

$\omega_e$	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
	$\psi_v$	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):

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

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):

$$F_{e1} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 6,08^2 = 29 \text{ Н};$$

$$F_{e2} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 16,16^2 = 204 \text{ Н};$$

$$F_{e3} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 25,52^2 = 510 \text{ Н};$$

$$F_{e4} = 0,35 \cdot 2,24 \cdot 34,87^2 = 953 \text{ Н};$$

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

$\omega_e$	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	-	-
	$\psi_v$	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;

$\Delta V$  - 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;

$\eta_{TP}$  - 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:

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

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

$F_s$  - сила сопротивления воздуха;

$V_a$  - текущая скорость автомобиля;

$\eta_{TP}$  - 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  $K_\omega$  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

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

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

Рассчитаем значение коэффициента  $K_\omega$ :

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

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

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

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

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

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

Через степень использования мощности двигателя найдем коэффициент  $K_H$ :

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

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

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

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

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

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

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

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**

#### **3.1 Назначение, устройство и общая характеристика тормозной системы**

«Тормозная система предназначена для управляемого изменения скорости автомобиля, его остановки, а также удержания на месте длительное время за счет использования тормозной силы между колесом и дорогой. Тормозная сила может создаваться колесным тормозным механизмом, двигателем автомобиля (торможение двигателем), гидравлическим или электрическим тормозом-замедлителем в трансмиссии.

Для реализации указанных функций на автомобиле устанавливаются следующие виды тормозных систем: рабочая, запасная и стояночная.

Рабочая тормозная система обеспечивает управляемое уменьшение скорости и остановку автомобиля.

Запасная тормозная система используется при отказе и неисправности рабочей системы. Она выполняет аналогичные функции, что и рабочая система. Запасная тормозная система может быть реализована в виде специальной автономной системы или части рабочей тормозной системы (один из контуров тормозного привода).

Тормозные системы состоят из двух частей: тормозных механизмов и тормозного привода.» [1]

Работа тормозных механизмов, которые размещаются в колесах и должны препятствовать их вращению, основанная на использовании трения, благодаря которому уменьшается число оборотов колес.

«Тормозной привод - это совокупность устройств, предназначенных для усиления и передачи тормозным механизмам воздействия водителя на педаль тормоза. Преимущественное распространение на легковых автомобилях получил гидравлический привод рабочей тормозной системы.» [22]

«Тормозные системы существенно влияют на безопасность движения автомобиля. Поэтому к тормозным системам, кроме общих требований к конструкции автомобиля, предъявляют

повышенные специальные требования. В соответствии с этими требованиями тормозные системы должны обеспечивать:

- минимальный тормозной путь или максимальное замедление при торможении;
- сохранение устойчивости автомобиля при торможении;
- стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях;
- минимальное время срабатывания при торможении;
- пропорциональность между усилием на тормозной педали и тормозными силами на колесах автомобиля;
- легкость управления.

ABS предназначена обеспечить оптимальную тормозную эффективность (минимальный тормозной путь) при сохранении устойчивости и управляемости автомобиля.» [1]

При работе ABS эффективность замедления автомобиля, кроме того, что управление не выходит из-под контроля водителя, остается выше, чем при торможении юзом. Испытаниями установлено, что на скользком покрытии тормозной путь автомобиля, оснащенного ABS, может быть на 15% короче, чем в обычной автомашины. Кроме того, износ протектора покрышек при использовании ABS уменьшается на 5...7%.

«Тормозное управление является важнейшей средства обеспечения активной безопасности автомобиля. Требования к тормозным системам регламентированы ГОСТ 22895-77 и международными правилами (Правила № 13 ЕЭК ООН). Требования к тормозным системам следующие:

- минимальной тормозной путь или максимально установившееся замедление в соответствии с требованиями ГОСТ 22895 - 77, чтобы пассажирских автомобилей категорий М1, М2, М3 и грузовых

автомобилей категорий N1, N2, N3 в зависимости от типа испытаний (0; I; II);

- сохранение устойчивости при торможении (критериям устойчивости служит линейное отклонение, угловое отклонение)
- стабильность тормозных свойств при неоднократном торможениях;
- минимальную час срабатывания тормозного привода;
- надежность всех элементов тормозных систем;
- основные элементы (тормозная педаль и ее крепления, главный тормозной цилиндр, тормозной кран и др) должны иметь гарантированную прочность, не должны выходить из строя в течение гарантированного ресурса; должна быть также предусмотрена сигнализация, оповещает водителя о неисправности тормозной системы.» [1]

### **3.2 Расчет тормозной системы автомобиля**

В качестве входных данных принимаем следующие значения:

Полная масса автомобиля - 1635 кг

Нагрузка на переднюю ось - 752,1 кг,

Нагрузка на заднюю - 882,9 кг,

Колесная база - 2200 мм,

Высота центра масс с грузом - 0,65 м,

Радиус колеса - 0,32 м,

Начальная скорость торможения - 137 км / ч.

#### **3.2.1 Расчет максимально возможного тормозного момента**

«Прежде чем проектировать тормоза автомобильных машин необходимо знать величину максимально возможного тормозного момента, который может быть реализован в определенных условиях эксплуатации машины и уже потом, с учетом найденной величины максимально возможного реализованного момента, приступить к проектированию

тормозов. Координаты центра масс были определены предварительно в разделе 2 работы и составляют  $a = 1,188$  м,  $b = 1,012$  м.» [1]

«Учитывая силы, действующие на мобильную машину при постоянном торможении на горизонтальном участке дороги (рисунок 5), определяем максимальные моменты трения переднего и заднего тормозов проектируемой машины, исходя из условия полного использования сцепления шин с дорогой:» [18]

$$M1 = (\varphi \cdot r \cdot m \cdot g / (n1 \cdot L)) \cdot (b + \varphi \cdot h), \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (32)$$

$$M2 = (\varphi \cdot r \cdot m \cdot g / (n2 \cdot L)) \cdot (a - \varphi \cdot h), \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (33)$$

«где  $M1$ ,  $M2$  - максимально возможные моменты трения передних и задних тормозов соответственно в случае одновременного торможения всеми колесами автомобиля;

$\varphi$  - коэффициент сцепления шин с дорогой, принимаем  $\varphi = 0.8$ ;  $r$  - радиус качения колеса;

$m$  - полная масса автомобиля;

$a$ ,  $h$  - координаты центра масс автомобиля;

$L$  - база автомобиля;  $n1$ ,  $n2$  - число колес с тормозами, соответственно, на передней и задней осях.

Таким образом, как видно из проведенных расчетов, момент трения между колесами и дорогой на задних колесах менее чем на передних.» [18]

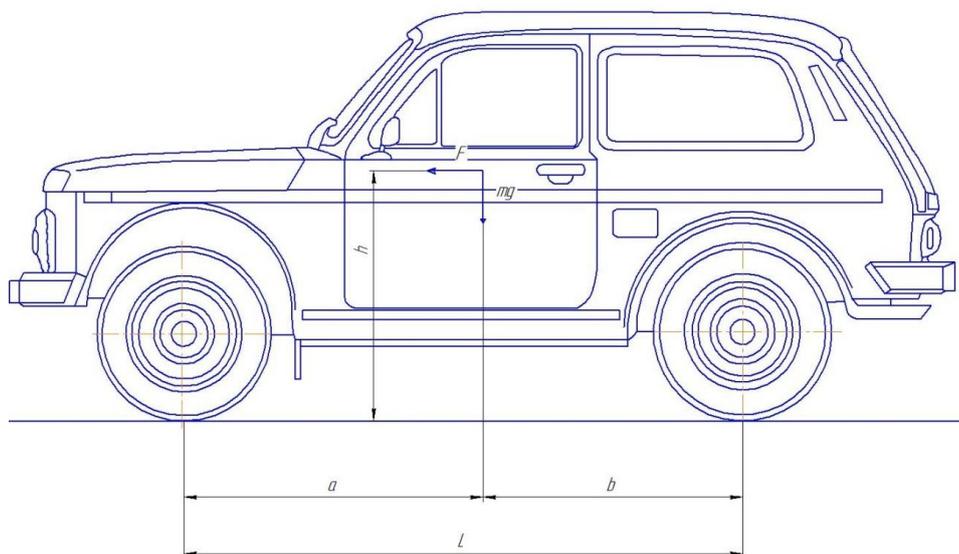


Рисунок 5- Силы, действующие на автомобиль при торможении на прямом участке дороги

Полученные формулы позволяют определить необходимые моменты трения, должны развивать проектируемые тормоза автомобиля для полного использования сцепления шин с дорогой и, тем самым, обеспечение максимальной эффективности торможения. Предельные значения момента трения тормозного механизма  $M_{тр}$  должны соответствовать значению тормозного момента на колесе автомобиля  $M_{\tau}$ , то есть:

$$M_{\tau} = M_{тр}. \quad (34)$$

Предельное значение  $M_{\tau}$ , Н · м, определяется условиями взаимодействия колеса с полотном дороги:

$$M_{\tau} = \varphi_{розр} \cdot Z_{\tau} \cdot r_{\partial}, \quad (35)$$

где  $\varphi_{розр}$  - расчетное значение коэффициента сцепления,

$$\varphi_{розр} = \frac{K_{\tau} \cdot a - b}{(K_{\tau} + 1) \cdot h_{\partial}},$$

$$\varphi_{розр} = \frac{1,4 \cdot 1,188 - 1,012}{(1,4 + 1) \cdot 0,65} = 0,417. \quad (36)$$

$K_{\tau}$  - коэффициент распределения тормозных сил  $P_{\tau 1}$  и  $P_{\tau 2}$  между колесами в соответствии передней и задней осей

$K_{\tau} = P_{\tau 1} / P_{\tau 2}$  - коэффициент распределения тормозных сил  $P_{\tau 1}$  и  $P_{\tau 2}$  между колесами в соответствии передней и задней осей (принимают  $K_{\tau} = 1,3 \dots 1,6$  для легковых и тех грузовых автомобилей, в которых  $a \approx b$ ;  $K_{\tau} = 0,8 \dots 1,0$  - для грузовых автомобилей, принимаем  $K_{\tau} = 1,4$ .

$a, b, h_{\partial}$  - координаты центра масс.

Вертикальные опорные реакции на передней  $Z_{\tau 1}$  и задний  $Z_{\tau 2}$  осям автомобиля, Н:

$$Z_{\tau 1} = \frac{G_a}{2} \left( \frac{b + \varphi_{розр} \cdot h_{\partial}}{L} \right); \quad (37)$$

$$Z_{\tau 2} = \frac{G_a}{2} \left( \frac{a - \varphi_{\text{розр}} \cdot h_{\delta}}{L} \right); \quad (38)$$

$$Z_{\tau 1} = \frac{16040}{2} \left( \frac{1,012 + 0,417 \cdot 0,65}{2,2} \right) = 4245 \text{ Н}$$

$$Z_{\tau 2} = \frac{16040}{2} \left( \frac{1,188 - 0,417 \cdot 0,65}{2,2} \right) = 3044 \text{ Н}$$

где  $Z_{\tau}$  - вертикальная реакция полотна дороги;

$G_a = M_a \cdot g$  - полный вес автомобиля, Н;

$M_a$  - полная масса автомобиля, кг;  $L$  - база автомобиля, м.

При торможении только задних колес автомобиля тормозной момент, Н · м, составляет:

$$M_{\tau} = \frac{G_a}{L} (h_{\delta} \cdot \sin \alpha + a \cdot \cos \alpha) \varphi_{\text{розр}} \cdot r_{\delta}, \quad (39)$$

где  $\alpha \approx 9,10$  (уклон 16%) - угол уклона, на котором должен быть заторможен автомобиль.

$$M_{\tau} = \frac{16040}{2,2} (0,65 \cdot 0,15 + 1,012 \cdot 0,98) \cdot 0,417 \cdot 0,32 = 1166 \text{ Н}.$$

### 3.2.2 Расчет основных параметров барабанных тормозов автомобиля

Момент трения, который необходимо создать в тормозном механизме, определяют в соответствии с типом и схемы тормозного механизма, рисунок 6.

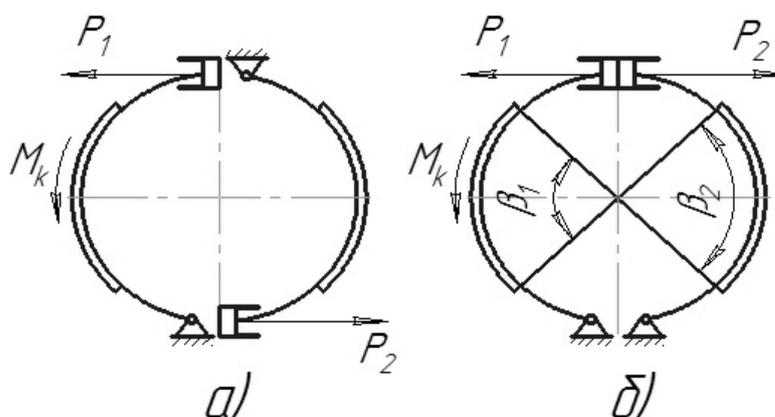


Рисунок 6 - Схема тормозного механизма барабанного типа: а - заднего, б - переднего.

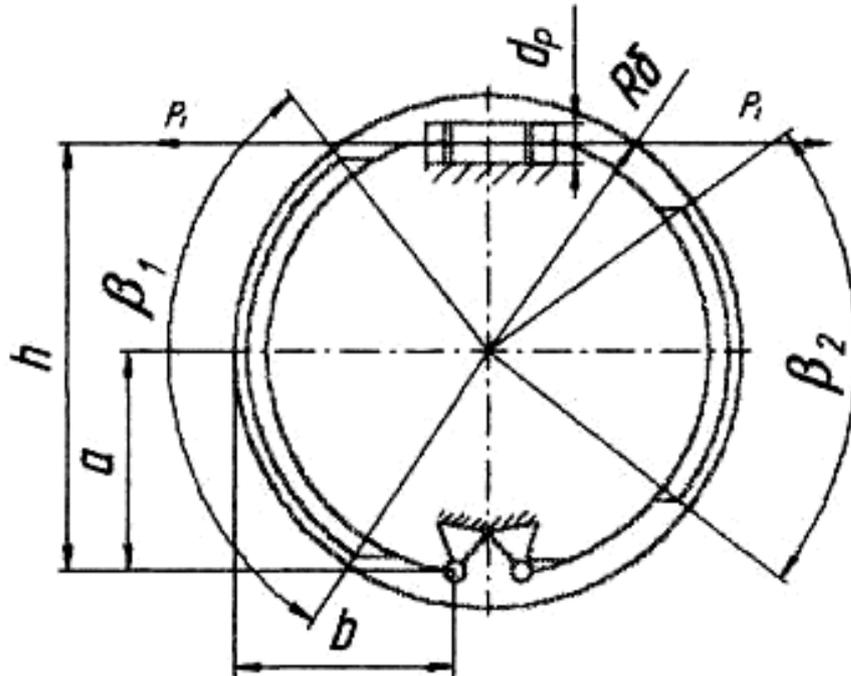


Рисунок 7 - Кинематическая схема барабанного тормозного механизма

Тормозной момент для тормозов задних колес автомобиля определяется по формуле:

$$M_{mp} = \mu \cdot h \cdot R_{\delta} \frac{2 \cdot P}{a - \mu \cdot b} \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (40)$$

Откуда, сила, создает тормозной момент:

$$P = \frac{M_{mp} \cdot (a - \mu \cdot b)}{2 \cdot \mu \cdot h \cdot R_{\delta}}, \quad (41)$$

где P - сила поводу, Н;

$R_{\delta}$  - радиус тормозного барабана, м;

a, b, h - геометрические размеры тормозного механизма;

$\mu = 0,3 \dots 0,35$  - коэффициент трения.

$R_{\delta} = 0,117$  м,

Принимаем  $\mu = 0,35$ .  $h = 0,21$  м,  $a = 0,105$  м,  $b = 0,09$  м.

$$P = \frac{1166 \cdot (0,105 - 0,35 \cdot 0,09)}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,21 \cdot 0,117} = 4983 \text{ Н.}$$

Для тормозов передних колес:

$$M_{mp} = \mu \cdot h \cdot R_{\sigma} \frac{2 \cdot P \cdot a}{a^2 - (\mu \cdot b)^2}; \quad (42)$$

$$P = \frac{M_{mp} \cdot (a^2 - (\mu \cdot b)^2)}{2 \cdot a \cdot \mu \cdot h \cdot R_{\sigma}}, \quad (43)$$

$$P = \frac{1166 \cdot (0,105^2 - (0,35 \cdot 0,09)^2)}{2 \cdot 0,105 \cdot 0,35 \cdot 0,21 \cdot 0,117} = 6478, \text{ Н.}$$

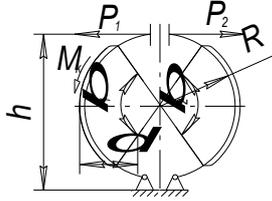
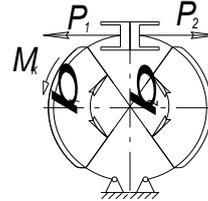
Для стояночного тормоза, если используется схема рисунок 3б, имеет выполняться условие:

$$\frac{\beta_1}{\beta_2} = \frac{a + \mu \cdot b}{a - \mu \cdot b}, \quad (44)$$

где  $\beta_1, \beta_2$  - углы охвата накладок тормозных колодок ( $\beta = 80 \dots 140^\circ$ );

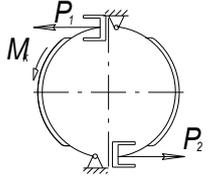
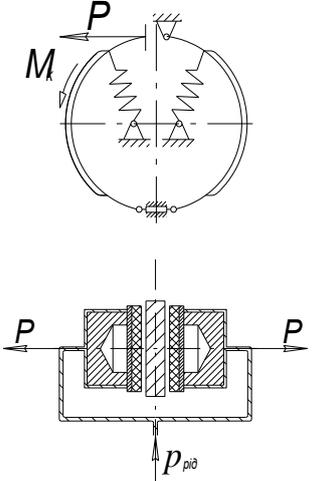
В таблице 8 приведены возможные схемы тормозных механизмов и расчетные формулы для определения моментов трения.

Таблица 8 - Схемы тормозных механизмов и расчетные формулы для определения моментов трения

Схема тормозного механизма	Расчетная формула
	$P_2 > P_1; \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{a - \mu v}{a + \mu v}$ $M_{mp} = \mu h R_{\sigma} \frac{2P_1}{a - \mu v}$
	$P_1 = P_2 = P; \quad \frac{\beta_1}{\beta_2} = \frac{a + \mu v}{a - \mu v}$ $M_{mp} = \mu h R_{\sigma} \frac{2P \cdot a}{a^2 - (\mu v)^2}$

	$P_1 = P_2 = P; \quad M_{mp} = \mu h R_{\sigma} \frac{2P}{a - \mu b}$
--	---

Продолжение таблицы 8

	$M_{mp} = \mu h^2 R_{\sigma} \frac{2P}{(a - \mu b)^2}$
	$M_{mp} = P \cdot \mu \cdot r_{cp} \cdot z_{n.m}$

### 3.2.3 Оптимальное распределение тормозных сил

«Для автомобиля рассчитывается и строится график оптимального соотношения давления в переднем  $p_1$  и заднем  $p_2$  контура гидравлического привода при заданном весе автомобиля и полном весе автомобиля.

Для различных тормозных условий ( $\varphi$ ) определяется максимальные тормозные моменты на колесах, рисунок 8:» [31]

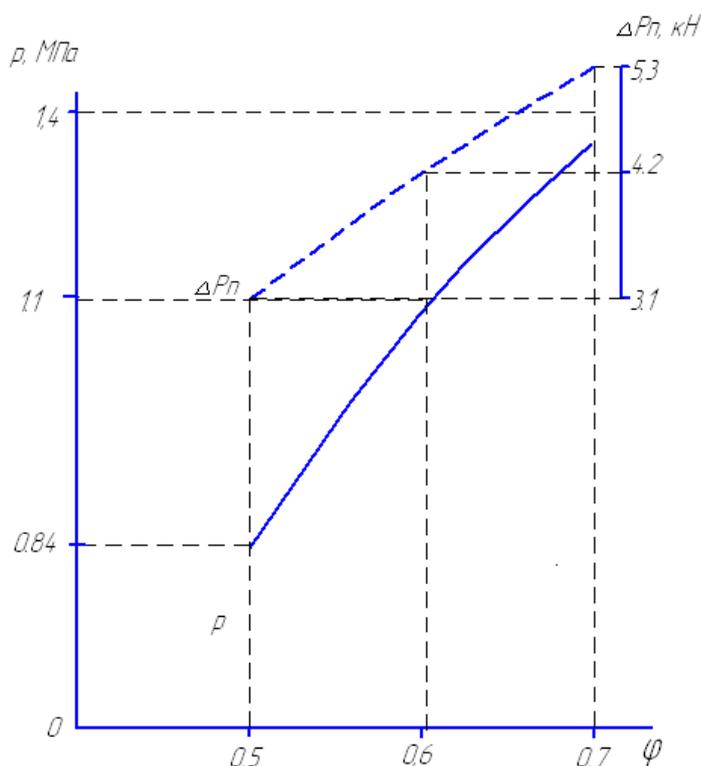


Рисунок 8 – Графическая зависимость оценочных параметров от дорожных условий

$$M_{T1\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (B + \varphi * H). \quad (45)$$

$$M_{T2\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (A - \varphi * H). \quad (46)$$

$$G_a = 11500 \text{ Н}$$

При  $\varphi = 0,5$

$$M_{T1\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (B + \varphi * H) = 0.28 * 0.5 * \frac{11500}{2 * 2.2} (1 + 0.5 * 1) = 234,3 \text{ Н} * \text{м}$$

$$M_{T2\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (A - \varphi * H) = 0.28 * 0.5 * \frac{11500}{2 * 2.2} (1.4 - 0.5 * 1) = 198,3 \text{ Н} * \text{м}$$

При  $\varphi = 0,7$

$$M_{T1\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (B + \varphi * H) = 0.28 * 0.7 * \frac{11500}{2 * 2.2} (1 + 0.7 * 1) = 450,6 \text{ Н} * \text{м}$$

$$M_{T2\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (A - \varphi * H) = 0.28 * 0.7 * \frac{11500}{2 * 2.2} (1.4 - 0.7 * 1) = 270,4 \text{ Н} * \text{м}$$

При  $\varphi = 0,6$

$$M_{T1\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (B + \varphi * H) = 0.28 * 0.6 * \frac{11500}{2 * 2.2} (1 + 0.6 * 1) = 336,5H * M$$

$$M_{T2\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (A - \varphi * H) = 0.28 * 0.6 * \frac{11500}{2 * 2.2} (1.4 - 0.6 * 1) = 240,3H * M$$

$G_a = 15500 \text{ Н}$

При  $\varphi = 0,5$

$$M_{T1\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (B + \varphi * H) = 0.28 * 0.5 * \frac{15500}{2 * 2.2} (1 + 0.5 * 1) = 325,3H * M$$

$$M_{T2\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (A - \varphi * H) = 0.28 * 0.5 * \frac{15500}{2 * 2.2} (1.4 - 0.5 * 1) = 275,3H * M$$

При  $\varphi = 0,7$

$$M_{T1\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (B + \varphi * H) = 0.28 * 0.9 * \frac{14300}{2 * 2.4} (1 + 0.9 * 1) = 625,6\acute{I} * \grave{i}$$

$$M_{T2\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (A - \varphi * H) = 0.28 * 0.9 * \frac{14300}{2 * 2.4} (1.4 - 0.9 * 1) = 375,4H * \grave{i}$$

При  $\varphi = 0,6$

$$M_{T1\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (B + \varphi * H) = 0.28 * 0.7 * \frac{14300}{2 * 2.4} (1 + 0.7 * 1) = 467,1H * \grave{i}$$

$$M_{T2\max} = r_{\delta} * \varphi \frac{G_a}{2L} (A - \varphi * H) = 0.28 * 0.7 * \frac{14300}{2 * 2.4} (1.4 - 0.7 * 1) = 333,7\acute{I} * \grave{i}$$

С учетом заданной схемы тормозного механизма, оптимальное давление в переднем и заднем контурах гидравлического привода:

$$P_1 = \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_{\delta} \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_{\delta}} + \frac{\mu h}{k_o a + \mu r_{\delta}} \right)}, \quad (47)$$

$$P_2 = \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_{\delta} \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_{\delta}} \right)}. \quad (48)$$

$G_a = 10300 \text{ Н}$

При  $\varphi = 0,5$

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_d \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_d} + \frac{\mu h}{k_o a + \mu r_d} \right)} = \\ &= \frac{234,3}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} + \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 + 0.3 * 0.15} \right)} = 585416,3 \ddot{a} \\ \delta_2 &= \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_d \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_d} \right)} = \frac{198,3}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} \right)} = 495467,6 \ddot{a}\end{aligned}$$

При  $\varphi = 0,7$

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_d \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_d} + \frac{\mu h}{k_o a + \mu r_d} \right)} = \\ &= \frac{450,6}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} + \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 + 0.3 * 0.15} \right)} = 112585,83 \ddot{a} \\ \delta_2 &= \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_d \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_d} \right)} = \frac{270,4}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} \right)} = 912588,6 \ddot{a}\end{aligned}$$

При  $\varphi = 0,6$

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_d \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_d} + \frac{\mu h}{k_o a + \mu r_d} \right)} = \\ &= \frac{672,9}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} + \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 + 0.3 * 0.15} \right)} = 1681291,7 \ddot{a} \\ \delta_2 &= \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_d \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_d} \right)} = \frac{240,3}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} \right)} = 811002,4 \ddot{a}\end{aligned}$$

$a = 14300 \text{ Н}$

При  $\varphi = 0,5$

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_d \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_d} + \frac{\mu h}{k_o a + \mu r_d} \right)} = \\ &= \frac{325,3}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} + \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 + 0.3 * 0.15} \right)} = 812786,74 \ddot{a}\end{aligned}$$

$$\delta_2 = \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_a \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_a} \right)} = \frac{275,3}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} \right)} = 929125,9 \ddot{a}$$

При  $\varphi = 0,7$

$$\delta_1 = \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_a \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_a} + \frac{\mu h}{k_o a + \mu r_a} \right)} = \frac{625,6}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} + \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 + 0.3 * 0.15} \right)} = 1563109 \ddot{a}$$

$$\delta_2 = \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_a \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_a} \right)} = \frac{375,4}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} \right)} = 1266959,1 \ddot{a}$$

При  $\varphi = 0,6$

$$\delta_1 = \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_a \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_a} + \frac{\mu h}{k_o a + \mu r_a} \right)} = \frac{467,1}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} + \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 + 0.3 * 0.15} \right)} = 11670848 \ddot{a}$$

$$\delta_2 = \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi d_p^2}{2} r_a \left( \frac{\mu h}{k_o a - \mu r_a} \right)} = \frac{333,7}{\frac{3.14 * 0.028^2}{2} * 0.15 * \left( \frac{0.3 * 0.26}{0.84 * 0.13 - 0.3 * 0.15} \right)} = 11262234 \ddot{a}$$

По результатам расчетов автомобиля заданного веса и полного веса строится график оптимального распределения тормозных сил, рисунок 9.

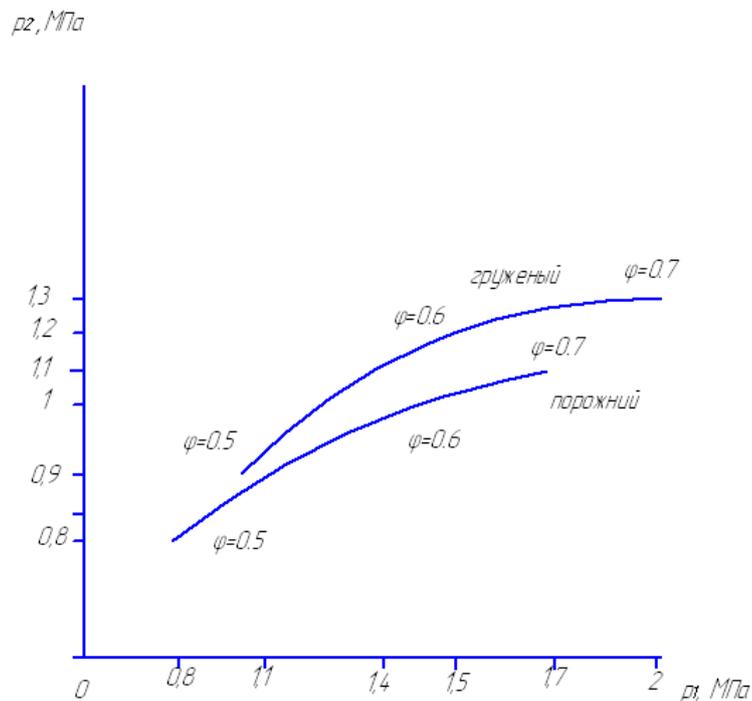


Рисунок 9 – График потребного оптимального соотношения давления в переднем и заднем контурах гидравлического привода

### 3.3 Статическая характеристика гидровакуумного усилителя гидропривода

По усилию на педаль тормоза рассчитать давление, создаваемое на входе и выхода гидровакуумного усилителя.

«Параметры усилителя автомобиля:  $d_2 = 0.013$  м – диаметр поршня следящего устройства ( $F_2$ );  $d_5 = 0.022$  м – диаметр поршня гидроцилиндра усилителя ( $F_5$ ),  $F_3 = 30,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ,  $F_4 = 240,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$  – активные площади диафрагм следящего устройства и вакуумной камеры;  $C_2 = 0,37$  Н/мм;  $f_{k1} = 222$  мм;  $f_{k2} = 4$  мм – жесткость и деформации пружины  $P_1$  при установке и во время работы;  $C_1 = 1,5$  Н/мм,  $f_{d1} = 17$  мм;  $f_{d2} = 2$  мм – жесткость и деформации пружины  $P_2$  при установке и во время работы.» [31]

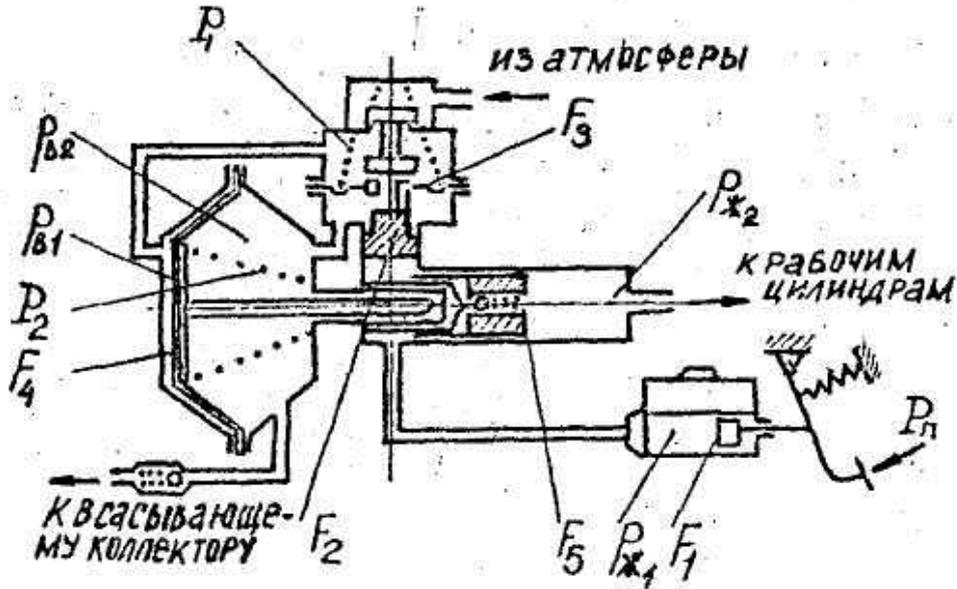


Рисунок 10 - Гидровакуумный усилитель с гидроприводом

Параметры тормозного привода:  $d_r = 0,028\text{м}$  - диаметр главного тормозного цилиндра ( $F_1$ );  $U_n = 4,3$  - передаточное число педали.

Усилие на педали изменяется в диапазоне  $P_n = 40 \dots 210\text{ Н}$

$$P_{ж1} = \frac{P_n U_n}{F_1}; P_{ж2} = \frac{P_n U_n}{F_1 F_5} \left( \frac{F_2 F_4}{F_3} + F_5 \right) - \frac{P_1 F_1}{F_3 F_5} - \frac{P_2}{F_5} \quad (49)$$

$$K_y = \frac{P_{ж1}}{P_{ж2}} \quad (50)$$

где  $P_2 = c_1(f_{к1} + f_{к2})$ ;  $P_1 = c_2(f_{д1} + f_{д2})$

Принимаем  $P_n = 40\text{ Н}$

$$P_1 = c_2(f_{д1} + f_{д2}) = 1,5 * (17 + 2) = 28,5\text{ Н}$$

$$P_2 = c_1(f_{к1} + f_{к2}) = 0,37(4 + 222) = 83,6\text{ Н}$$

$$P_{ж1} = \frac{P_n U_n}{F_1} = \frac{40 * 4,3}{0,028} = 5,37\text{ МПа}$$

$$P_{ж2} = \frac{P_n U_n}{F_1 F_5} \left( \frac{F_2 F_4}{F_3} + F_5 \right) - \frac{P_1 F_1}{F_3 F_5} - \frac{P_2}{F_5} = \frac{40 * 4,3}{0,028 * 0,022} \left( \frac{0,013 * 240,5 * 10^{-5}}{30,3 * 10^{-4}} + 0,022 \right) - \frac{83,6 * 240,5 * 10^{-5}}{30,3 * 10^{-4} * 0,022} - \frac{28,5}{0,022} = 3,5879\text{ МПа}$$

Усилие на педали изменяется в диапазоне  $P_n=220\dots 500$  Н

$$P_{ж1} = \frac{P_n U_n}{F_1}; P_{ж2} = \frac{(P_{B1} - P_{B2}) * F_4 - P_2}{F_5} + P_{ж1}$$

$P_{B1} = 0,1$  МПа ;  $P_{B2} = 0,05$  МПа

Принимаем  $P_n = 220$  Н

$$P_{ж1} = \frac{P_n U_n}{F_1} = \frac{220 * 4.3}{0.028} = 2,95 \text{ МПа}$$

$$P_{ж2} = \frac{(P_{B1} - P_{B2}) * F_4 - P_2}{F_5} + P_{ж1} = \frac{(100000 - 50000) * 240,5 * 10^{-5} - 28,5}{0,022} + 2,95 = 3,37 \text{ МПа}$$

Приму  $P_n = 440$  Н

$$P_{ж1} = \frac{P_n U_n}{F_1} = \frac{440 * 4.3}{0.028} = 5,91 \text{ МПа}$$

$$P_{ж2} = \frac{(P_{B1} - P_{B2}) * F_4 - P_2}{F_5} + P_{ж1} = \frac{(100000 - 50000) * 240,5 * 10^{-5} - 28,5}{0,022} + 5,9125 = 6,38 \text{ МПа}$$

### 3.4 Расчёт тормозной колодки

«При торможении давление, оказываемое на педаль, передается тормозным колодкам, которые прижимаются к тормозному барабану или тормозному диску и не дают ему вращаться. Соединенный с колесом тормозной барабан или тормозной диск под действием трения замедляет собственное вращение и снижает скорость вращения колеса.

Рассчитаем тормозную колодку на прочность шва наклёпа тормозной колодки и удельную нагрузку на тормозные накладки.» [10]

$$P_{нак} = \frac{G_a}{\sum F_{нак}}, \quad (51)$$

где  $\sum F_{нак}$ - суммарная площадь тормозных накладок тормозной системы,  $\text{м}^2$ ;

$G_a$  - вес автомобиля, Н.

Для автомобиля диаметр барабана 300 мм, а ширина накладки 40 мм, то найду площадь всех поверхностей накладок:

$$L_{\text{барабана}} = 2\pi r_6 = 2 * 3,14 * 0,15 = 0,942 \text{ м};$$

$$L_{1\text{накладки}} = L_{\text{барабана}} * \alpha/360^\circ = 0,942 * 120/360 = 0,315 \text{ м};$$

$$S_{1\text{накладки}} = L_{1\text{накладки}} * b = 0,315 * 0,04 = 0,0126 \text{ м}^2;$$

$$\Sigma F_{\text{нак}} = S_{1\text{накладки}} * 8 = 8 * 0,0126 = 0,1008 \text{ м}^2$$

$$p_{\text{нак}} = \frac{G_a}{\Sigma F_{\text{нак}}} = \frac{15500}{1,008} = 15376,73 \text{ Н/м}^2 = 15,3 \text{ Н/см}^2,$$

Полученное значение удельной нагрузки входит в пределы статистических данных для легковых автомобилей равные 10...20 Н/см<sup>2</sup>

Выводы по разделу. Результатом проведения расчетов были получены значения силовых характеристик механизмов тормозной системы. Полученные значения будут использованы при конструировании транспортного средства.

## **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;

- роны 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 является 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 11 - 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 зинатись. 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 12 - 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.» [46]

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. Самой 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 поступающие 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 проведением краш-тестов предупреждают, что ни один набор тестов не может повторить все возможные случаи на дорогах, поэтому некоторые компании для большего устрашения и подтверждения 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]

Выводы по разделу. Был произведен анализ безопасности транспортного средства и определены аспекты его безопасной эксплуатации. Произведен анализ нормативных документов, регламентирующих безопасность транспортных средств. Рассмотрены мероприятия, предусмотренные автопроизводителями при подтверждении безопасности транспортного средства.

## 5 Экономический раздел дипломного проекта

В экономическом разделе дипломного проекта необходимо рассчитать стоимость доработки тормозной системы автомобиля повышенной проходимости «Сержант 2». В качестве исходных данных будут использоваться расчетные значения, полученные в конструкторском разделе дипломного проекта. Поскольку доработка будет производиться в рамках ОПП, рассчитываться будет себестоимость производимых работ.

«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:

$$C_{\text{м}} = \left[ \sum_{i=1}^n (H_{pi} \cdot C_{Mi}) \right] \cdot (1 + \eta_{\text{мз}}) \quad (52)$$

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

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

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

$n$  – количество видов материалов.

Перечень материалов, нормы их расхода и цена приведены в таблице 9.

Таблица 9 - Сырье и основные материалы

Материальные затраты	Норма затрат, кг	Цена, руб	Стоимость, руб
Отливка корпусов суппортов (Д16Т)	14,75	30,50	481,37
Горячая штамповка корпуса усилителя	22,30	40,20	959,21
Отливка крышки (Д16Т)	0,85	30,50	27,74
ИТОГО			1468,32

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

$$C_{\text{м}} = \left[ \sum_{i=1}^n (H_{pi} \times C_{Mi} - \sum B_{\text{вдох}} \times C_{\text{вдох}}) \right] \times (1 + \eta_{\text{мз}}), \quad (53)$$

где  $B_{\text{вдох}}$  - величина отходов  $i$ -го вида материалов (сырья):

$$B_{\text{отх}} = H_{pi} \times B_{\text{чист}}, \quad (54)$$

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

$$B_{\text{чист}} = H_{pi} \times K_{\text{вик.}i}, \quad (55)$$

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 10.

Таблица 10 - 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:

$$C_m = \left[ \sum_{i=1}^n (H_{pi} \cdot C_{mi} - \sum B_{\text{отх}} \cdot C_{\text{отх}}) \right] \cdot (1 + \eta) \quad (56)$$

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:

$$C_m = (1468,32 - 44,35) \cdot (1 + 0,05) = 1528,69 \text{ руб}$$

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

$$C_{ki} = \left[ \sum_{i=1}^n (H_{ki} \cdot C_{ki}) \right] \cdot (1 + \eta) \quad (57)$$

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

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

$\eta$  – коэффициент, учитывающий величину расходов по транспортировке сырья (материалов) к потребителю;

$n$  - количество видов выпускаемых изделий;  $C$

Перечень комплектующих на единицу изделия приведена в таблице 11.

Таблица 11 - Перечень комплектующих

Комплектующие изделия	Норма затрат, ед	Цена, руб	Стоимость, руб
Комплект крепежных элементов	1	225,00	240,75
Комплект прокладок	1	132,00	141,24
Комплект электроклапанов высокого давления	1	16750,00	17922,50
Блок управления	1	32500,00	34775,00
Герметик	1	200,00	214,00
ИТОГО			53293,49

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

$$C_{\Sigma} = C_m + C_{ki} = 1466,69 + 53293,49 = 54760,18 \text{ руб}$$

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

$$C_{\text{эл}} = N_i * F * C_{\text{эл}} * K_{\text{зо}} \quad (58)$$

где  $N_i$  - установленная мощность;

$F$  - фонд времени работы оборудования;

$C_{\text{эл}}$  - тариф за 1 кВт / ч;

$K_{\text{зо}}$  - коэффициент загрузки оборудования.

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

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

$$C_{\text{э.осв}} = Q_{\text{эл}} * C_{\text{эл}} \quad (59)$$

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

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

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:

$$C_{\Sigma\text{эл}} = C_{\text{эл}} + C_{\text{э.осв}} \quad (60)$$

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

«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 12.

Таблица 12 – Заработная плата исполнителей

Виды операций	Разряд работы	Труд-ть, ч/час	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб
1	2	3	4	5
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

Продолжение таблицы 12

1	2	3	4	5
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
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:

$$\text{СОЦ} = (\text{З}_0 + \text{З}_{\text{пр}}) * \text{К}_{\text{соц}} \quad (5.10)$$

где  $\text{К}_{\text{соц}}$  – коэффициент отчислений в фонд социального страхования,  
 $\text{К}_{\text{соц}} = 30\%$

$$\text{СОЦ} = (28\,280,00 + 5\,256,00) * 0,30 = 9\,460,8 \text{ руб}$$

Определим затраты на содержание и эксплуатацию оборудования:

$$\text{З}_{\text{сэоб}} = \text{З}_0 * (\text{К}_{\text{сэоб}} - 1) \quad (5.11)$$

где  $\text{К}_{\text{сэоб}}$  – коэффициент понесенных затрат, связанных с содержанием и эксплуатацией оборудования,  $\text{К}_{\text{сэоб}} = 1,95$

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

Произведем расчет общепроизводственных расходов:

$$\text{Р}_{\text{общ}} = \text{З}_0 * (\text{К}_{\text{общ}} - 1) \quad (5.12)$$

где  $\text{К}_{\text{общ}}$  – коэффициент общепроизводственных расходов,  $\text{К}_{\text{общ}} = 2,46$

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

Произведем расчет общехозяйственных расходов:

$$\text{Р}_{\text{охр}} = \text{З}_0 * (\text{К}_{\text{охр}} - 1) \quad (5.13)$$

где  $\text{К}_{\text{охр}}$  – коэффициент общехозяйственных расходов,  $\text{К}_{\text{охр}} = 2,37$

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

Расчет себестоимости доработки тормозной системы представим в таблице 13.

Таблица 13 – Расчет себестоимости доработки тормозной системы

Статьи затрат	Обозначение	ПРОЕКТ	
		Сумма	%
Сырье и материалы	М	1 466,69	0,6%
Покупные изделия и полуфабрикаты	Пи	53 293,49	22,9%
Зарплата основная	Зо	31 536,00	13,6%
Отчисления на соцстрах	Ос	9 460,80	4,1%
Расходы на содержание оборудования	Рс.об	29 939,52	12,9%
Общепроизводственные расходы	Ропр	46 060,80	19,8%
Общехозяйственные расходы	Рохр	43 182,00	18,6%
Производственная себестоимость	Спр	214 939,30	92,4%
Внепроизводственные расходы	Рвн	17 709,98	7,6%
Полная себестоимость	СП	232 649,28	100,0%

Выводы по разделу. В результате выполнения экономического раздела дипломного проекта составлен калькуляцию основных и вспомогательных расходов на изготовление доработанной тормозной системы.

Представленный расчет содержит данные доработки тормозной системы в условиях опытного производство. При серийном производстве себестоимость узла может бать уменьшена, 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  $r_{cm} = 330$  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  $N_t = 71$  кВт,  $V_{\max} = 120$  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  $M_e = 181,6$  Н • м достигается при оборотах коленчатого вала  $n = 2400$  мин<sup>-1</sup>. Максимальные обороты коленчатого вала  $n_{\max} = 5000$  мин<sup>-1</sup>

Также расчетом были определены передаточные числа трансмиссии автомобиля.

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  $D_\phi$ .

В разделе "Расчет тормозных свойств и топливной экономичности автомобиля" было рассчитано тормозные свойства автомобиля, на основе чего построил график зависимости от скорости движения автомобиля времени, пути разгона и пути торможения.

Одним из основных экономических показателей автомобиля является расход топлива при автоперевозках в различных эксплуатационных условиях - так называемая топливная экономичность автомобиля. По рассчитанным значениям построил топливно-экономическую характеристику двигателя. Данная характеристика является зависимостью удельного расхода топлива  $g_e$  (л / 100 км) от скорости движения автомобиля на различных передачах КП и при различных дорожных условиях, характеризуются величиной коэффициента сопротивления дороги  $\psi$ . С построенной топливно-экономической характеристики видно, что наиболее экономичный режим движения при  $\psi = 0,02$  и при скоростях 40...60 м / с (55,4 м / с).

Контрольный расход топлива составляет = 11,2 л / 100 км.

В дипломном проекте была проведена работа по модернизации тормозной системы автомобиля «Сержант 2» путем установки датчика ABS.

В разделе "Расчет тормозной системы" были проведено расчеты:

Барабанный тормозной механизм: определение предельного значения тормозных моментов и тормозных сил для передних и задних колес, а также - стояночного тормоза; выбор расчетной схемы для передних и задних колес; расчетные схемы для гидравлических и пневматических тормозных систем; проведение численных расчетов. Расчет на прочность тормозного барабана.

Результаты расчетов:

- вертикальная опорная реакции на передней  $Z_{\tau 1}$  оси автомобиля,  $Z_{\tau 1} = 4245 \text{ Н}$ ;

- вертикальная опорная реакции на задней  $Z_{\tau 2}$  оси автомобиля,  $Z_{\tau 2} = 3044 \text{ Н}$ ;

- тормозной момент при торможении стояночным тормозом,  $M_{\tau} = 1166 \text{ Нм}$ ;

Давление в тормозной системе с гидроприводом,  $p = 48 \text{ МПа}$ ;

$W = 0.235 \text{ мм} < 0,0016 \cdot R = 0,0016 \cdot 150 = 0,24 \text{ мм}$ ., Следовательно условие на прочность барабанных тормозов выполняется.

2) Дисковый тормозной механизм: определение предельного значения тормозного моментов для передних колес; выбор расчетной схемы для дискового тормоза; проведение численных расчетов.

Результаты расчетов:

- сила, прижимает накладку к диску,  $N = 17540 \text{ Н}$ ;

- площадь поверхности трения накладки,  $F = 39 \text{ см}^2$ .

После проведения модернизации можно сделать вывод, что:

1. При ABS коэффициент сцепления при различных температурах нагрева шины колес автомобиля будет больше, чем без ABS, поэтому автомобиль будет более устойчив и более управляемый при торможении.

2. При срабатывании ABS при торможении автомобиль пройдет меньший тормозной путь чем без ABS, что очень важно при экстренном торможении.

3. Во время торможения с ABS износ шины на 10 - 15% меньше, чем без ABS, что повышает срок эксплуатации автомобильных шин.

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 проведения работ по модернизации тормозной системы автомобиля «Сержант 2» 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](http://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](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. Натарова, 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

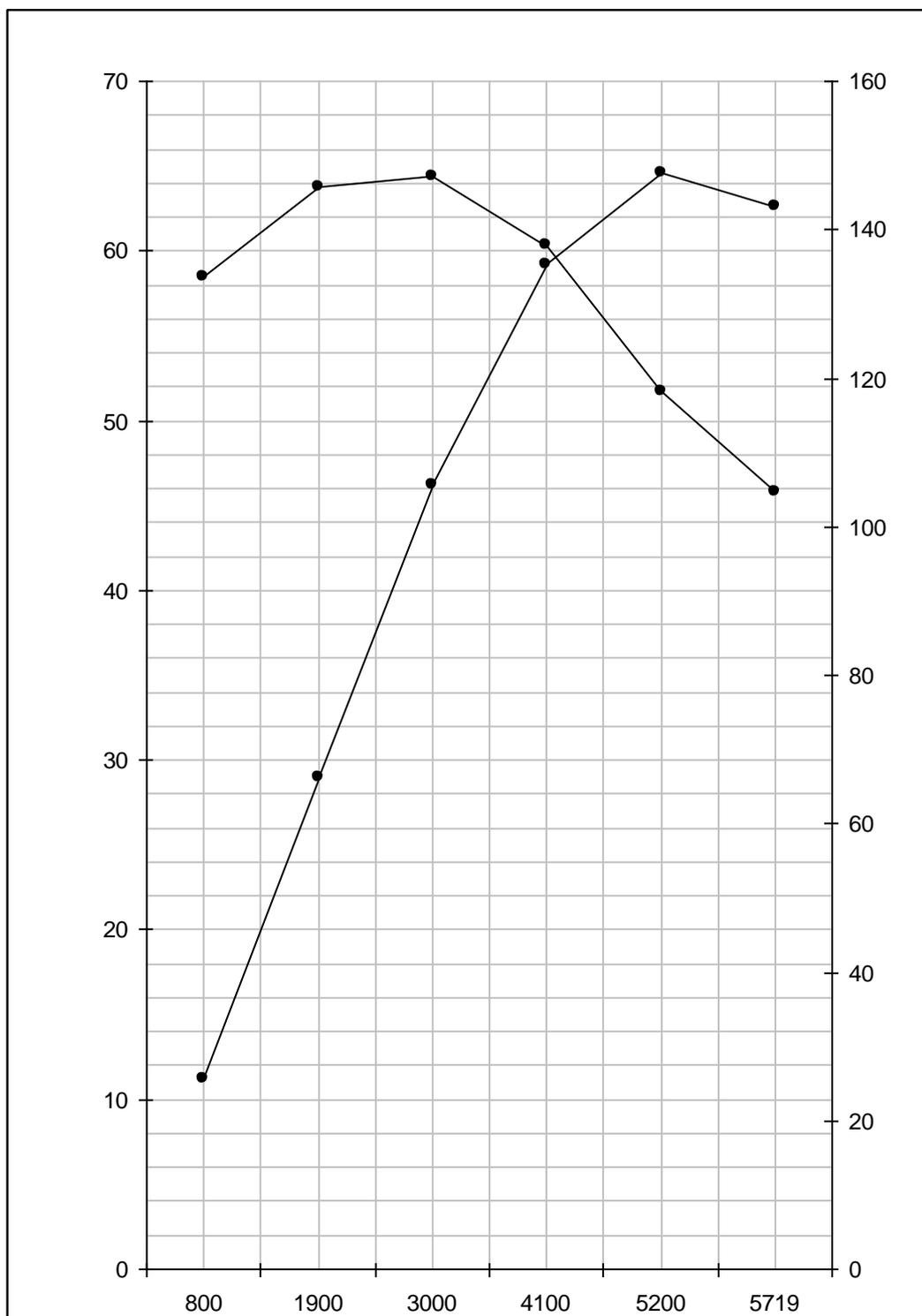


Рисунок А1 – Внешняя скоростная характеристика

Продолжение Приложения А

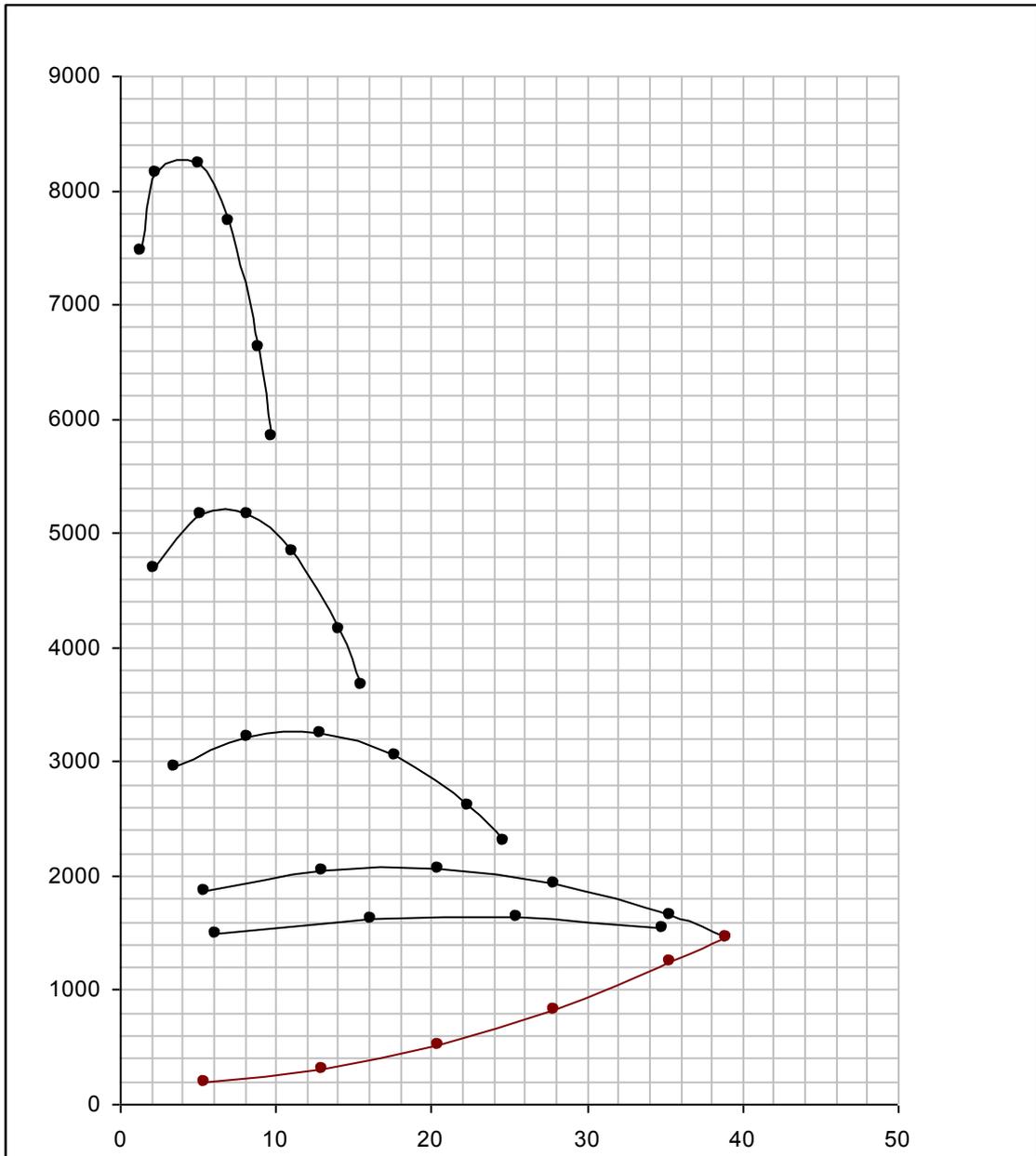


Рисунок А2 – Тяговый баланс автомобиля

Продолжение Приложения А

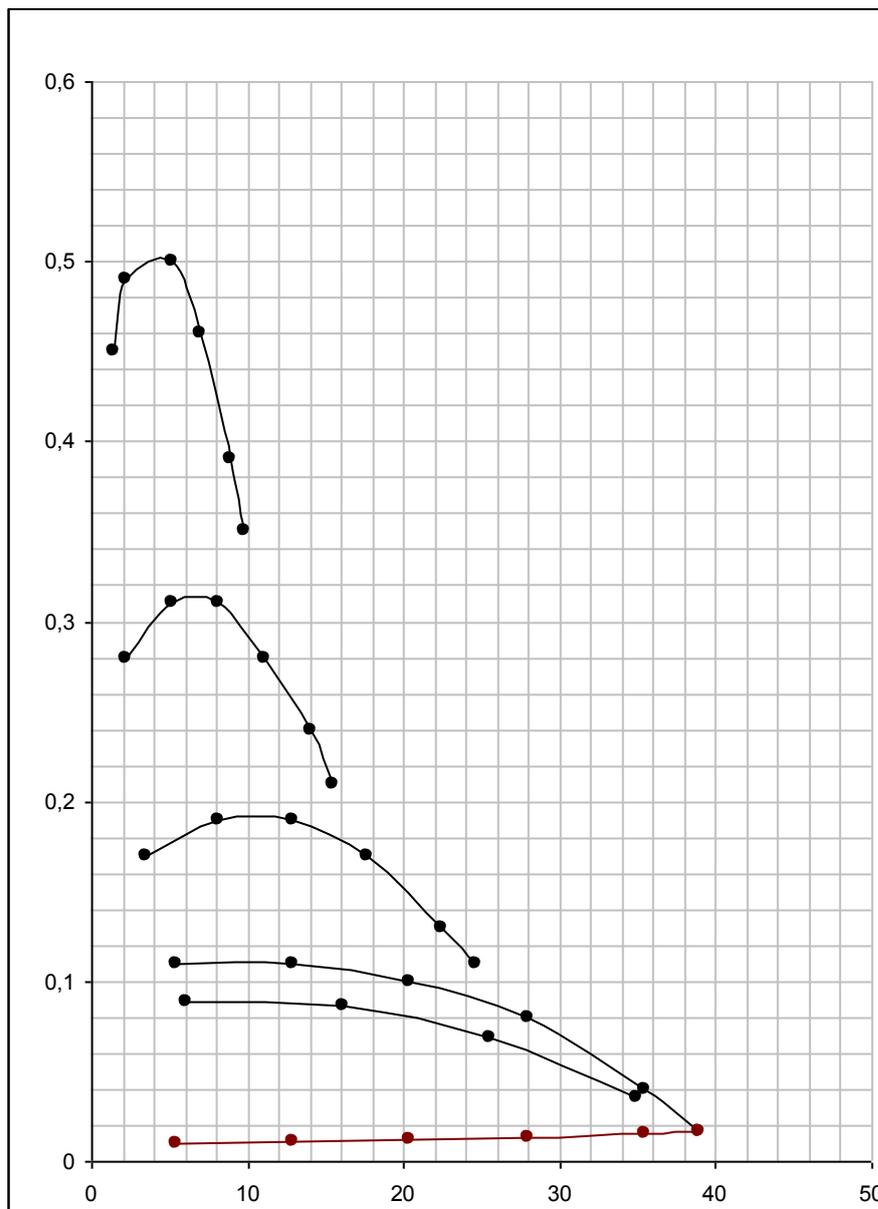


Рисунок А3 – Динамическая характеристика

Продолжение Приложения А

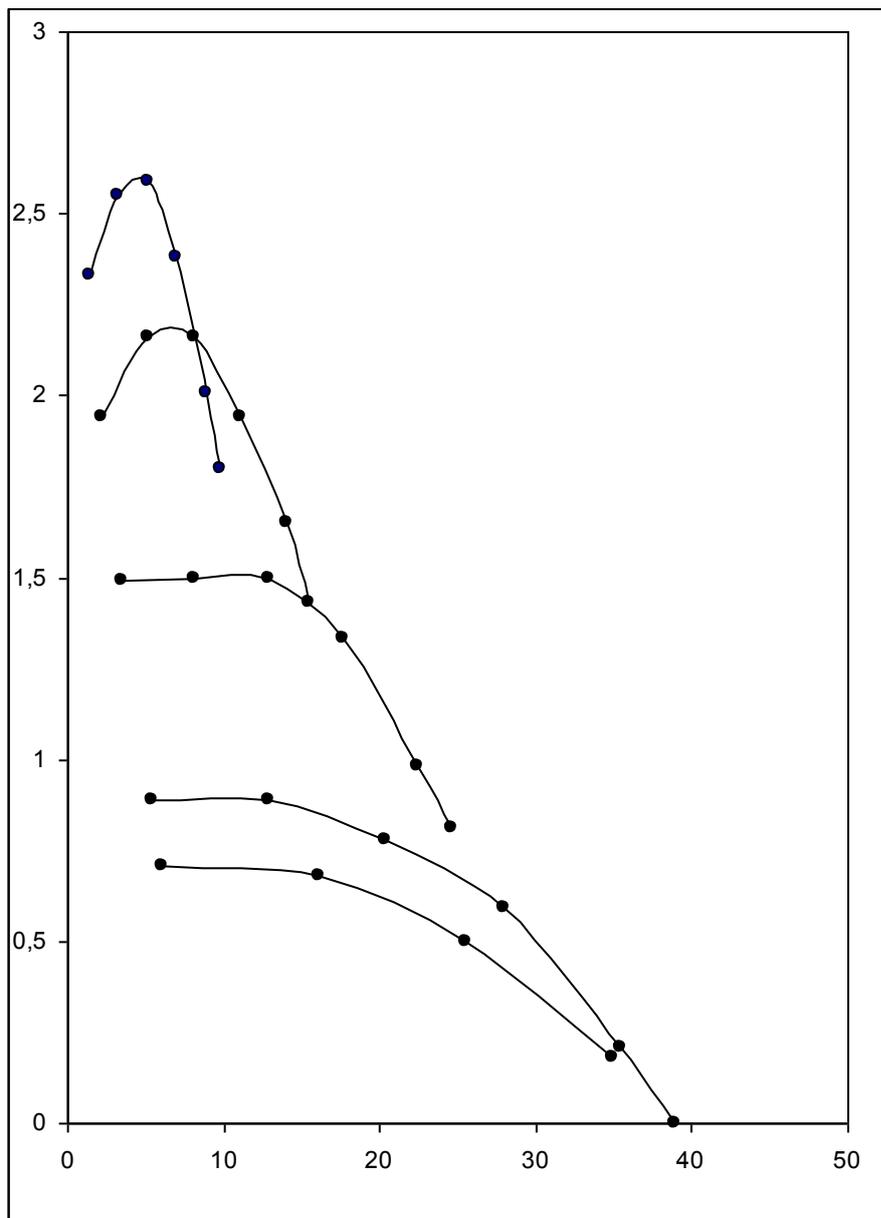


Рисунок А4 – Ускорения автомобиля

Продолжение Приложения А

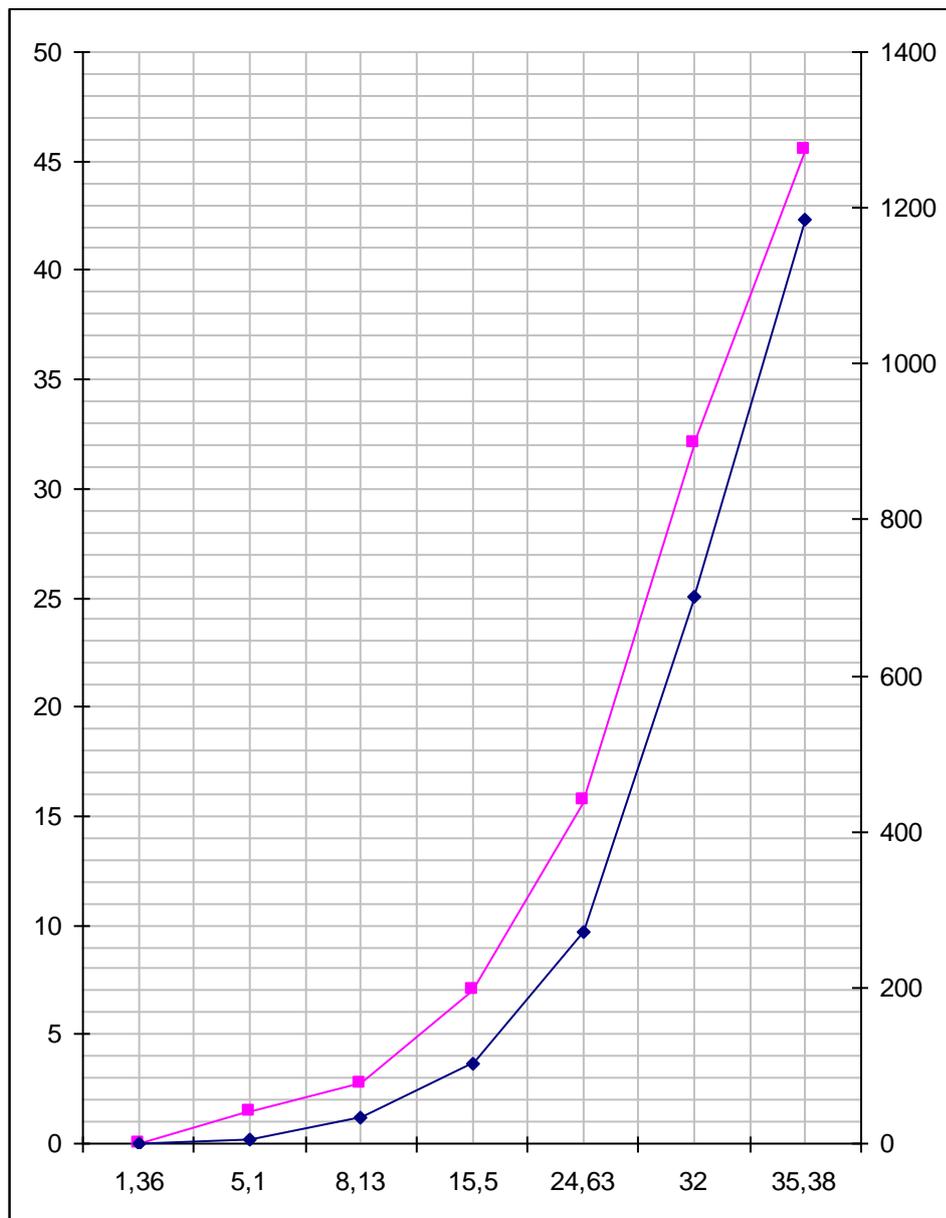


Рисунок А5 – Время и путь разгона автомобиля

## Продолжение Приложения А

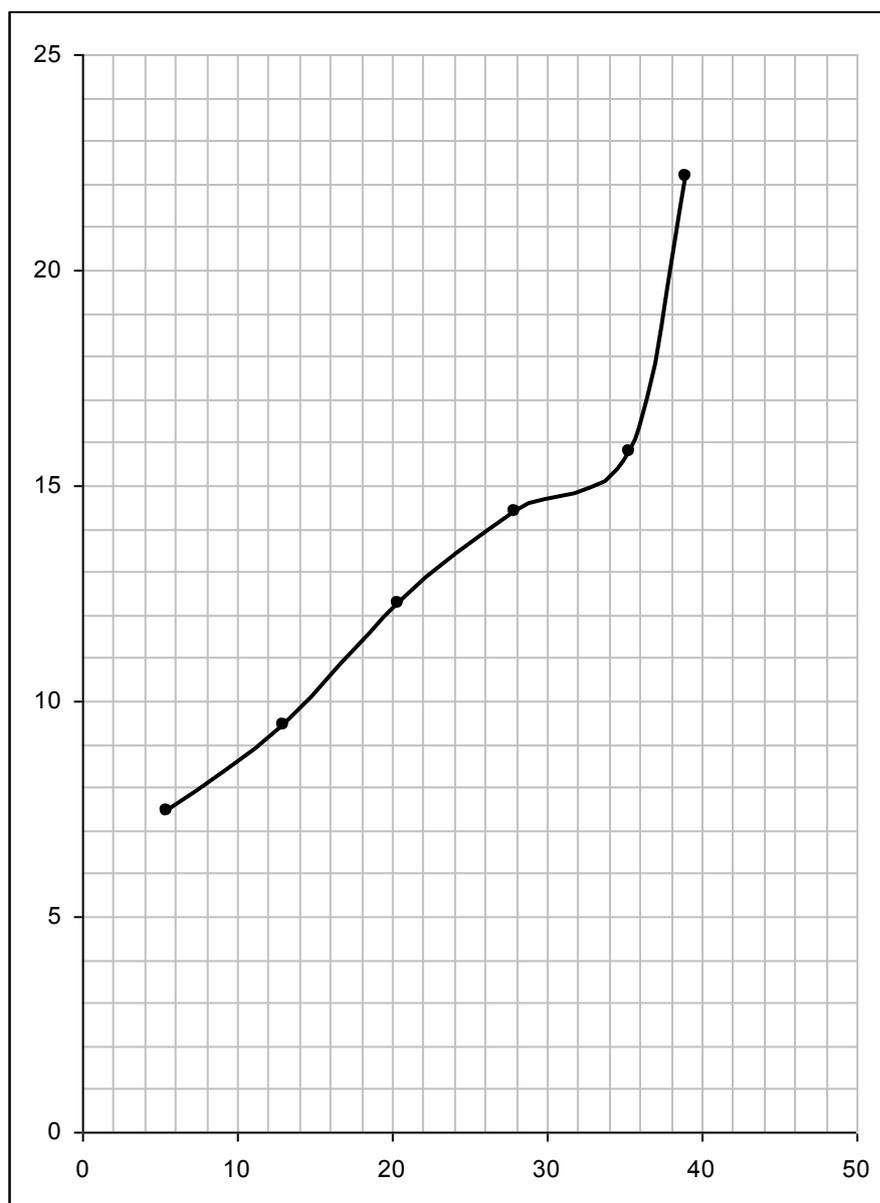


Рисунок А8 – Топливо-экономическая характеристика