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 «Модернизация тормозной системы LADA NIVA»

Обучающийся А.Ж. Захаров
(Инициалы Фамилия) (личная подпись)

Руководитель канд. техн. наук А.С. Тизилов
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультанты канд. техн. наук Л.Л. Чумаков
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. техн. наук А.В. Бобровский
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. фил. наук М.М. Бажутина
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2025

Аннотация

Общество требует от автомобилей безопасности, надёжности, экономичности и экологичности. Это является важными факторами при проектировании любого автомобиля. Самым важным элементом является безопасность, ведь если какое-либо устройство небезопасно, то им и не будут пользоваться без крайней на то необходимости.

Предметом и целью дипломного проекта является модернизация тормозной системы автомобиля LADA NIVA. В современных условиях необходимо соответствовать быстроразвивающимся новым технологиям, особенно тем технологиям, что направлены на безопасность человека.

Тормозная система является системой управления автомобиля и относится к его важнейшим элементам активной безопасности, а также элементом, без которого невозможна эксплуатация любого транспортного средства.

Дипломный проект состоит из инженерно-графической части работы, включающей в себя чертежи формата А1 и пояснительной записки, включающей в себя введение, основную часть, разделённую на пять разделов, приложение с графиками и спецификациями, выполненную на формате А4.

В первом разделе рассмотрено состояние вопроса дипломного проекта – тормозная система и конструкция модернизированной тормозной системы LADA NIVA.

Во втором разделе произведены конструкторские расчёты, включая расчёт тягово-динамических характеристик автомобиля LADA NIVA.

В третьем разделе рассмотрен технологический процесс.

В четвёртом разделе рассмотрены производственная и экологическая безопасность проекта.

В пятом разделе рассмотрена экономическая эффективность проекта, с проведёнными необходимыми расчётами и оцениванием эффективности проекта.

Abstract

The aim of the degree paper is to modernize the braking system of the LADA NIVA vehicle.

The graphic part includes a general view of the car, a diagram of the modernized braking system, parts of the braking system, a modulator drawing, a drawing of the brake master cylinder, charts of traction and dynamic characteristics, and charts of fuel economy.

The feasibility study outlines the purpose and requirements for modern brake systems, analyzes existing brake system structures for the LADA NIVA, and provides the rationale for the chosen modernization design. The intellectual property protection section includes a patent search.

In the design part, the calculation of the traction dynamics and fuel economy of the LADA NIVA is given, the layout of the modernized brake system is selected, its dynamic calculation is performed, and the main parameters of the project, including the strength calculation of key braking system components, are determined.

In the technological part, the type of production for implementing the modernization has been chosen and the level of automation of the relevant assembly work is identified.

The safety section and environmental friendliness of the project provide general safety requirements for vehicles, as well as the method for testing the modernized braking system of the vehicle.

In the economic part of the project, the calculated costs for implementing the modernization of the developed unit are given. Indicators of the financial profitability of the project are calculated, including costs for industrial implementation, basic materials, purchased component parts, and products.

The degree paper consists of an explanatory note on 114 pages of printed text and the graphic part on 10 A1 format sheets.

Содержание

Введение 6

1 Состояние вопроса. Тормозная система 8

1.1 Назначение тормозной системы 8

1.2 Требования, предъявляемые к конструкции тормозных систем 10

1.3 Классификация конструкций тормозных систем 13

1.4 Обзор и тенденции развития конструкции тормозных систем 22

1.5 Выбор и обоснование вносимых изменений в конструкцию тормозной системы 27

2 Конструкторская часть 32

2.1 Тягово-динамический расчёт автомобиля 32

2.2 Расчёт тормозной системы 62

3 Технологический процесс 91

3.1 Обоснование выбора технологического процесса 91

3.2 Выбор организационной формы сборки 92

3.3 Составление перечня сборочных работ 92

3.4 Определение трудоёмкости сборки 94

4 Производственная и экологическая безопасность проекта 95

4.1 Описание рабочего места 95

4.2 Опасные и вредные производственные факторы 97

4.3 Организационно-технические мероприятия по созданию безопасных условий труда 98

4.4 Антропогенное воздействие на окружающую среду и мероприятия по экологической безопасности 100

4.5 Обеспечение пожарной безопасности технического объекта 101

5 Экономическая эффективность проекта 103
5.1 Расчёт заработной платы работников 103
5.2 Расчёт себестоимости проектной конструкции 106
5.3 Экономическая оценка..... 108
Заключение 110
Список используемой литературы и используемых источников..... 112
Приложение А Графики тягово-динамического расчёта автомобиля..... 115
Приложение Б Спецификация 127

Введение

В современных условиях стремительного развития машиностроительной отрасли, а именно автомобилестроения, одним из важнейших вопросов является безопасность транспортных средств. По этой причине необходимо постоянно развивать, совершенствовать и внедрять новые технологии и технические решения во все элементы, влияющие на сохранность жизней при эксплуатации автомобилей. Одним из таких элементов, оказывающих значительное влияние, является тормозная система.

Тормозная система является одной из основополагающих систем автомобиля, относящийся к его системам активной безопасности. Своевременное и эффективное замедление и остановка транспортного средства позволяет предотвратить или же минимизировать последствия от возможных дорожно-транспортных происшествий. По этой причине тормозная система является одной из самых важнейших систем любого транспортного средства, без которой вовсе является невозможным эксплуатация автомобилей.

От эффективности работоспособности тормозной системы зависят напрямую безопасность водителя, пассажиров и пешеходов, то есть, всех участников дорожного движения. Особенно важной эффективность тормозной системы становится при эксплуатации автомобиля в тяжёлых дорожных условиях, а именно по бездорожью, потому что таким условиям характерны – отсутствие специализированного дорожного покрытия, частые перепады высот и множество резких поворотов, дорожные препятствия и другие элементы, негативно влияющие на безопасность и комфорт вождения, а также вынуждающие активно изменять скорость, прибегая к частым торможениям.

Для совершенствования тормозных систем развиваются и улучшаются различные их компоненты. Некоторые технологии направлены на улучшение уже существующих компонентов, а другие являются отдельными

вспомогательными узлами, которые способны кардинально изменить работу тормозной системы и выполнять множество функций в автоматизированном режиме без участия водителя.

Автомобиль LADA NIVA, выпускаемый АО «АВТОВАЗ», является одним из самых распространённых внедорожников в России, который активно эксплуатируется как по бездорожью, так и в городских условиях. Поэтому необходимо уделить особое внимание совершенствованию тормозной системы именно этого внедорожника.

Существующая конструкция тормозной системы LADA NIVA соответствует базовым требованиям по эффективности торможения, но на данный момент является устаревшей и имеет ряд возможностей для её усовершенствования.

Целью дипломного проекта является оптимальное применение современных технологических решений для модернизации тормозной системы LADA NIVA с учётом необходимых требований и особенностей эксплуатации автомобиля.

1 Состояние вопроса. Тормозная система

1.1 Назначение тормозной системы

Тормозная система относится к системам управления автомобилем и является одним из важнейших элементов его конструкции. Она фундаментально предназначена для контролируемого снижения скорости движения, полной остановке транспортного средства и удержании его на месте в неподвижном состоянии.

«Свойства активной безопасности характеризуют способность снижать вероятность вовлечения автомобиля в дорожно-транспортные происшествия и включает в себя:

- тормозные свойства – способность автомобиля быстро снижать скорость и надёжно удерживаться на месте;
- управляемость и устойчивость в аварийных режимах – способность автомобиля к совершению резких манёвров в критических ситуациях (объезд препятствия, крутой поворот);
- обзорность с места водителя – возможность водителя получить визуальную информацию об окружающей обстановке связана с конструкцией стекол, зеркал заднего вида и т.п.;
- внешнюю информативность автомобиля – количество, цвет, место расположения внешних световых приборов (фар, указателей поворота, сигналов торможения и т.п.);
- уровень шума на рабочем месте водителя – степень снижения работоспособности водителя при длительном воздействии шума» [4].

На два свойства активной безопасности автомобиля (тормозные свойства, управляемость и устойчивость автомобиля в аварийных режимах) напрямую влияет именно тормозная система автомобиля, что её и делает столь важной и необходимой при эксплуатации автомобиля.

В автомобилестроении тормозная система выполняет несколько

ключевых функций. Прежде всего, она служит для преобразования кинетической энергии движущегося транспортного средства в тепловую энергию за счёт трения между вращающимся и неподвижным элементами.

Также одной из основных функций является экстренное торможение, к использованию которого прибегает каждый водитель при возникновении какой-либо аварийной ситуации во время движения автомобиля с целью предотвращения или минимизации ущерба от возможного дорожно-транспортного происшествия. Экстренное торможение является возможным даже в случае отказа одного из элементов тормозной системы, благодаря многоконтурным системам. «Повышение конструктивной безопасности (с начала 60-х годов). В этот период на автомобиле стали применяться ремни и подушки безопасности, безопасные стекла, двухконтурные тормозные системы, ударопоглащающие бамперы и т.д.» [4].

Важной функцией тормозной системы при движении по резкопересечённой местности является обеспечение управляемости и устойчивости транспортного средства «управляемость и устойчивость – способность автомобиля изменять (управляемость) или поддерживать постоянными (устойчивость) параметры движения (скорость, ускорение, замедление, направление движения) в соответствии с действиями водителя» [4], за счёт контролирования скорости движения и предотвращения самопроизвольного ускорения автомобиля под действием силы тяжести.

В заключение, необходимо отметить, что эффективная и надёжная тормозная система является критически важным элементом автомобиля для безопасности дорожного движения. Неисправность тормозной системы является одной из основных причин дорожно-транспортных происшествий, поэтому необходимо уделять ей особое внимание при разработке и эксплуатации.

1.2 Требования, предъявляемые к конструкции тормозных систем

Во всём мире к тормозным системам предъявляются требования, определяющие величину показателей и характеризующих эффективность работы тормозной системы. Под величиной показателей подразумевается тормозной путь (расстояние, проходимое автомобилем от момента нажатия на педаль тормоза водителем до полной остановки автомобиля) и ускорения замедления автомобиля (величина, показывающая то, на сколько быстро скорость автомобиля идёт на уменьшение, то есть, величина ускорения снижения скорости автомобиля при торможении).

«Сложно представить жизнь современного человека без автомобиля. Однако автомобили должны не только облегчать жизнь людей, но и быть безопасными для них. Как результат мы наблюдаем развитие нормативно-правовой базы, действующей в отношении конструкции подобных транспортных средств, с целью сохранения жизни и здоровья участников движения, а также экологии окружающей среды» [8].

«Торможение является одной из самых важных функций автомобиля, и тормозная система должна быть спроектирована таким образом, чтобы обеспечивать безопасную и эффективную остановку при всех условиях. Тормозная система должна быть способна эффективно рассеивать кинетическую энергию автомобиля и преобразовывать её в тепло, которое затем рассеивается в окружающую среду. Конструкция тормозной системы должна учитывать такие факторы, как вес автомобиля, скорость, с которой он движется, и дорожные условия» [24].

«Тормозная система также должна быть спроектирована таким образом, чтобы обеспечивать безопасное и эффективное трогание с места. Для этого тормозная система должна быть способна плавно и равномерно отпускать тормоза, не вызывая рывков или заглохания двигателя. Конструкция тормозной системы должна учитывать такие факторы, как вес автомобиля, тип трансмиссии и дорожные условия» [24].

Можно выделить следующие основные требования, которые предъявляются к тормозным системам:

– Функциональные требования:
    1) Эффективность торможения – тормозная система должна обеспечивать своевременное и безопасное снижение скорости и полную остановку автомобиля при минимально возможном тормозном пути;
    2) Надёжность и безопасность тормозной системы – тормозная система должна быть безотказна работать во время всего срока эксплуатации автомобиля, а в случае отказа одной из подсистем должна быть предусмотрена возможность аварийного торможения без этой подсистемы;
    3) Управляемость автомобилем – тормозная система должна равномерно распределять тормозные усилия между всеми колёсами и во время торможения не должна ухудшаться управляемость автомобилем, во избежание возникновения заноса или блокировки колёс;
    4) Неизменность функциональных характеристик – тормозная система должна работать без изменения своих характеристик в широком диапазоне температур и при различных условиях эксплуатации (большая загруженность автомобиля, спуск с крутого склона и другие условия), а во время длительного её использования не должна изменять свои характеристики (влияние перегрева должно сводиться к минимуму).
– Конструктивные требования:
    1) Прочность и долговечность – каждый элемент и узел тормозной системы должны быть изготовлены из качественных и надёжных материалов, позволяющих выдерживать все условия эксплуатации, высокие нагрузки и вибрации, температурные перепады, погодные условия, какие-либо загрязнения и иные

воздействия на них. А конструкция должна обеспечивать длительный срок всех элементов и узлов тормозной системы, позволяя минимизировать частоту замены каких-либо компонентов тормозной системы;

2) Герметичность – большинство тормозных систем являются гидравлическими или пневматическими, поэтому герметичность является очень важным требованием, любая утечка жидкости или воздуха должна быть исключена;
3) Доступность при обслуживании – тормозная система должна быть удобно в обслуживание, а к её основным узлам и элементам (например, к тормозным дискам и барабанам) должен быть простой доступ, позволяющий при необходимости их очистить, обслужить, диагностировать, отремонтировать, заменить;
4) Эргономичность – органы управления тормозной системой (педали, рычаги или иные органы управления) должны быть расположены в удобном месте для использования их водителем, как при штатных ситуациях, так и в аварийных (экстренных) случаях. А усилия, необходимые для использования тормозной системы водителем должны быть оптимальны, чтобы водитель мог удобно управлять скорость автомобиля (не слишком медленно, но и не слишком резко, если оно того не требует), а процесс управления тормозной системой не должен вызывать усталости;
5) Компактность и масса – тормозная система должна быть компактна, не занимать лишнего пространства в конструкции автомобиля, а её масса должна быть минимальна, чтобы не увеличивать вес автомобиля. Это необходимо для достижения оптимальной конструкции автомобиля и увеличения его динамических характеристик;

6) Стоимость – любой производитель применяет только те технологии, что экономически оправданы, это касается и тормозных систем. Тормозные системы должны соответствовать требованиям по затратам от производителя.

«Автотранспортное средство должно иметь рабочую, запасную и стояночную тормозные системы по ГОСТ 22895-77». Подробно же общие технические требования регулируются ТР ТС 018/2011, а также приведены: «к рабочей тормозной системе и её эффективности; к запасной тормозной системе и её эффективности; стояночной тормозной системе и её эффективности; вспомогательной тормозной системе и её эффективности; дополнительные требования к тормозным системам автопоездов, автомобилей-тягачей и прицепов (полуприцепов) по ГОСТ 22895-77».

В заключение необходимо отметить, что тормозная система является довольно сложной системой с различными узлами, к которым предъявляется множество требований, но все они сводятся к достижению максимальной безопасности человека (всех участников дорожного движения) и к эффективному выполнению своего назначения – снижения скорости автомобиля и его полной остановки.

Требований, предъявляемых к тормозным системам множество и они регламентируются государственными общесоюзными стандартами (ГОСТ) и техническим регламентом таможенного союза (ТР ТС).

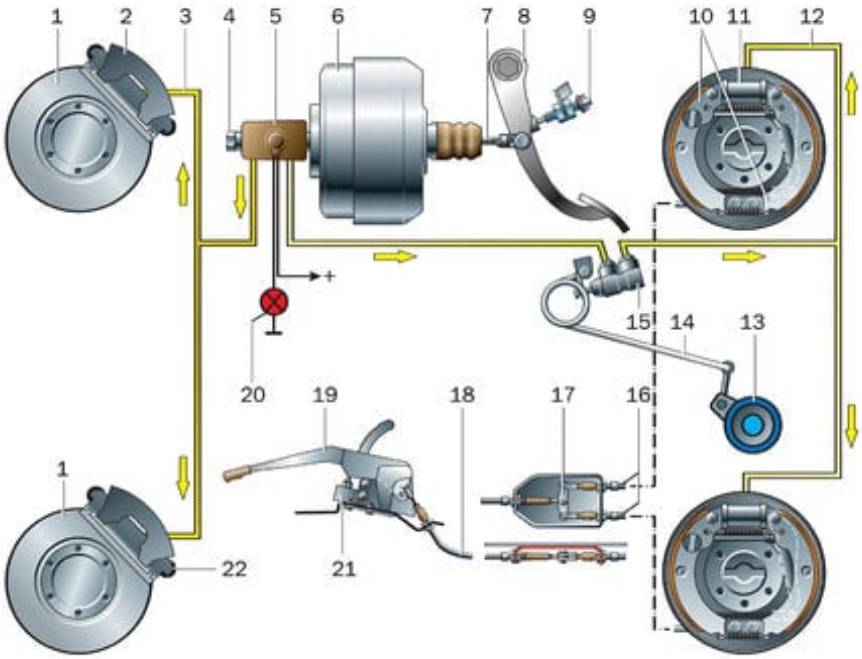
1.3 Классификация конструкций тормозных систем

Тормозная система представляет собой довольно сложный комплекс взаимосвязанных компонентов, каждый из которых выполняют свою собственную функцию, а количество этих компонентов может быть разным в зависимости от автомобиля и его типа.

Тормозные системы могут быть классифицированы даже по наличию вспомогательных системы автоматизированной помощи при торможении и

управления автомобилем.

«В основном тормозные системы современных легковых автомобилей с гидравлическом приводом, с дисковыми тормозами на передней оси и барабанными тормозами на задней оси» [18]. Принципиальная схема такой рабочей тормозной системы представлена на рисунке 1.



«1 – тормозной диск; 2 – скоба тормозного механизма передних колёс; 3 – передний контур; 4 – главный тормозной цилиндр; 5 – бачок с датчиком аварийного падения уровня тормозной жидкости; 6 – вакуумный усилитель; 7 – толкатель; 8 – педаль тормоза; 9 – выключатель света торможения; 10 – тормозные колодки задних колёс; 11 – тормозной цилиндр задних колёс; 12 – задний контур; 13 – кожух полуоси заднего моста; 14 – нагрузочная пружина; 15 – регулятор давления; 16 – задние тросы; 17 – уравнитель; 18 – передний (центральный) трос; 19 – рычаг стояночного тормоза; 20 – сигнализатор аварийного падения уровня тормозной жидкости; 21 – выключатель сигнализатора стояночного тормоза; 22 – тормозная колодка передних колёс» [4].

Рисунок 1 – Принципиальная схема рабочей тормозной системы автомобиля

Тормозные системы состоят из следующих ключевых элементов:

– Тормозные механизмы. Являются исполнительными элементами тормозной системы, осуществляющими торможение. И они

подразделяются на:

1) Дисковой тормозной механизм. Состоит из тормозного диска и суппорта с тормозными колодками, расположенных на диске. При торможении колодки сжимаются и прижимаются к диску, создавая трение и превращая кинетическую энергию вращения колеса в тепловую;

   «Важным классификационным признаком дискового тормоза является конструкция скобы, несущей и направляющей колодку с накладками. В соответствии с этим признаком дисковые тормоза разделают на механизмы с фиксированной и "плавающей" скобой» [16].

2) Барабанный тормозной механизм. Состоит из тормозного барабана и тормозных колодок, расположенных внутри барабана. При торможении колодки разжимаются и прижимаются к тормозному барабану, создавая трение и превращая кинетическую энергию вращения колеса в тепловую.

В транспортных средствах на каждую ось могут устанавливаться тормозные механизмы одного типа, либо же разных типов.

– Тормозной привод. Является механизмом, передающим прикладываемое водителем усилие от педали тормоза до исполнительных механизмов, соответственно необходим для управления тормозными механизмами» [18]. Применяются следующие типы тормозных приводов:

1) Механический привод. Самый простой и старый тип тормозного привода. Преимущественно используется в стояночной тормозной системе. Передача тормозного усилия происходит через систему тросов и рычагов, натяжением троса тормозные колодки прижимаются к тормозным барабанам;

2) Гидравлический привод. Является самым распространённым

тормозным приводом за счёт высокой эффективности. Усилие от нажатия педали тормоза передаётся по гидравлической системе через главный тормозной цилиндр, который создаёт давление жидкости, давящей на рабочие цилиндры, прижимающие тормозные колодки к тормозным дискам или барабанам;

3) Пневматический привод. В основном используется в грузовых автомобилях, автобусах и подобного рода транспорте, так как тормозная мощность такого привода довольно высока, что и требуется тяжёлому транспорту. Усилие от нажатия педали тормоза передаётся по пневматической системе через компрессор, создающий давление сжатого воздуха, которым тормозные колодки прижимаются к тормозным дискам или барабанам;
4) Электрический привод. Современный тип привода, который применяется в электромеханических стояночных тормозах и системах с электронным управлением, в электрических и гибридных автомобилях. Усилие создаётся электродвигателем и передаётся через механические элементы к тормозным колодкам;
5) Смешанный (комбинированный) привод. Смешанный тип тормозного привода представляет собой сочетание нескольких типов приводов, что увеличивает надёжность и эффективность тормозного привода в целом. Выделяют следующие типы смешанного привода:
    - Пневмогидравлический,
    - Электропневматический,
    - Электрогидравлический,
    - Пневмомеханический,
    - Гидропневмогидравлический.

– Главный тормозной цилиндр. Применяется в тормозных системах с гидравлическим, пневматическим или смешанном (гибридном) приводах. Необходим для преобразования механического усилия педали тормоза в давление, которое передаётся к тормозным механизмам. В современных автомобилях применяются только многоконтурные главные тормозные цилиндры, а именно двухконтурные. Это позволяет повысить надёжность тормозной системы за счёт того, что главный тормозной цилиндр разделён на два независимых контура, каждый из которых управляет тормозными механизмами на одной оси или диагонально. Обычно классифицируется:
    1) По количеству контуров:
        - Одноконтурный,
        - Двухконтурный (с диагональной или параллельной схемой).
    2) По наличию усилителя:
        - С усилителем,
        - Без усилителя.
– Усилитель тормозного привода. Необходим для более эффективного торможения, за счёт снижения усилия, прилагаемого водителем при нажатии на педаль тормоза. Бывает следующих видов:
    1) Вакуумный усилитель. «Является самым распространённым вариантом. Путём использования разрежения во впускном коллекторе двигателя или создаваемые вакуумным насосом, обеспечивает снижение усилия, необходимого для нажатия на педаль тормоза» [18];
    2) Пневматический усилитель. Применяется в основном в грузовых автомобилях. Используется сжатый воздух для усиления тормозного усилия;
    3) Гидравлический усилитель. Используется энергия давления

жидкости, создаваемой насосом;

Совместно с тормозной системой автомобиля получили широкое распространение электронные дополнительные системы безопасности, которые предназначены для предотвращения аварийных ситуаций, повышения эффективности торможения и улучшения управляемости автомобиля. Работают в совокупности с основной тормозной системой. На данный момент такие системы устанавливаются на большинство современных автомобилей и эксплуатация автомобиля без некоторых систем для многих водителей уже является затруднительной, например, без системы ABS. Примером таких систем являются:

- Антиблокировочная система (ABS) – предназначена для предотвращения блокировки колёс при экстренном торможении, значительно увеличивая эффективность торможения;
- Система электронного распределения тормозных усилий (EBD) – предназначена для правильного распределения тормозных усилий между передними и задними колёсами, увеличивая эффективность торможения;
- Система контроля устойчивости (ESP, ESC) – предназначена для предотвращения блокировки колёс при экстренном торможении и корректировки траектории движения автомобиля, тем самым предотвращая занос и скольжение, увеличивая управляемость автомобиля;
- Система динамической стабилизации (DSC) – предназначена для предотвращения заноса автомобиля и поддержания его устойчивости, вмешивается в управление автомобилем (изменяя мощность двигателя и тормозное усилия на каждом из колёс), если считает, что автомобиль отклоняется от необходимой траектории или начинает терять сцепление с дорожным покрытием;
- Система предотвращения опрокидывания (RSC) – предназначена для предотвращения опрокидывания (переворота) автомобиля при

резком маневрировании, используя тормоза на каждом из колёс по отдельности;

- Система автоматического экстренного торможении (AEB, EBA, BAS) – предназначена для более эффективного экстренного торможения, определяя когда водитель применяет экстренное торможение, то резко увеличивает тормозное давление до максимально возможного;
- «Система помощи при спуске (HDC) – предназначена для контролирования скорости автомобиля во время спуска по крутым склонам» [2];
- Система помощи при экстренном торможении (BAS) – предназначена для предотвращения случайного нажатия на педаль акселератора во время экстренного торможения (во время одновременного нажатия на педаль акселератора и педаль тормоза – отключает педаль акселератора).

Исполнительные механизмы тормозных устройств, то есть тормоза, классифицируют по следующим признакам:

- По конструктивному исполнению рабочих элементов:
    1) Колодочные – рабочим элементом является колодка, которая взаимодействует с тормозным барабаном;
    2) Ленточные – рабочим элементом является диск или сегментные колодки;
    3) Конические – рабочим элементом является конус;
    4) Рельсовые – рабочий элемент взаимодействует с рельсом.
- По характеру приводного усилия:
    1) Нормально закрытые – замыкаются от постоянной силы при выключенном приводе, а при включенном – размыкаются;
    2) Нормально открытые – замыкаются при включенном приводе, а под действием размыкающего усилия – размыкаются;
    3) Комбинированные – в нормальных условиях эксплуатации работают как нормально открытые, а в аварийных – как

нормально закрытые.

- По принципу действия:
  1) Автоматические – замыкаются при отключении двигателя механизма или при срабатывании элементов защиты;
  2) Управляемые – замыкаются и размыкаются при воздействии человека на управление тормозом.
- По назначению:
  1) Стопорные – предназначены для остановки механизма;
  2) Ограничивающие – предназначены для ограничения скорости движения при каком-либо значении во время работы.
- При эксплуатации:
  1) Служебные (рабочие) – предназначены для штатного регулирования скорости и остановки при эксплуатации;
  2) Экстренные (аварийные) – предназначены для предотвращения аварии или наезда, производимые внезапно с максимально возможным замедлением.

«На автомобилях в зависимости от их максимальной массы и назначения предусмотрена установка следующих тормозных систем:

- Рабочая тормозная система;
- Аварийная тормозная система;
- Запасная тормозная система;
- Стояночная тормозная система;
- Вспомогательная тормозная система;
- Тормозная система прицепа;
- Стояночная тормозная система прицепа;
- Аварийная тормозная система прицепа.

Обилие различных видов тормозных систем обусловлено повышенными требованиями, предъявляемыми к тормозным системам» [18].

«Рабочая тормозная система предназначена для управления скоростью

автотранспортного средства (АТС) и его остановки с необходимой интенсивностью. У современных автомобилей она является основной системой и воздействует на рабочие органы - колесные тормоза. Запасная тормозная система предназначена для уменьшения скорости и остановки АТС при отказе рабочей тормозной системы. Стояночная тормозная система служит для удержания АТС в неподвижном состоянии: она воздействует на колесные тормоза рабочей тормозной системы или специальный дополнительный тормоз, связанный с трансмиссией автомобиля. Вспомогательная тормозная система предназначена для уменьшения энергонагруженности тормозных механизмов рабочей тормозной системы, например при движении на длинных спусках. Она состоит из моторного или трансмиссионного тормоза-замедлителя. Тормозная система состоит из тормозных механизмов и тормозного привода. Различают аварийное (экстренное) и служебное торможение» [2].

В заключение необходимо отметить, что тормозные системы могут состоять из множества различных узлов, могут дополняться какими-либо вспомогательными системами, которые способы кардинально изменять способ торможения автомобиля водителем. Применяются различные комплектации и совмещения элементов тормозных систем как с целью достижения максимальной эффективности, так и с целью максимальной экономии. Некоторые из систем кажутся устаревшими и неэффективными, например, механический тормозной привод, но для стояночной тормозной системы это является наиболее эффективным и дешёвым вариантом.

Наличие нескольких видов тормозных систем (рабочей, аварийной, запасной, стояночной) позволяет повысить безопасность и надёжность эксплуатации любого автомобиля и является необходимым.

Создание и дальнейшее развитие каких-либо новых, специфичных видов и типов тормозных систем является необходимым для специализированного транспорта или иных задач. А применение новых технологий в таких системах неотъемлемая часть развития.

1.4 Обзор и тенденции развития конструкции тормозных систем

Развитие тормозных систем идёт равномерно с развитием автомобилей, потому что они являются неотъемлемыми частями друг друга. Изначально автомобили оснащались простейшими механическими тормозами, которые воздействовали на трансмиссию, чего было достаточно. Но автомобили стремительно развивались, их мощность повышалась, тогда в начале XX века стали появляться барабанные тормоза, значительно повысившие эффективность торможения. В 1920-х годах появился гидравлический привод, что стало довольно важным этапом тормозных систем в автомобилестроении. В 1950-х годах появляются дисковые тормоза, которые эффективнее барабанных, более стабильно и исправно работают, а также имеют лучшее охлаждение. В 1970-х годах появляются электронные системы помощи при торможении, а именно, антиблокировочная система (ABS). После начинается значительно развитие автомобилестроение, в том числе и тормозных систем, постоянно вносящее какие-либо новые технологии.

«Автоматические системы управления тормозами (ABS) были впервые представлены в 1970-х годах и с тех пор прошли значительное развитие. Современные ABS системы используют сложные алгоритмы и датчики для оптимизации торможения, обеспечивая максимальную эффективность торможения и стабильность транспортного средства. Развитие этих систем продолжается, с внедрением новых технологий, таких как электронные системы стабилизации (ESC), которые интегрируются с ABS для улучшения общей безопасности и управляемости транспортного средства» [21].

В последние десятилетия конструкция тормозных систем потерпела значительные изменения, обусловленные развитием новых технологий, повышением требований к безопасности автомобилей и тормозных систем в частности, а также стремлением к улучшению эксплуатационных характеристик.

«Технология тормозных систем достигла высокого уровня качества за

последние два десятилетия. Почти все автомобили теперь оснащены антиблокировочными тормозами. Федеральные стандарты требуют, чтобы коммерческие транспортные средства использовали антиблокировочные тормоза. Революционные инновационные конструкции тормозов не ожидаются. Улучшения в тормозных системах будут достигнуты только через фундаментальные исследования, применение здравых инженерных концепций и тестирование, что приведет к небольшим, но важным изменениям в конструкции» [21].

В связи с развитием электромобилей и гибридных автомобилей, тормозные системы тоже развиваются в «электронном» направлении, более распространёнными становятся регенеративные тормозные системы, которые бывают рекуперативными, гидравлическими и пневматическими. Задачей такой тормозной системы является преобразование кинетической энергии от вращающихся колёс в электрическую для подзарядки аккумуляторной батареи автомобиля. Тем самым, понижая выработку тепловой энергии при торможении (за счёт преобразования кинетической энергии в электрическую), снижается износ тормозных колодок. За счёт выработки электроэнергии повышается топливная эффективность автомобиля. А также рекуперативное торможение позволяет осуществлять более плавное торможение, что отлично сказывается при эксплуатации такого автомобиля. Главным недостатком такой системы является её дороговизна и наличие большого количества сложной электроники.

Автомобилестроение также активно внедряет системы автоматического управления, что сказывается и на тормозной системе. Таким образом, своё развитие получают различные системы помощи водителю – адаптивный круиз-контроль (ACC), система автоматического торможения (AEB) и многие другие системы. А также из-за этого развиваются различные сенсоры и алгоритмы управления тормозной системой, необходимые для автономного управления транспортом, то есть без непосредственного участия водителя.

«Автономные автомобили, или автомобили с автопилотом, как их

называют в обществе, были мечтой человечества на протяжении десятилетий. Это довольно сложная задача, требующая междисциплинарных знаний, особенно с учетом безопасности, комфорта и удобства пассажиров, а также переменных условий окружающей среды и высоко стохастических участников движения, таких как другие автомобили и пешеходы. Полная реализация этой технологии, таким образом, станет значительным шагом в области инженерии» [20].

Стоит отметить, что и развитие материалов подталкивает тормозные систему к развитию, а именно к использованию таких материалов, как углерод-керамические диски, композитные колодки и другие. Эти материалы имеют более высокие теплостойкость и износостойкость.

Довольно важным элементом тормозных систем являются тормозные механизмы, поэтому необходимо уделить особое внимание развитию технологий, применяемых для дисковых и барабанных тормозных механизмов.

Некоторые из способов улучшения дисковых тормозных механизмов:

- Композитные материалы с керамической матрицей (карбон-керамические), углерод-углеродные композиты являются распространёнными новыми материалами для применения в дисковых тормозах. Имеют лучший показатель теплостойкости, меньшую массу по сравнению с чугунными дисками, больший коэффициент трения, больший срок службы, а также отсутствие коррозии и деформации;
- Вентилируемые диски используются для наиболее эффективного отвода тепла, за счёт криволинейных вентиляционных каналов, что позволяет также увеличить и срок службы. Довольно полезная технология для автомобилей при эксплуатации на резкопересечённой местности;
- Перфорированные диски (или диски с насечками) предназначены для отвода газов, воды и продуктов износа из зоны трения, имеют

повышенный отвод тепла и пониженную массу;

- Применение моноблочных суппортов позволяет повысить эффективность торможения за счёт большей жёсткости конструкции и более равномерного давления на колодки;
- Использование многопоршневых механизмов, то есть увеличение количества поршней позволяет добиться более равномерного давления на колодки, что повышает эффективность торможения.

Некоторые из способов улучшения барабанных тормозных механизмов:

- Повышение фрикционных свойств за счёт арамидных волокон (кевлара и других) для тормозных накладок. Это повышает термостойкость и износостойкость, снижает их износ.
- Установка автоматических регулировочных механизмов, которые поддерживают постоянный зазор между колодками и барабаном, что обеспечивает равномерное и эффективное торможение, тем самым снижая износ;
- Аналогично вентилируемым дисковым тормозам, возможно создание и барабанных вентилируемых тормозов, которые улучшают показатель теплоотвода, соответственно увеличивая их срок службы и повышая эффективность торможения, которые достигаются за счёт вентиляционных отверстий или рёбер;
- Для обеспечения более стабильного тормозного усилия и исключения ручной регулировки, применяют саморегулирующиеся колодки. Механизм саморегулировки автоматически поддерживает оптимальный зазор между колодками и барабаном, компенсируя износ.

Также имеется множество других способов улучшения тормозных механизмов. Применение различных материалов довольно распространено и включает в себя большое изобилие таких материалов, но это является дорогостоящим улучшением тормозных механизмов, поэтому в основном

такие улучшения применяются только для спортивного транспорта, где это является по-настоящему необходимым методом. Также можно отметить в качестве широко распространённых способов модернизации, например, усиление возвратных пружин для барабанных тормозных механизмов, или ж установку двойных барабанов.

В заключение необходимо отметить, что развитие конструкций тормозных систем происходит довольно быстро. Применяются новые материалы, технологии, тормозные системы интегрируются в новые типы автомобилей и совмещаются с различными электронными системами. Все современные тенденции связаны в основном с повышением безопасности всех участников дорожного движения, повышением комфорта вождения автомобиля, повышением экологичности и улучшением эффективности автомобилей.

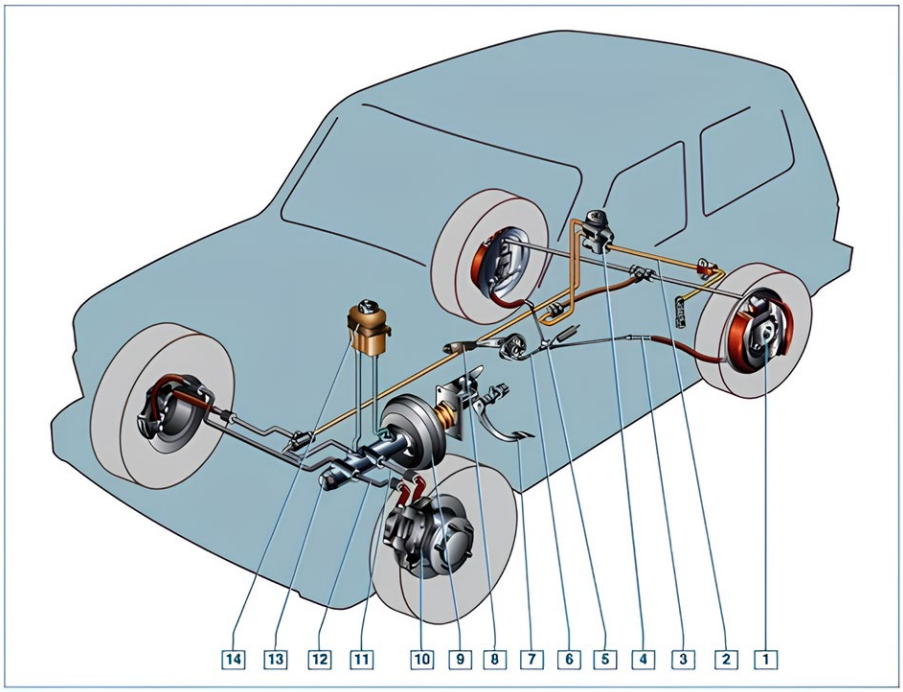
Но как бы хорошо и быстро не шло развитие, какими эффективными не казались бы новые технологии, от многих старых, проверенных временем технологий, избавиться на данный момент и в ближайшем будущем невозможно. Их применение является неотъемлемой частью машиностроения. Например, барабанные тормозные диски (особенно актуальные для задней оси автомобиля), механический (особенно актуальный для стояночной тормозной системы автомобиля) и гидравлический приводы хоть и имеют ряд недостатков, но они до сих пор незаменимы в автомобилестроении. А главными причинами незаменимости таких тормозных систем и их компонентов во многих типах автомобилей является эффективное и качественное сочетание характеристик экономичности, надёжности при эксплуатации, проверенной временем, и простоты, как в производстве, так и в обслуживание.

1.5 Выбор и обоснование вносимых изменений в конструкцию тормозной системы

1.5.1 Тормозная система LADA NIVA

Необходимо сначала рассмотреть тормозную систему, установленную на автомобиле LADA NIVA.

«Рабочая тормозная система – гидравлическая, двухконтурная, с регулятором давления, вакуумным усилителем и датчиком недостаточного уровня жидкости в бачке главного тормозного цилиндра» [14], представлена на рисунке 2.



«1 – тормозной механизм заднего колеса; 2 – рычаг привода регулятора давления; 3 – задний трос стояночного тормоза; 4 – регулятор давления; 5 – направляющая заднего троса; 6 – передний трос стояночного тормоза; 7 – рычаг стояночного тормоза; 8 – педаль тормоза; 9 – вакуумный усилитель; 10 – тормозной механизм переднего колеса; 11 – трубопровод контура передних и задних тормозов; 12 – трубопровод контура передних тормозов; 13 – главный цилиндр; 14 – бачок главного цилиндра» [14].

Рисунок 2 – Тормозная система автомобиля LADA NIVA

«Тормозные механизмы передних колёс – невентилируемые дисковые (выполнены из чугуна), с трёхпоршневой плавающей скобой.

Тормозные механизмы задних колёс – барабанные (тормозные барабаны алюминиевые, с залитыми чугунными кольцами), с двухпоршневыми колёсными цилиндрами и автоматической регулировкой зазора между колодками и барабаном.

Регулятор давления предназначен для снижения тормозного усилия на задней оси, с целью предотвращения заноса автомобиля во время торможения.

Привод стояночной тормозной системы – механический, тросовый, на задние колёса» [14].

1.5.2 Выбор вносимых изменений

Именно тормозные механизмы являются исполнительным органом тормозной системы и они осуществляют сам процесс торможения, по этой причине это является самым важным узлом любой тормозной системы, без которого вовсе невозможно существований тормозной системы в целом. Первоначально всегда думают об исполнительных механизмах, о том, как что-то сделать и совершить. Таким образом, в качестве модернизируемого узла для автомобиля LADA NIVA в своём дипломном проекте считаю необходимым выбрать тормозные механизмы, за счёт которых и будет модернизирована тормозная система в целом.

Барабанные тормоза на задней оси автомобиля хоть и уступают в эффективности дисковым, но являются отличным решением для такого внедорожника, как LADA NIVA, за счёт своей надёжной конструкции, позволяющих эксплуатировать этот автомобиль по бездорожью. Больший интерес вызывают тормоза на передней оси автомобиля, а именно тормозные диски.

Тормозные диски передней оси, как и было сказано, являются невентилируемыми и не имеют никакой перфорации. Их модернизация до вентилируемых или перфорированных станет отличным решением для повышения эффективности торможения, особенно в условиях бездорожья, где

постоянное торможение вызывает повышенные тепловые нагрузки на диски.

Стоит рассмотреть более подробно вентилируемые и перфорированные тормозные диски – их конструкцию, преимущества и недостатки.

1.5.2.1 Вентилируемые диски

Вентилируемые диски состоят из двух параллельных металлических пластин (самих дисков), соединённых между собой перемычками, образующими систему внутренних прямолинейных, спиралевидных или хаотичных каналов для циркуляции воздуха.

Преимущества:

- Меньший риск перегрева. За счёт конструкции дисков повышается конвекция воздуха через каналы между пластинами тормозного диска, благодаря чему охлаждение происходит значительно лучше. В свою очередь это значительно снижает возможность перегрева тормозной системы;
- Большая устойчивость к деформированию и увеличенный срок службы. За счёт лучшего охлаждения диска, он подвержен меньшее время тепловому нагреву, поэтому продлевается срок службы самого диска, а также и тормозных колодок. К тому же, из-за лучшего охлаждения постоянные температуры во время обычного и интенсивного торможения ниже и сам диск охлаждается быстрее, благодаря чему вентилируемый диск имеет наименьший риск термического деформирования;
- Стабильность тормозных характеристик. За счёт поддержания более меньшей постоянной температуры диска, обеспечивается более стабильное торможение.

Недостатки:

- Сложная конструкция и цена. За счёт своей конструкции, тормозной диск получается толще и тяжелее, что за собой может повлечь замену суппортов, а стоимость производства точно будет выше.

Таким образом, вентилируемые диски будут отличным решением при

эксплуатации автомобиля при длительных спусках, когда тормозная система подвергается значительным нагрузкам.

1.5.2.2 Перфорированные диски

Перфорированные диски имеют на рабочей поверхности сквозные отверстия или несквозные углубления, круглой или сложной формы. Дополнительно на поверхности дисков могут быть канавки (каналы) различной формы для более эффективного очищения поверхности дисков от продуктов износа и воды.

Преимущества:

- Улучшенное охлаждение. Также, как и вентилируемые диски, перфорации способствуют лучшему охлаждению диска, но в меньшей мере, по сравнению с вентилируемыми дисками. Аналогично, риск перегрева диска становится меньше;
- Стабильное и эффективное торможение. Благодаря наличию отверстий и канавок, диск значительно лучше удаляет со своей поверхности продукты износа, нагар и образуемые газы из-за создаваемого трения при торможении, что увеличивает стабильность во время торможения. А также наличие отверстий и канавок позволяет создать дополнительные точки контакта с колодками, увеличив саму эффективность торможения;
- Эффективное торможение во влажных условия. За счёт наличия отверстий и канавок, диск способен значительно лучше удалять также грязь и воду со своей рабочей поверхности, благодаря чему и увеличивается контакт между самим диском и колодкой;
- Незначительное снижение веса. Наличие перфораций позволяет хоть и незначительно, но всё же уменьшить вес тормозного диска, что в свою очередь повлияет и на динамические характеристика автомобиля, хоть и в малой степени.

Недостатки:

- Повышенный износ тормозных колодок. Из-за своей конструкции, а

именно из-за абразивного воздействия отверстий и канавок износ колодок становится более быстрым;

– Цена. За счёт своей конструкции и использования легированных материалов, производство диска становится выше.

Таким образом, перфорированные диски будут отличным решением при эксплуатации автомобиля при условиях повышенной влажности или грязи.

1.5.2.3 Выбор конструкции тормозного диска

Рассмотрев преимущества и недостатки вентилируемых и перфорированных дисков, я считаю, что наилучшим решением будет объединение преимуществ рассмотренных конструкций диска.

Комбинирование конструкции вентилируемых и перфорированных дисков, позволит значительно улучшить охлаждение такого диска и увеличить его тормозные характеристики во время езды по бездорожью, особенно во влажных условиях окружающей среды.

В заключение необходимо отметить, что выбор комбинированной конструкции вентилируемых дисков с перфорацией является наилучшим вариантом для модернизации тормозной системы, благодаря чему в целом будет улучшена эффективность торможения, а что более важно, эффективность торможения будет значительно лучше в условиях бездорожья.

Безопасность – самое важное для любого человека, а эффективность торможения напрямую увеличивает безопасность как водителя, так и других участников дорожного движения.

В результате изучения состояния вопроса тормозной системы автомобиля LADA NIVA было установлено, что её тормозную систему модернизировать в данном дипломном проекте буду путём изменения конструкции передних тормозных дисков, а именно их замены на вентилируемые диски с перфорацией.

2 Конструкторская часть

2.1 Тягово-динамический расчёт автомобиля

2.1.1 Исходные данные автомобиля LADA NIVA

Тип кузова ..... внедорожник;

Количество мест 5;

Компоновочная схема .....полноприводный;

Колёсная формула 4х4;

Число ведущих колёс (n_k), шт. 4;

Габаритные размеры:

Длина ($L_г$), мм..... 3740;

Ширина ($B_г$), мм 1680;

Высота ($H_г$), мм 1640;

Колея передних колёс, мм..... 1440;

Колея задних колёс, мм 1420;

Масса в снаряжённом состоянии (m_0), кг 1210;

Шины 185/75R16;

Коэффициент сопротивления качению (f_0)..... 0,013;

Коэффициент аэродинамического сопротивления (C_x) 0,54;

Передаточное число раздаточной коробки повышающей передачи ($U_р$) 1,2;

Передаточное числе раздаточной коробки понижающей передачи (U_{p0}) 2,1;

Количество передач в КПП 5;

Двигатель ..... 1,7 л, 8 кл.;

Минимальное число оборотов коленчатого вала ($n_{e(min)}$), об/мин..... 800;

Максимальное число оборотов коленчатого вала ($n_{e(max)}$), об/мин..... 5500;

Коэффициент уклона (i) 0,30;

Максимальная скорость автомобиля (v_{max}), км/ч..... 137.

2.1.2 Подготовка исходных данных для тягового расчёта

Для расчёта полной массы легкового автомобиля используется следующая формула:

$$m_{\text{а}} = m_0 + m_{\text{ч}} \cdot (n) + m_{\text{б}}, \quad (1)$$

«где m_0 – снаряжённая масса автомобиля, кг;

$m_{\text{ч}}$ – средняя масса человека 75 кг;

n – количество пассажиров, включая водителя;

$m_{\text{б}}$ – масса багажа по 10,0 кг на одного пассажира» [12].

$$m_{\text{а}} = 1210 + 75 \cdot 5 + 10 = 1595 \text{ кг}$$

Для расчёта полного веса автомобиля потребуется использовать ранее рассчитанную его полную массу:

$$G_{\text{а}} = m_{\text{а}} \cdot g, \quad (2)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9{,}81$ м/с^2.

$$G_{\text{а}} = 1595 \cdot 9{,}81 = 15641{,}607 \text{ Н}$$

Автомобиль LADA NIVA обладает полноприводной компоновкой, а значит, что у него ведущими колёсами могут являться как колёса передней оси, так и задней. Соответственно, распределение веса будет следующим: 45% от полного веса на заднюю ось, 55% от полного веса на переднюю ось.

Вес на ведущие колёса передний оси (G_1) и задней оси (G_2) будет равен:

$$G_1 = G_{\text{а}} \cdot 0{,}55 = 15641{,}607 \cdot 0{,}55 = 8602{,}884 \text{ Н},$$

$$G_2 = G_{\text{а}} \cdot 0{,}45 = 15641{,}607 \cdot 0{,}45 = 7038{,}723 \text{ Н}.$$

«Зная размер шин (185/75R16), определяют статистический радиус колеса:» [12]

$$r_{\text{ст}} = 0{,}5 \cdot d + \lambda_z \cdot H, \tag{3}$$

«где d – посадочный диаметр, $d = 16" = 16 \cdot 0{,}025 = 0{,}4$ м;

λ_z – коэффициент вертикальной деформации, зависящий от типа шин: для тороидных шин $\lambda_z = 0{,}85$;

H – высота профиля шины» [12].

Высоту профиля шины можно найти, из известного соотношения высоты профиля шины к ширине профиля шины, которое составляет 75%:

$$\frac{H}{B} = 0{,}75, \tag{4}$$

где B – ширина профиля шины.

$$H = 0{,}75 \cdot B = 0{,}75 \cdot 0{,}185 = 0{,}139 \text{ м},$$

$$r_{\text{ст}} = 0{,}5 \cdot 0{,}4 + 0{,}85 \cdot 0{,}139 = 0{,}318 \text{ м}.$$

«На дорогах с твёрдым покрытием:» [12]

$$r_{\text{ст}} \sim r_{\text{д}} \sim r_{\text{к}}, \tag{5}$$

«где $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса;

$r_{\text{к}}$ – радиус качения колеса» [12].

Коэффициент обтекаемости рассчитывается по следующей формуле:

$$k = \frac{C_x \cdot \rho}{2}, \tag{6}$$

«где C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления;

ρ – плотность воздуха в нормальных условиях (при 760 мм рт. ст.), $\rho = 1{,}293$» [12].

$$k = \frac{0{,}54 \cdot 1{,}293}{2} = 0{,}349$$

Лобовую площадь автомобиля для легковых автомобилей со стандартным кузовом определяют по приближённой формуле:

$$F = 0{,}8 \cdot B_{\text{г}} \cdot H_{\text{г}}, \tag{7}$$

«где $B_{\text{г}}$ – габаритная ширина автомобиля;

$H_{\text{г}}$ – габаритная высота автомобиля» [12].

$$F = 0{,}8 \cdot 1{,}68 \cdot 1{,}64 = 2{,}204 \text{ м}^2$$

Для расчёта коэффициента сопротивления качению в зависимости от максимальной скорости автомобиля потребуется следующая формула:

$$f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{v_{max}^2}{2000}\right), \tag{8}$$

«где f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью;

v_{max} – скорость автомобиля, м/с» [12].

$$v_{max} = 137 \frac{\text{км}}{\text{ч}} = 38{,}056 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$f = 0{,}013 \cdot \left(1 + \frac{38{,}056^2}{2000}\right) = 0{,}022.$$

«Передаточное число главной передачи U_0 определяется исходи из максимальной скорости автомобиля:

$$U_0 = \frac{r_k}{U_k \cdot U_p} \cdot \frac{\omega_{max}}{v_{max}}, \quad (9)$$

где ω_{max} – максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя;

U_k – передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость автомобиля (передаточные числа дополнительных редукторов, если они есть, учитываются в знаменателе);

U_p – передаточное число повышающей передачи в раздаточной коробке» [12].

$$\omega_{max} = n_{e(max)} \cdot \frac{2\pi}{60}, \quad (10)$$

$$\omega_{max} = 5500 \cdot \frac{2 \cdot 3{,}14}{60} = 575{,}959 \ \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

$$U_0 = \frac{0{,}318}{1 \cdot 1{,}2} \cdot \frac{575{,}959}{38{,}056} = 4{,}01.$$

Таким образом, нашли передаточное число повышающей передачи в раздаточной коробке.

2.1.3 Расчёт внешней скоростной характеристики двигателя

«Мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля определяют по формуле мощностного баланса с учётом КПД трансмиссии:

$$N_v = \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} \cdot \left(G_{\text{а}} \cdot \psi_v \cdot V_{max} + \frac{C_X \cdot \rho}{2} \cdot F \cdot V_{max}^3 \right), \quad (11)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии, $\eta_{\text{тр}} = 0{,}88$ для автомобиля повышенной

проходимости;

ψ_v – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля, для легковых автомобилей: $\psi_v = f = 0{,}022$» [12].

Исходя из формул (2.6) и (2.11) получаем следующее равенство:

$$N_v = \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} \cdot (G_{\text{а}} \cdot \psi_v \cdot V_{max} + \ k \cdot F \cdot V_{max}^3), \tag{12}$$

$$N_v = \frac{1}{0{,}88}(15641{,}607 \cdot 0{,}022 \cdot 38{,}056 + 0{,}349 \cdot 2{,}204 \cdot 38{,}056^3) = 63057 \text{ Вт.}$$

«Максимальная мощность двигателя в зависимости от его типа рассчитывается следующим образом:» [12]

$$N_{max} = \frac{N_V}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \tag{13}$$

«где a, b, c – эмпирические коэффициенты, для бензиновых двигателей $a = b = c = 1$;

λ – коэффициент отношения максимальной угловой скорости коленчатого вала (ω_{max}) к угловой скорости коленчатого вала двигателя при максимальном значении мощности (ω_{N}), для легковых автомобилей с бензиновым двигателем $\lambda = 1{,}1$» [12].

$$N_{max} = \frac{63057}{1 \cdot 1{,}1 + 1 \cdot 1{,}1^2 - 1 \cdot 1{,}1^3} = 64410 \text{ Вт,}$$

$$\lambda = \frac{\omega_{max}}{\omega_N}, \tag{14}$$

Из формулы (14) следует:

$$\omega_N = \frac{\omega_{e(max)}}{\lambda}, \quad (15)$$

$$\omega_N = \frac{575{,}96}{1{,}1} = 523{,}60\ \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

«По полученным значениям N_{max}, N_v и ниже представленной формуле рассчитывают скоростную характеристику двигателя:

$$N_e = N_{max}\left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \cdot (\frac{\omega_e}{\omega_N})^2 - c \cdot (\frac{\omega_e}{\omega_N})^3\right], \quad (16)$$

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

N_e – текущее значение эффективной мощности двигателя, Вт» [12].

Рассчитаем значение эффективной мощности двигателя при минимальном значении угловой скорости коленчатого вала и получаем, согласно формулам (10) и (16):

$$\omega_{e(min)} = 800 \cdot \frac{2 \cdot 3{,}14}{60} = 83{,}73\ \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

$$N_{e(\min)} = 64410 \cdot \left[1 \cdot \frac{83{,}73}{523{,}60} + 1 \cdot \left(\frac{83{,}73}{523{,}60}\right)^2 - 1 \cdot \left(\frac{83{,}73}{523{,}60}\right)^3\right] = 11691\ \text{Вт}.$$

«Для построения кривой эффективного момента M_e применяем формулу:» [12]

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}, \quad (17)$$

$$M_e = \frac{11691}{83{,}73} = 139{,}63\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Необходимо выбрать 7 значений в диапазоне от $\omega_{e(min)}$ до $\omega_{e(max)}$, рассчитывая зависимости $N_e(\omega_e)$ и $M_e(\omega_e)$ для сведения этих результатов в таблицу 1. По данным таблицы построен график внешней скоростной характеристики двигателя и представлен в приложении А.

Таблица 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	N_e, кВт	M_e, Н · м
84	11,725	139,58
145	21,409	147,65
207	31,551	152,42
268	41,206	153,75
330	50,055	151,68
392	57,295	146,16
453	62,226	137,36
515	64,376	125,00
576	63,055	109,47

«При использовании данных следует иметь в виду, что в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81 двигатель на стенде испытывают без глушителя, а также без генератора и других потребителей мощности. Вследствие этого мощность и момент, указываемые в заводских характеристиках, на 10…20% больше соответствующих параметров двигателя, установленного на автомобили. Стендовые данные для двигателя проектируемого автомобиля:

$$N_{\text{ст}} = (1{,}10 \dots 1{,}20) \cdot N_{max}, \tag{18}$$

$$M_{\text{ст}} = (1{,}10 \dots 1{,}20) \cdot M_{max}, \tag{19}$$

где $N_{\text{ст}}$ и $M_{\text{ст}}$ – стендовые мощности и момент двигателя, проектируемого автомобиля;

M_{max} – максимальное значение момента, получаемое с внешней скоростной характеристики двигателя, $M_{max} = 153{,}75$ Н · м» [12].

Выбираем среднее значение – 15% и рассчитываем стендовые данные автомобиля по формулам (18) и (19):

$$N_{\text{ст}} = 1{,}15 \cdot 64410 = 74072 \text{ Вт},$$

$$M_{\text{ст}} = 1{,}15 \cdot 153{,}75 = 176{,}81 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, рассчитали внешнюю скоростную характеристику двигателя и определили стендовые данные автомобиля.

2.1.4 Определение передаточных чисел коробки передач

«Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению:

$$\psi_{max} = f + i, \tag{20}$$

где i – коэффициент максимально преодолеваемого уклона» [12].

$$\psi_{max} = 0{,}022 + 0{,}30 = 0{,}322$$

«Для обеспечения возможности движения автомобиля в этих условиях, тяговая сила на ведущих колёсах $F_{\text{т}}$ должна быть больше силы сопротивления дороги $F_{\text{д}}$, то есть:

$$\frac{M_{max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_{kI} \cdot U_p}{r_k} \geq G_a \cdot \psi_{max}, \tag{21}$$

$$U_{kI} \geq \frac{G_a \cdot \psi_{max} \cdot r_k}{M_{max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_p}, \tag{22}$$

где U_0 – передаточное число главной передачи;

U_{kI} – передаточное число коробки передач при включенной первой передаче;

U_p – передаточное число дополнительного редуктора (повышающей передачи в раздаточной коробке).

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

$$\frac{M_{max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_{kI} \cdot U_{p0}}{r_k} \leq G_{\text{сц}} \cdot \varphi, \tag{23}$$

$$U_{kI} \leq \frac{G_{\text{сц1}} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_{p0}}, \tag{24}$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля, для полноприводного: $G_{\text{сц}} = G_{\text{а}}$;

φ – коэффициент сцепления ведущих колёс с дорогой, для сухого асфальтированного шоссе в хорошем состоянии: $\varphi = 0{,}8$;

U_{p0} – передаточное число понижающей передачи в раздаточной коробке» [12].

Таким образом, из формул (2.22) и (2.24) получаем неравенство:

$$\frac{G_a \cdot \psi_{max} \cdot r_k}{M_{max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_p} \leq U_{kI} \leq \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_{p0}}, \tag{25}$$

$$\frac{15646{,}95 \cdot 0{,}322 \cdot 0{,}318}{153{,}75 \cdot 0{,}88 \cdot 4{,}01 \cdot 1{,}2} \leq U_{kI} \leq \frac{15646{,}95 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}318}{153{,}75 \cdot 0{,}88 \cdot 4{,}01 \cdot 2{,}1},$$

$$2{,}46 \leq U_{kI} \leq 3{,}51.$$

Передаточные числа ступеней коробок передач находят по формулам при $\Upsilon = 0{,}92 \pm 0{,}08$ (принимаем $\Upsilon = 1$): и получаем следующие значения для 5-ти ступенчатой коробки передач:

$$U_{kI} = U_{k(max)} = 3{,}51, \tag{26}$$

$$U_{kII} = \Upsilon \cdot \sqrt[3]{{U_{kI}}^2} = 1 \cdot \sqrt[3]{3{,}51^2} = 2{,}31, \tag{27}$$

$$U_{kIII} = \Upsilon \cdot \sqrt[3]{U_{kI}} = 1 \cdot \sqrt[3]{3{,}51} = 1{,}52, \tag{28}$$

$$U_{kIV} = 1, \tag{29}$$

$$U_{kV} = 0{,}7 \pm 0{,}1 = 0{,}8, \tag{30}$$

$$U_{k3X} = 1{,}2 \cdot U_{kI} = 1{,}2 \cdot 3{,}51 = 4{,}21, \tag{31}$$

где U_{k3X} – передача заднего хода.

«Если передаточные числа промежуточных ступеней выбраны по геометрической прогрессии, то средняя мощность двигателя при разгоне автомобиля будет близка к максимальной при одинаковом времени использования каждой ступени. В действительности время разгона автомобиля на высшей и предшествующей ей передачах составляет 80…90% всего времени разгона от трогания с места до достижения максимальной скорости. Поэтому ряд передаточных чисел целесообразно скорректировать таким образом, чтобы знаменатель геометрической прогрессии между высшими передачами был меньше, чем между низшими. У большинства выпускаемых автомобилей передаточные числа высших передач сближены на 10…15%. Поэтому должно выполняться неравенство:» [12]

$$\frac{U_{kI}}{U_{kII}} \geq \frac{U_{kII}}{U_{kIII}} \geq \frac{U_{kIII}}{U_{kIV}} \geq \frac{U_{kIV}}{U_{kV}}, \quad (32)$$

$$\frac{3{,}51}{2{,}31} \geq \frac{2{,}31}{1{,}52} \geq \frac{1{,}52}{1} \geq \frac{1}{0{,}8},$$

$$1{,}529 \geq 1{,}529 \geq 1{,}52 \geq 1{,}25.$$

«Расчёт передаточного числа понижающей передачи раздаточной коробки можно произвести исходя из условия отсутствия буксования ведущих колёс. Для этого используется формула:» [12]

$$U_{\text{д}} = \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi \cdot r_{\text{ст}}}{M_{max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_{kI}}, \quad (33)$$

$$U_{\text{д}} = \frac{15646{,}95 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}318}{153{,}75 \cdot 0{,}88 \cdot 4{,}01 \cdot 3{,}51} = 2{,}09.$$

Таким образом, были рассчитаны необходимые передаточные числа.

2.1.5 Тяговый баланс автомобиля

«Из уравнения движения автомобиля, связывающего все силы, действующие на автомобиль во время движения, легко получить уравнение силового баланса:

$$F_{\text{т}} = F_{\text{д}} + F_{\text{в}} + F_{\text{и}}, \quad (34)$$

где $F_{\text{т}}$ – сила тяги на ведущих колёсах;

$F_{\text{д}}$ – сила дорожного сопротивления;

$F_{\text{в}}$ – сила сопротивления воздуха;

$F_{\text{и}}$ – сила сопротивления разгону автомобиля» [12].

«Вначале строят тяговую характеристику автомобиля – зависимость силы тяги на ведущих колёсах $F_{\text{т}}$ от скорости автомобиля v для каждой из передач в коробке передач. Силу тяги на разных передачах рассчитывают по формуле:

$$F_{\text{т}} = \frac{U_k \cdot U_o \cdot U_{\text{р}} \cdot M_e \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_k}, \quad (35)$$

где U_k – передаточное число коробки передач;

M_e – величина эффективного момента двигателя, Н · м» [12].

Рассчитаем силу тяги для первой передачи, исходя из формулы (35):

$$F_{\text{т}} = \frac{3{,}51 \cdot 4{,}01 \cdot 1{,}2 \cdot 139{,}58 \cdot 0{,}88}{0{,}318} = 6225{,}15 \text{ Н}$$

Аналогично рассчитываем значения для оставшихся передач и сводим полученные данные в таблицу 2.

Таблица 2 – Сила тяги на ведущих колёсах для каждой передачи

	$F_{\text{т}}$, Н				
$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	I	II	III	IV	V
84	6524,08	4293,63	2825,24	1858,71	1486,97
145	6900,96	4541,66	2988,45	1966,09	1572,87
207	7124,09	4688,50	3085,08	2029,66	1623,72
268	7186,27	4729,42	3112,00	2047,37	1637,90
330	7089,52	4665,76	3070,11	2019,81	1615,85
392	6831,55	4495,98	2958,39	1946,31	1557,05
453	6420,38	4225,38	2780,34	1829,17	1463,34
515	5842,54	3845,09	2530,10	1664,54	1331,63
576	5116,67	3367,38	2215,76	1457,74	116,19

Используя, выбранные ранее значения ω_e, приведённые в таблице 1, приводим в соответствие с ними скорость автомобиля на каждой из передач:

$$V = \frac{r_k \cdot \omega_e}{U_k \cdot U_o \cdot U_{\text{р}}}, \tag{36}$$

Тем самым, для первой передачи получаем:

$$V_I = \frac{0{,}318 \cdot 84}{3{,}51 \cdot 4{,}01 \cdot 1{,}2} = 1{,}582\ \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Аналогично рассчитываем значения для оставшихся передач, для каждого значения ω_e, и сводим полученные результаты для каждой передачи в таблицу 3.

По данным таблицы построен график разгона автомобиля и представлен в приложении А.

Таблица 3 – Скорость автомобиля для каждой передачи

	$V, \frac{\text{м}}{\text{с}}$				
$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	I	II	III	IV	V
84	1,58	2,40	3,65	5,55	6,94
145	2,73	4,15	6,30	9,58	11,98
207	3,90	5,92	9,00	13,68	17,10
268	5,05	7,67	11,65	17,71	22,14
330	6,21	9,44	14,35	21,81	27,26
392	7,38	11,21	17,04	25,91	32,38
453	8,53	12,96	19,70	29,94	37,42
515	9,70	14,73	22,39	34,03	42,54
576	10,85	16,48	25,04	38,06	47,58

«Взаимодействие автомобиля и дороги сопровождается затратами энергии на подъём автомобиля при движении в гору и необратимыми затратами на деформацию шин и дороги. В связи с этим применяется понятие о силе сопротивления дороги $F_д$, равной сумме силы сопротивления подъёму $F_п$ и силы сопротивления качению F_f:

$$F_д = F_п + F_f, \tag{37}$$

$$F_п = G_a \cdot \sin \alpha_д, \tag{38}$$

$$F_f = G_a \cdot \cos \alpha_д \cdot f, \tag{39}$$

где $\alpha_д$ – крутизна подъёма, град» [12].

Так как автомобиль движется по горизонтальной поверхности ($\alpha_д = 0$, $\sin\alpha_д = 0, \cos\alpha_д = 1$), то формула (37) принимает следующий вид:

$$F_д = F_f = G_a \cdot \cos \alpha_д \cdot f, \tag{40}$$

$$F_д = 15646{,}95 \cdot 1 \cdot 0{,}022 = 344{,}23 \text{ Н}.$$

«При движении автомобиль преодолевает силу сопротивления воздуха $F_в$, которую определяют по формуле:» [12]

$$F_в = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot v^2 = k \cdot F \cdot v^2, \tag{41}$$

Рассчитаем $F_в$ для первой передачи при минимальной скорости движения:

$$F_{вI} = 0{,}349 \cdot 2{,}204 \cdot 1{,}58^2 = 1{,}92 \text{ Н}$$

Производим аналогичный расчёт для всех передач на всех скоростях и полученные результаты сводим в таблицу 4.

Таблица 4 – Сопротивление воздуха для каждой передачи

	$F_в$, Н				
$\omega_e, \frac{рад}{с}$	I	II	III	IV	V
84	1,92	4,43	10,25	23,70	37,06
145	5,73	13,25	30,54	70,62	110,43
207	11,70	26,97	62,32	143,99	224,99
268	19,62	45,27	104,43	241,33	377,16
330	29,67	68,57	158,44	366,00	571,78
392	41,91	96,69	223,42	516,55	806,73
453	55,99	129,24	298,61	689,73	1077,41
515	72,40	166,95	385,73	891,04	1392,42
576	90,41	208,97	482,44	1114,58	1741,90

Находим суммарное сопротивление для высшей передачи, по следующей формуле:

$$\sum F_с = F_д + F_в, \tag{42}$$

$$\sum F_{с1} = 344{,}23 + 23{,}7 = 367{,}93 \text{ Н}.$$

Аналогично рассчитываем для всех оставшихся значений и сводим полученные результаты сопротивления воздуха для высшей передачи и суммарного сопротивления в таблицу 5.

Таблица 5 – Силы сопротивления воздуха на всех оборотах высшей передачи и суммарное сопротивление

$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	$F_{\text{в}(IV)}$, Н	$\sum F_{\text{с}}$, Н
84	23,70	367,93
145	70,62	414,85
207	143,99	488,22
268	241,33	585,56
330	366,00	710,23
392	516,55	860,78
453	689,73	1033,96
515	891,04	1235,27
576	1114,58	1458,81

По данным таблиц 2, 3, 5 построен график силового баланса автомобиля и представлен в приложении А.

2.1.6 Динамическая характеристика автомобиля

«Динамическим фактором D автомобиля называют отношение разности силы тяги и силы сопротивления воздуха к весу автомобиля:» [12]

$$D = \frac{F_{\text{т}} - F_{\text{в}}}{G_a}, \tag{43}$$

Таким образом, рассчитаем динамической фактор для первой передачи:

$$D = \frac{6525{,}15 - 1{,}92}{15646{,}95} = 0{,}417$$

Аналогичным образом рассчитываем значения динамического фактора для каждой из передач. Полученные результаты сводим в таблицу 6.

Таблица 6 – Динамический фактор для каждой передачи

	D				
$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	I	II	III	IV	V
84	0,417	0,274	0,180	0,117	0,092
145	0,441	0,290	0,189	0,121	0,093
207	0,455	0,298	0,193	0,120	0,089
268	0,458	0,299	0,192	0,115	0,081
330	0,451	0,294	0,186	0,106	0,067
392	0,434	0,281	0,175	0,091	0,048
453	0,407	0262	0,159	0,073	0,025
515	0,369	0,235	0,137	0,049	–
576	0,321	0,202	0,111	0,022	–

По данным таблицы 6 построен график динамической характеристики автомобиля и представлен в приложении А.

2.1.7 Разгон автомобиля

2.1.7.1 Ускорение при разгоне

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

$$J = (D - f) \cdot \frac{g}{\delta_{\text{вр}}}, \tag{44}$$

где $\delta_{\text{вр}}$ – коэффициент учёта вращающихся масс.

Так как, точное значение момента инерции вращающихся частей двигателя $I_{\text{м}}$ и суммарного момента инерции ведущих колёс $I_{\text{к}}$ является неизвестным, то определение коэффициента учёта вращающихся масс $\delta_{\text{вр}}$ определяют по формуле:

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_k^2), \tag{45}$$

где δ_1 – коэффициент учёта вращающихся масс колёс;

δ_2 – коэффициент учёта вращающихся масс двигателя;

$\delta_1 = \delta_2 = 0{,}03 \ldots 0{,}05$;

U_k – передаточное число коробки передач на данной передаче» [12].

Принимаем $\delta_1 = \delta_2 = 0{,}04$ и находим коэффициент учёта вращающихся масс $\delta_{\text{вр}}$ для первой передачи:

$$\delta_{\text{вр}(I)} = 1 + (0{,}04 + 0{,}04 \cdot 3{,}51^2) = 1{,}533$$

Аналогичным образом рассчитываем коэффициент учёта вращающихся масс для всех передач. Полученные результаты сводим в таблицу 7.

Таблица 7 – Коэффициент учёта вращающихся масс каждой передачи

$\delta_{\text{вр}}$				
I	II	III	IV	V
1,533	1,253	1,132	1,080	1,066

Рассчитаем ускорение во время разгона для первой передачи, согласно формуле (2.46):

$$J = (0{,}417 - 0{,}022) \cdot \frac{9{,}81}{1{,}533} = 2{,}528\ \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Аналогичным образом рассчитываем ускорение во время разгона для всех передач и сводим полученные результаты в таблицу 8.

По данным таблицы 8 построен график ускорения автомобиля на разных передачах и представлен в приложении А.

Таблица 8 – Ускорения автомобиля на каждой передаче

	$J, \frac{м}{с^2}$				
$\omega_e, \frac{рад}{с}$	I	II	III	IV	V
84	2,528	1,973	1,369	0,863	0,653
145	2,681	2,098	1,447	0,899	0,653
207	2,771	2,161	1,482	0,899	0,617
268	2,79	2,169	1,473	0,845	0,543
330	2,745	2,130	1,421	0,763	0,414
392	2,636	2,028	1,326	0,627	0,239
453	2,464	1,879	1,187	0,463	0,028
515	2,221	1,668	0,997	0,245	–
576	1,913	1,409	0,771	–	–

Теперь требуется рассчитать обратные ускорения, используя следующую формулу:

$$J_{обр} = \frac{1}{J}, \tag{46}$$

Рассчитаем обратное ускорение для первой передачи:

$$J_{обр(I)} = \frac{1}{2,528} = 0,396$$

Аналогичным образом рассчитываем обратные ускорения для каждой передачи, после чего полученные результаты обратных ускорения автомобиля сводим в таблицу 9.

«График обратных ускорений используют для определения зависимости времени разгона от скорости движения автомобиля» [12].

Таблица 9 – Ускорения автомобиля на каждой передаче

	$J_{обр}$				
$\omega_e, \frac{рад}{с}$	I	II	III	IV	V
84	0,396	0,507	0,730	1,159	1,531
145	0,373	0,477	0,691	1,112	1,531
207	0,361	0,463	0,675	1,112	1,621
268	0,358	0,461	0,679	1,183	1,842
330	0,364	0,469	0,704	1,311	2,415
392	0,379	0,493	0,754	1,595	4,184
453	0,406	0,532	0,842	2,160	35,714
515	0,450	0,600	1,003	4,082	–
576	0,523	0,710	1,297	–	–

По данным таблицы 9 построен график обратных ускорения автомобиля на разных передачах и представлен в приложении А.

2.1.7.2 Время и путь разгона

«Время и путь разгона автомобиля можно определить графоаналитическим способом. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин:

$$\triangle t = \int_{v_{k-1}}^{v_k} \frac{1}{J} \cdot d_v \approx \left(\frac{1}{J_{ср}}\right)_k \cdot (v_k - v_{k-1}), \quad (47)$$

С этой целью кривую обратных ускорений разбивают на интервалы и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $J = const$, которому соответствуют значения $(\frac{1}{J_{ср}})_k = const$. Эти величины можно определить следующим образом:

$$\left(\frac{1}{J_{\text{ср}}}\right)_k = \frac{\left(\frac{1}{J}\right)_{k-1} + \left(\frac{1}{J}\right)_k}{2}, \quad (48)$$

где k – порядковый номер интервала; $k = 1 \dots n;\ n = 8 \dots 10$» [12].

$$\left(\frac{1}{J_{\text{ср}}}\right)_1 = \frac{0 + 0{,}45}{2} = 0{,}225$$

Таким образом, графоаналитически определяем время разгона автомобиля по формуле (2.47):

$$\mathrm{t}_1 = \triangle\, \mathrm{t}_1 = \left(\frac{1}{\mathrm{J}_{\text{ср}}}\right)_1 \cdot (\mathrm{v}_1 - 0) = 0{,}225 \cdot (1{,}5 - 0) = 0{,}34 \text{ с}$$

Аналогичный расчёт проводим для всех интервалов, результаты расчётов сводим в таблицу 10.

По данным этой таблицы 10 построен график времени разгона автомобиля и представлен в приложении А.

Таблица 10 – Время разгона автомобиля

V, м/с	1/j	$1/j_{ср}$	t, с
0	0	0	0
1,50	0,45	0,225	0,34
6,20	0,75	0,600	3,16
10,90	0,90	0,825	7,04
15,30	1,20	1,050	11,66
20,00	1,35	1,275	17,65
24,70	1,80	1,575	25,05
29,20	4,20	3,000	38,55
33,80	21,50	12,850	97,66

«Аналогичным образом проводится графическое интегрирование зависимости $t = f(v)$ для получения зависимости пути разгона S от скорости автомобиля v.

В данном случае кривая разбивается на интервалы по времени, для каждого из которых находятся соответствующие значения $v_{\text{ср}k}$.

Путь разгона автомобиля определяется следующим образом:» [12]

$$\Delta S_k = \frac{(v_k - v_{k-1})}{2} \cdot (t_k - t_{k-1}) = v_{cpk} \cdot \Delta t_k, \qquad (49)$$

Рассчитаем путь разгона автомобиля для первого выбранного интервала, согласно формуле (49):

$$\Delta S_1 = \frac{(1{,}5 - 0)}{2} \cdot (0{,}338 - 0) = 0{,}254 \text{ м}.$$

Аналогичный расчёт проводим для всех интервалов, результаты расчётов сводим в таблицу 11.

Таблица 11 – Путь разгона автомобиля

t, с	$v, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$v_{\text{ср}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	ΔS, м	S, м
0	0	0	0	0
0,338	1,5	0,75	0,254	0,254
3,158	6,2	3,85	10,857	11,111
7,036	10,9	8,55	33,157	44,014
11,656	15,3	13,1	60,522	93,679
17,649	20	17,65	105,776	166,298
25,052	24,7	22,35	165,457	271,233
38,552	29,2	26,95	363,825	529,282
97,662	33,8	31,5	1861,965	2225,79

По данным таблицы 11 построены графики пути разгона и интенсивности автомобиля, представлены в приложении А.

2.1.8 Мощностной баланс автомобиля

«По аналогии с уравнением силового баланса (34) записывается уравнение мощностного баланса:

$$N_{\text{т}} = N_e + N_{\text{тр}} = N_f + N_{\text{п}} + N_{\text{в}} + N_{\text{и}}, \quad (50)$$

где $N_{\text{т}}$ – тяговая мощность, или мощность, подводимая к ведущим колёсам;

$N_{\text{тр}}$ – мощность, теряемая в агрегатах трансмиссии;

$N_f = F_f \cdot v$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления качению колёс;

$N_{\text{п}} = F_{\text{п}} \cdot v$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления подъёму;

$N_{\text{в}} = F_{\text{в}} \cdot v$– мощность, затраченная на преодоление силы сопротивления воздуха;

$N_{\text{и}} = F_{\text{и}} \cdot v$ – мощность, затраченная на преодоление силы инерции автомобиля;

$N_f + N_{\text{п}} = N_{\text{д}} = F_{\text{д}} \cdot v$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления дороги» [12].

«При равномерном движении автомобиля по горизонтальной дороги мощность $N_{\text{т}}$ расходуется только на преодоление сопротивления дороги и воздуха. Таком образом, формула (50) принимает следующий вид:» [12]

$$N_{\text{т}} = N_{\text{д}} + N_{\text{в}}, \quad (51)$$

«Зная значение $F_{\text{д}}$, рассчитаем мощность $N_{\text{д}}$ при движении автомобиля на высшей передаче» [12], используя данные таблицы 3:

$$N_{\text{д}} = F_{\text{д}} \cdot v,$$

$$N_{\text{д}} = 344{,}23 \cdot 5{,}55 = 1910{,}48 \text{ Вт}.$$

«Рассчитываем мощность $N_{\text{в}}$, затрачиваемую на преодоление силы сопротивления воздуха, двигаясь на высшей передаче» [12], используя данные из таблицы 5:

$$N_{\text{в}} = 23{,}70 \cdot 5{,}55 = 131{,}54 \text{ Вт}.$$

Аналогичным образом рассчитываем $N_{\text{т}}$ и все полученные данные сводим в таблицу 12.

Таблица 12 – Значения мощностей $N_{\text{д}}$, $N_{\text{в}}$ и их суммы $(N_{\text{д}} + N_{\text{в}})$

$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	$N_{\text{д}}$, кВт	$N_{\text{в}}$, кВт	$(N_{\text{д}} + N_{\text{в}})$, кВт
84	1,910	0,131	2,042
145	3,298	0,677	3,975
207	4,709	1,970	6,679
268	6,096	4,274	10,370
330	7,508	7,982	15,490
392	8,919	13,384	22,303
453	10,306	20,651	30,957
515	11,714	30,322	42,036
576	13,101	42,421	55,522

Рассчитываем мощность $N_{\text{т}}$, подводимую к ведущим колёсам автомобиля, используя данные из таблицы 1:

$$N_{\text{т}} = N_e \cdot \eta_{\text{тр}}, \tag{52}$$

$$N_{\text{т}} = 11{,}725 \cdot 0{,}88 = 10{,}318 \text{ кВт}.$$

Аналогично рассчитываем значения $N_{\text{т}}$ для всех значений N_e и сводим полученные результаты в таблицу 13. По данным таблиц 12 и 13 построен мощностной баланс автомобиля всех передач, представлен в приложении А.

Таблица 13 – Значения мощности на ведущих колёсах

$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	$N_{\text{т}}$, кВт
84	10,318
145	18,840
207	27,765
268	36,260
330	44,048
392	50,420
453	54,759
515	56,650
576	55,489

«Для анализа мощностного баланса рассчитаем степень использования мощности двигателя И.

И – это отношение мощности, необходимой для движения автомобиля, к мощности на ведущих колёсах. При равномерном движении степень И рассчитывается по формуле:» [12]

$$\text{И} = \frac{\left(N_{\text{д}} + N_{\text{в}}\right)}{N_{\text{т}}}, \tag{53}$$

$$\text{И} = \frac{2{,}042}{10{,}318} = 0{,}198.$$

Аналогично рассчитываем степень использования мощности двигателя

И для остальных показателей и сводим полученные результаты в таблицу 14.

«Чем меньше коэффициент ψ на данной скорости автомобиля и чем больше передаточное число U, тем хуже используется мощность двигателя, тем меньше И» [12].

Таблица 14 – Степень использования мощности

$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	И
84	0,198
145	0,211
207	0,241
268	0,286
330	0,352
392	0,442
453	0,565
515	0,742
576	1,001

В дальнейшем данные таблицы 11 будем использовать для сводной таблицы топливно-экономической характеристики автомобиля.

2.1.9 Расчёт топливно-экономической характеристики автомобиля

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

Совершенство конструкции автомобиля оценивают по расходу топлива Q (л), отнесённому к длине пройденного пути (пробегу) S (км). Путевой расход топлива при пробеге автомобиля 100 км (л):

$$q_{\text{п}} = 100 \cdot \frac{Q}{S}, \tag{54}$$

Измерителем топливной экономичности автомобильного двигателя служат часовой расход топлива $G_{\text{т}}$ (кг/ч) и удельный эффективный расход топлива g_e [г/(кВт·ч)]:

$$G_{\text{т}} = g_e \cdot \frac{N_e}{10^6}, \tag{55}$$

Путевой расход топлива в литрах на 100 км пути $q_{\text{п}}$ выражается через удельный эффективный расход топлива g_e [г/(кВт·ч)]:

$$q_{\text{п}} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot \rho_{\text{т}} \cdot v}, \tag{56}$$

где $\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива, для бензина: $\rho_{\text{т}} = 0{,}72\,\frac{\text{кг}}{\text{л}}$;

v – скорость автомобиля, м/с.

Эффективность мощности N_e может быть выражена из мощностного баланса:

$$q_{\text{п}} = \frac{g_e}{3600 \cdot \rho_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{тр}}} \cdot \left(N_{\text{д}} + N_{\text{в}} + N_{\text{И}}\right), \tag{57}$$

Чтобы определить расход топлива в определённых дорожных условиях, необходимо располагать экспериментальным графиком – нагрузочной характеристикой двигателя. Если экспериментальных данных нет, то можно воспользоваться следующей приближённой методикой, для чего определяют эффективный расход топлива [г/(кВт·ч)] по формуле:

$$g_e = k_{\text{ск}} \cdot k_{\text{и}} \cdot g_{e(min)} \cdot 1{,}1, \tag{58}$$

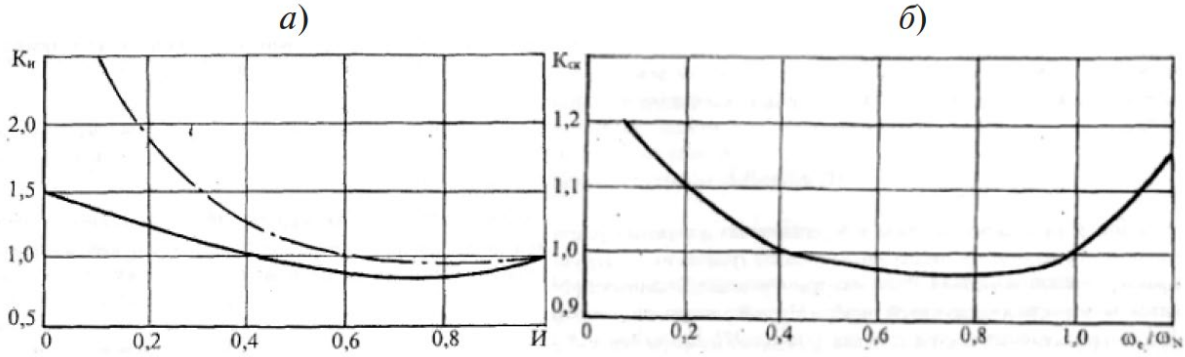
где $k_{\text{ск}}$ и $k_{\text{и}}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно изменения величины g_e в зависимости от ω_e и И двигателя;

$g_{e(min)} = 350 \frac{г}{кВт \cdot ч}$ – минимальный удельный эффективный расход топлива для бензиновых двигателей» [12].

При $F_п = 0$, согласно формулам (57) и (58):

$$q_П = \frac{k_{ск} \cdot k_и \cdot (F_Д + F_В) \cdot g_{e(min)} \cdot 1{,}1}{36000 \cdot \rho_т \cdot \eta_{тр}}, \quad (59)$$

Определяем по графикам на рисунке 3 значения коэффициентов $k_и$ и $k_{ск}$.



а) изменение коэффициента $k_и$; б) изменение коэффициента $k_{ск}$;
штриховая линия кривой $k_и$ для бензиновых двигателей, сплошная для дизельных, кривая $k_{ск}$ для двигателей обоих типов.

Рисунок 3 – Графики к расчёту топливно-экономической характеристики

Рассчитываем путевой расход топлива $q_П$:

$$q_{П1} = \frac{1{,}14 \cdot 1{,}95 \cdot (344{,}23 + 23{,}7) \cdot 350 \cdot 1{,}1}{36000 \cdot 0{,}72 \cdot 0{,}88} = 13{,}81 \ \frac{л}{100км}$$

Аналогично рассчитываем для остальных значений и сводим полученные результаты в таблицу 15.

Коэффициент $k_и$ определяем по значениям степени использования мощности двигателя И из таблицы 15, а $k_{ск}$ – по отношению угловых скоростей $\frac{\omega_e}{\omega_N}$.

Таблица 15 – Сводная таблица топливно-экономической характеристики

$\omega_e, \frac{рад}{с}$	v, м/с	И	$k_и$	$\frac{\omega_e}{\omega_N}$	$k_{ск}$	$q_П, \frac{л}{100км}$
84	5,55	0,198	1,95	0,16	1,14	13,81
145	9,58	0,211	1,80	0,28	1,07	13,49
207	13,68	0,241	1,70	0,40	1,01	14,15
268	17,71	0,286	1,55	0,51	0,98	15,01
330	21,81	0,352	1,38	0,63	0,98	16,05
392	25,91	0,442	1,18	0,75	0,96	16,46
453	29,94	0,565	1,05	0,87	0,98	17,96
515	34,03	0,742	0,95	0,98	0,99	19,61
576	38,06	1,001	1,00	1,10	1,06	26,10

«Показателем топливной экономичности автомобиля служит минимальный путевой расход топлива, соответствующий скорости при испытаниях автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальном участке дороги с твёрдым покрытием. Указываемый в технических характеристиках автомобилей контрольный расход практически мало отличается от минимального расхода топлива.

Топливно-экономическая характеристика автомобиля позволяет определить расход топлива в зависимости от изменения скорости движения. Она представляет собой график зависимости путевого расхода топлива от скорости автомобиля v. Этот график характеризует топливную экономичность автомобиля при равномерном движении и позволяет определить расход топлива по известным величинам v и ψ» [12].

По данным таблицы 15 составлен график топливно-экономической эффективности автомобиля, размещённый в приложении и по нему определён

расход топлива автомобиля при скорости движения $100\frac{км}{ч} = 27{,}78\frac{м}{с}$:

$$q_п = 17{,}05\frac{л}{100км}.$$

В заключение необходимо отметить, что тягово-динамический расчёт автомобиля является одной из самых важных частей дипломного проекта. Именно здесь производятся трудоёмкие расчёты, подтверждающие, что тягово-мощностные характеристики автомобиля соответствуют заявленным.

Благодаря рассчитанным данным в тягово-динамическом расчёте можно оценить то, каким является автомобиль в плане его эксплуатационных характеристик, например, расход топлива, скорость разгона и другие характеристики, которые были рассчитаны в этом подразделе дипломного проекта.

Все результаты проведённых тягово-динамических расчётов отражены 12-ю графиками в приложении А и отдельным листом формата А1 графической части, наглядно показывающими характеристики рассчитанного автомобиля.

2.2 Расчёт тормозной системы

Тормозной расчёт представляет собой комплекс различных расчётов, направленных на определение параметров тормозной системы. Он является не простой технической необходимостью, а важным показателем, который влияет на безопасность, эффективность и долговечность тормозной системы.

Поэтому тормозной расчёт критически важный этап проектирования и модернизации тормозной системы автомобиля LADA NIVA.

Все формулы, использованные для расчётов тормозной системы были взяты с источников [4], [21], [1], [9], [3].

2.2.1 Исходные данные

Общие данные автомобиля:

Полная масса автомобиля ($m_{\text{а}}$), кг 1595;

Нагрузка автомобиля на переднюю ось ($m_{\text{а}1}$), кг 877,75;

Нагрузка автомобиля на заднюю ось ($m_{\text{а}2}$), кг 717,25;

Колёсная база (L), мм 2200;

Высота центра тяжести (h_g), мм 650;

Статический радиус колеса ($r_{\text{ст}}$), м 0,318;

Передние тормозные механизмы (заводские):

Тип тормозного механизма ..... невентилируемый дисковой;

Материал тормозного диска СЧ20;

Толщина диска ($S_{\text{д}1}$), мм 12;

Число цилиндров на одном колесе переднего тормоза (n), шт. 1;

Диаметр поршня переднего тормозного цилиндра (D_1), мм 48;

Наружный диаметр переднего тормозного диска ($D_{\text{нар}1}$), мм 272;

Внутренний диаметр переднего тормозного диска ($D_{\text{вн}1}$), мм 140;

Коэффициент трения между тормозной накладкой и диском (μ_1) 0,4;

Начальное давление срабатывания переднего тормоза (P_{01}), $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ 7;

КПД тормозного цилиндра (η_1), ... 0,95;

Передние тормозные механизмы (модернизированные):

Тип тормозного механизма ..... вентилируемый дисковой;

Тип вентиляционных каналов ..... прямые радиальные;

Количество вентиляционных каналов ($n_{\text{вен}}$), ... 40;

Количество отверстий перфорации, шт. 40;

Диаметр отверстий перфорации, мм 4;

Количество канавок, шт. 5;

Материал тормозного диска СЧ20;

Толщина диска ($S_{\text{д}2}$), мм 22;

Число цилиндров на одном колесе переднего тормоза (n), шт. 1;

Диаметр поршня переднего тормозного цилиндра (D_2), мм 48;

Толщина металлической пластины диска, мм 9;

Толщина канала для вентилирования, мм 4;

Наружный диаметр переднего тормозного диска ($D_{\text{нар}2}$), мм..... 272;

Внутренний диаметр переднего тормозного диска ($D_{\text{вн}2}$), мм..... 140;

Начальное давление срабатывания переднего тормоза (P_{02}), $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ 7;

КПД тормозного цилиндра (η_2),..... 0,95;

Задние тормозные механизмы:

Тип тормозного механизма .....барабанный;

Внутренний диаметр тормозного барабана ($D_{\text{вн}3}$), мм 230;

Диаметр поршня заднего тормозного цилиндра (D_3), мм..... 19,05;

Количество колодок на каждом барабане тормоза, шт. 2;

Коэффициент трения (μ_3)..... 0,35;

Начальное давление срабатывания заднего тормоза (P_{03}), $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$..... 7;

Большее расстояние между опорами колодок (h_{31}), мм 150;

Меньшее расстояние между опорами колодок (h_{32}), мм..... 90;

Расстояние от центра тормоза до неподвижной опоры колодок (h_{33}), мм.... 55;

Угол охвата колодок (B), град / рад ..... 122 / 2,128;

КПД тормозного цилиндра (η_3),..... 0,95;

Стояночные тормозные механизмы:

Тип тормозного механизма .....механический;

Длина рычага привода (L_1), мм..... 0,195;

Длина тяги привода (L_2), мм 0,24;

Длина рычага привода колодок (l_1), мм 145;

Расстояние от разжимной планки до верха рычага (l_2), мм 62;

Расстояние от разжимной планки до цилиндра (l_3), мм 58;

КПД троса стояночного тормоза ($\eta_{\text{тр}}$) ..... 0,8.

2.2.2 Расчёт переднего тормозного механизма (заводского)

При расчётах тормозного момента переднего дискового тормоза, использована следующая формула:

$$M_{T1} = C_1 \cdot F \cdot R_{\text{ср}}, \tag{60}$$

где M_{T1} – тормозной момент, кгс · см;

C_1 – передаточное число переднего тормозного механизма;

F – усилие, развиваемое поршнями тормозного цилиндра, кгс;

$R_{\text{ср}}$ – средний (эффективный) радиус трения колодки, см.

Усилие, создаваемое колёсным цилиндром, определяется по формуле:

$$F = (P_1 - P_{01}) \cdot S_1 \cdot \eta_1 \cdot n, \tag{61}$$

где P_1 – давление в цилиндрах переднего тормоза, $\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$;

P_{01} – начальное давление срабатывания переднего тормоза, $\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$;

S_1 – площадь поршня переднего тормозного цилиндра, см^2;

η_1 – КПД переднего тормозного цилиндра;

n – число цилиндров переднего тормоза.

Подставим формулу (61) в формулу (60), тем самым получая:

$$M_{T1} = (P_1 - P_{01}) \cdot S_1 \cdot \eta_1 \cdot n \cdot C_1 \cdot R_{\text{ср}}, \tag{62}$$

Рабочую площадь поршня тормозного цилиндра считаем по формуле:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}, \tag{63}$$

где D_1 – диаметр поршня тормозного цилиндра, см;

S_1 – площадь поршня тормозного цилиндра, см^2.

Рассчитываем площадь тормозного цилиндра, зная его диаметр:

$$S_1 = \frac{3{,}141 \cdot 4{,}8^2}{4} = 18{,}096 \text{ см}^2.$$

Радиус трения колодок дискового тормоза определяем по формуле:

$$R_{\text{ср}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_{\text{нар1}}^3 - R_{\text{вн1}}^3}{R_{\text{нар1}}^2 - R_{\text{вн1}}^2}, \quad (64)$$

где $R_{\text{нар1}}$ – наружный радиус тормозного диска, см;

$R_{\text{вн1}}$ – внутренний радиус тормозного диска, см.

Зная, что $D = 2 \cdot R$, заменяем радиус на диаметры и рассчитываем:

$$R_{\text{ср}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\left(\frac{272}{2}\right)^3 - \left(\frac{140}{2}\right)^3}{\left(\frac{272}{2}\right)^2 - \left(\frac{140}{2}\right)^2} = 11{,}044 \text{ см}.$$

Передаточное отношение передних тормозов определяем по формуле:

$$C = 2 \cdot \mu_1, \quad (65)$$

где μ_1 – коэффициент трения между накладкой и тормозным диском.

$$C_1 = 2 \cdot 0{,}4 = 0{,}8.$$

Из формулы (3.3), известные нам значения обозначим в виде коэффициента пропорциональности между тормозным момент и давлением в приводе, тем самым получая следующее:

$$k_1 = S_1 \cdot \eta_1 \cdot n \cdot C_1 \cdot R_{\text{ср}}, \quad (66)$$

Таким образом, подставляем коэффициент в формулу (62) и получаем:

$$M_{T1} = k_1 \cdot (P_1 - P_{01}), \quad (67)$$

Рассчитаем этот коэффициент и получим следующее значение:

$$k_1 = 18{,}096 \cdot 0{,}95 \cdot 1 \cdot 0{,}8 \cdot 11{,}044 = 151{,}890 \text{ см}^2.$$

Подставляем значения в формулу расчёта тормозного (67):

$$M_{T1} = 151{,}890 \cdot (P_1 - 7), \quad (68)$$

Это потребуется для сравнения заводских тормозных дисков с модернизированными по данным, рассчитанным в формуле (68). Данные дисков будут представлены в сводных таблицах 16 и 17 подраздела 3.7.

2.2.3 Расчёт переднего тормозного механизма (модернизированного)

Изменение конструкции тормозного диска подразумевает его перфорирование и преобразование в вентилируемый тормозной диск, согласно проведённым исследованиям, опубликованным в научных статьях и диссертациях, внесённых в учебные пособиях, коэффициент трения такой конструкции увеличиться как минимум на 10% для тормозного момента, что приведено в работах [21] и [25]. Так же, согласно исследованиям в сказанных источниках и других подобных исследованиях, во время экстренного торможения коэффициент трения может быть значительно больше у такой конструкции.

Соответственно, за счёт повышения эффективности торможения из-за конструкции тормозного диска, получаем:

$$\mu_2 = \mu_1 \cdot 1{,}1,$$

$$\mu_2 = 0{,}4 \cdot 1{,}1 = 0{,}44.$$

Внутренний и наружный диаметры такие же, как и у первоначального тормозного диска. Остальные параметры не изменяются.

Согласно формулам (65), (66) и (67) получаем:

$$C_2 = 2 \cdot 0{,}44 = 0{,}88,$$

$$k_2 = 18{,}096 \cdot 0{,}95 \cdot 1 \cdot 0{,}88 \cdot 11{,}044 = 167{,}079 \text{ см}^2,$$

$$M_{T2} = 167{,}079 \cdot (P_2 - 7). \quad (69)$$

Найдём соотношение тормозного момента модернизированного тормозного диска к стандартному из расчётов (68) и (69):

$$\frac{M_{T2}}{M_{T1}} = 1{,}1. \quad (70)$$

Как видно из соотношения, изменение конструкции тормозного диска увеличило в целом тормозной момент в 1,1 раза, то есть на 10%.

2.2.4 Расчёт заднего тормозного механизма

Расчётный тормозной момент заднего тормоза барабанного типа определяется по следующей формуле:

$$M_{T3} = M_{3\text{а}} + M_{3\text{п}}, \quad (71)$$

где $M_{3\text{а}}$ – тормозной момент активной колодки, кгс · см;

$M_{3\text{п}}$ – тормозной момент пассивной колодки, кгс · см.

Тормозной момент активной колодки рассчитывается по формуле:

$$M_{3а} = F_{3а} \cdot R_{тр}, \quad (72)$$

где $F_{3а}$ – равнодействующая всех сил, действующих на активную колодку, кгс;

$R_{тр}$ – радиус трения, см.

Тормозной момент пассивной колодки рассчитывается по формуле:

$$M_{3п} = F_{3п} \cdot R_{тр}, \quad (73)$$

где $F_{3п}$ – равнодействующая всех сил, действующих на пассивную колодку, кгс.

Равнодействующие всех сил рассчитываются следующими формулами:

$$F_{3а} = C_{3а} \cdot (P_3 - P_{03}) \cdot S_3 \cdot \eta_3, \quad (74)$$

где $C_{3а}$ – передаточное число активной колодки;

P_3 – давление в цилиндре заднего тормоза;

P_{03} – начальное давление срабатывания заднего тормоза, $\frac{кгс}{см^2}$;

S_3 – площадь поршня заднего тормозного цилиндра, $см^2$;

η_3 – КПД заднего тормозного цилиндра.

$$F_{3п} = C_{3п} \cdot (P_3 - P_{03}) \cdot S_3 \cdot \eta_3, \quad (75)$$

где $C_{3п}$ – передаточное число пассивной колодки.

Передаточные числа колодок рассчитываются следующими формулами:

$$C_{3а} = \frac{\mu_3 \cdot h_{31}}{k_0 \cdot h_{33} + \mu_3 \cdot \left(R_{тр} - k_0 \cdot \frac{h_{32}}{2}\right)}, \quad (76)$$

где μ_3 – коэффициент трения между накладкой и тормозным диском;

h_{31} – большее расстояние между опорами колодок, см;

k_0 – коэффициент касательных сил;

h_{33} – расстояние от центра тормоза до неподвижной опоры колодок, см;

h_{32} – меньшее расстояние между опорами колодок, см.

$$C_{3п} = \frac{\mu_3 \cdot h_{31}}{k_0 \cdot h_{33} - \mu_3 \cdot \left(R_{тр} - k_0 \cdot \frac{h_{32}}{2}\right)}, \quad (77)$$

$$k_0 = \frac{B_r + \sin B}{4 \cdot \sin\left(\frac{B}{2}\right)}, \quad (78)$$

где B_r – угол охвата колодок, рад;

B – угол охвата колодок, град.

$$k_0 = \frac{2{,}128 + \sin 122}{4 \cdot \sin\left(\frac{122}{2}\right)} = 0{,}851,$$

$$R_{тр} = \frac{D_{внз}}{2} = 11{,}5 \text{ см},$$

$$C_{3а} = \frac{0{,}35 \cdot 13}{0{,}851 \cdot 5{,}5 + 0{,}35 \cdot \left(11{,}5 - 0{,}851 \cdot \frac{9}{2}\right)} = 0{,}618,$$

$$C_{3п} = \frac{0{,}35 \cdot 13}{0{,}851 \cdot 5{,}5 - 0{,}35 \cdot \left(11{,}5 - 0{,}851 \cdot \frac{9}{2}\right)} = 2{,}282.$$

Находим площадь заднего тормозного цилиндра по формуле (63):

$$S_3 = \frac{3{,}141 \cdot 1{,}905^2}{4} = 2{,}85 \text{ см}^2.$$

Путём преобразования формул (70) – (74) получаем следующее:

$$M_{\text{ТЗ}} = R_{\text{тр}} \cdot (F_{\text{а}} + F_{\text{п}}) = (P_{\text{З}} - P_{0\text{З}}) \cdot (\text{С}_{\text{За}} + \text{С}_{\text{Зп}}) \cdot S_{\text{З}} \cdot \eta_{\text{З}} \cdot R_{\text{тр}}, \quad (79)$$

Введём следующее обозначение:

$$k_{\text{З}} = (\text{С}_{\text{За}} + \text{С}_{\text{Зп}}) \cdot S_{\text{З}} \cdot \eta_{\text{З}} \cdot R_{\text{тр}}, \quad (80)$$

$$k_{\text{З}} = (0{,}618 + 2{,}282) \cdot 2{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 11{,}5 = 90{,}312 \text{ см}^2,$$

$$M_{\text{ТЗ}} = 90{,}312 \cdot (P_{\text{З}} - 7).$$

Таким образом, найден тормозной момент заднего тормоза. Данные этого расчёта будут представлены в сводных таблицах 16 и 17 подраздела 3.7.

2.2.5 Расчёт стояночного тормозного механизма

«Система стояночного тормоза должна удерживать груженое транспортное средство, остановившееся на спуске пли подъеме с уклоном 20% по ГОСТ Р 41.13-Н-99».

Соответственно, уклон 20% переводится в градусы следующим образом:

$$\alpha = \tan^{-1}(0{,}2) = 11{,}3°, \quad (81)$$

где α – угол уклона, град.

Тормозная сила, удерживающая на уклоне определяется по формуле:

$$T_{\text{укл}} = m_{\text{а}} \cdot \sin\alpha, \quad (82)$$

где $m_{\text{а}}$ – полная масса автомобиля, кг.

$$T_{\text{укл}} = 1595 \cdot \sin(11{,}3°) = 311{,}025 \text{ кгс}.$$

Зная тормозную силу, теперь можно рассчитать тормозной момент на задней оси автомобиля, что необходим для его удержания на уклоне:

$$M_{\text{Т(укл)}} = T_{\text{укл}} \cdot r_{\text{ст}}, \tag{83}$$

где $M_{\text{Т(укл)}}$ – тормозной момент задней оси для уклона, кгс · см;

$r_{\text{ст}}$ – статический радиус колеса, см.

$$M_{\text{Т(укл)}} = 311{,}025 \cdot 31{,}8 = 9890{,}595 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Передаточное отношение рычага рассчитывается по следующей формуле:

$$I_1 = \frac{L_1}{L_2}, \tag{84}$$

где L_1 – длина рычага привода, см;

L_2 – длина тяги привода, см.

$$I_1 = \frac{19{,}5}{24} = 0{,}813.$$

Передаточное число к активной колодке рассчитывается по формуле:

$$I_2 = \frac{l_1 \cdot (h_{31} - l_3)}{l_2 \cdot h_{31}}, \tag{85}$$

где l_1 – длина рычага привода колодок, см;

l_2 – расстояние от разжимной планки до верха рычага, см;

l_3 – расстояние от разжимной планки до цилиндра, см.

$$I_2 = \frac{14{,}5 \cdot (13 - 5{,}8)}{6{,}2 \cdot 13} = 1{,}296.$$

Передаточное числе к пассивной колодке рассчитывается следующей формулой:

$$I_3 = \frac{(l_1 - l_2) \cdot (h_{31} - l_3 + l_2)}{l_2 \cdot h_{31}}, \quad (86)$$

$$I_3 = \frac{(14{,}5 - 6{,}2) \cdot (13 - 5{,}8 + 6{,}2)}{6{,}2 \cdot 13} = 1{,}380.$$

Передаточное отношение привода рассчитывается по формуле:

$$I_4 = I_1 \cdot (C_{3а} \cdot I_2 + C_{3п} \cdot I_3), \quad (87)$$

$$I_4 = 0{,}813 \cdot (0{,}618 \cdot 1{,}296 + 2{,}282 \cdot 1{,}380) = 3{,}211.$$

Рассчитаем силу привода по формуле:

$$F_{пр} = \frac{M_{Т(укл)}}{D_{вн3} \cdot (C_{3а} \cdot I_2 + C_{3п} \cdot I_3)}, \quad (88)$$

$$F_{пр} = \frac{9890{,}595}{23 \cdot (0{,}618 \cdot 1{,}296 + 2{,}282 \cdot 1{,}380)} = 108{,}864 \text{ Н}.$$

Теперь можем рассчитать усилие на рычаге следующей формулой:

$$F_р = \frac{2 \cdot F_{пр}}{I_1 \cdot \eta_{тр}}, \quad (89)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД троса стояночного тормоза.

$$F_р = \frac{2 \cdot 108{,}864}{0{,}813 \cdot 0{,}8} = 334{,}760 \text{ Н}.$$

Таким образом, согласно расчёту стояночного тормозного механизма, для удержания автомобиля при его полной нагрузке на уклоне 20% необходимо усилие на рычаге ($F_{\text{р}}$), равное 334,76 Н ≈ 34,14 кгс, что является допустимым, так как: «усилие на рычаге стояночного тормоза для легковых автомобилей не должно превышать 40 кгс, согласно ГОСТ Р 41.13-Н-90».

2.2.6 Расчёт нормальных реакций дороги на ось автомобиля при торможении

Во время торможения нормальные реакции перераспределяются. Их значения на переднюю и заднюю ось можно рассчитать по формулам:

$$R_1 = m_{\text{a}1} + \frac{m_{\text{a}}}{g} \cdot \frac{h_g}{L} \cdot j, \tag{90}$$

$$R_2 = m_{\text{a}2} - \frac{m_{\text{a}}}{g} \cdot \frac{h_g}{L} \cdot j, \tag{91}$$

где R_1, R_2 – нормальные реакции, кг;

$m_{\text{a}1}$ – нагрузка на переднюю ось автомобиля, кг;

$m_{\text{a}2}$ – нагрузка на заднюю ось автомобиля, кг;

m_{a} – полная масса автомобиля, кг;

h_g – высота центра тяжести автомобиля, см;

j – замедление автомобиля при торможении, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$;

g – ускорение центра тяжести (свободного падения), $g = 9{,}81\,\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$;

L – база автомобиля, см.

$$R_1 = 877{,}25 + \frac{1595}{9{,}81} \cdot \frac{65}{270} \cdot j = 877{,}25 + 39{,}155 \cdot j,$$

$$R_2 = 717{,}75 - \frac{1595}{9{,}81} \cdot \frac{65}{270} \cdot j = 717{,}75 - 39{,}155 \cdot j.$$

Также нам потребуется рассчитать нормальные реакции с частично загруженным автомобилем, для его оценки тормозных характеристик при средней нагрузке, которая при эксплуатации является более частым показателем, чем полная масса автомобиля, то предварительно рассчитаем частичную массу автомобиля, то есть, в условиях, когда в автомобиле находится водитель и 1 пассажир, без багажа, по формуле (1):

$$m_{\text{а(част)}} = 1210 + 75 \cdot 2 = 1360 \text{ кг},$$

Согласно пункту 2.1.2 данного дипломного проекта: «Распределение веса будет следующим: 45% от полного веса на заднюю ось, 55% от полного веса на переднюю ось»:

$$m_{\text{а1(част)}} = 1360 \cdot 0{,}55 = 748 \text{ кг},$$

$$m_{\text{а2(част)}} = 1360 \cdot 0{,}45 = 612 \text{ кг},$$

Также при частичной загрузке высота центра тяжести автомобиля поднимется примерно на 5% относительно высоты центра тяжести при полной нагрузке автомобиля, что будет соответствовать:

$$h_{g\text{(част)}} = 65 \cdot 1{,}05 = 68{,}25 \text{ см},$$

Теперь рассчитаем нормальные реакции при частичной нагрузке:

$$R_{1\text{(част)}} = 748 + \frac{1595}{9{,}81} \cdot \frac{68{,}25}{270} \cdot j = 748 + 41{,}12 \cdot j,$$

$$R_{2\text{(част)}} = 612 - \frac{1595}{9{,}81} \cdot \frac{68{,}25}{270} \cdot j = 612 - 41{,}12 \cdot j.$$

Рассчитанные значения нормальных реакций для полной и частичной нагрузок автомобиля при значениях $j = 1 \dots 10 \frac{м}{с^2}$ будут занесены в сводные таблицы 16 и 17 подраздела 2.2.7.

Давление в передних и задних тормозах при полном и одновременном использовании сцепных возможностей колеса рассчитывается по формуле:

$$P_2 = R_1 \cdot \frac{r_к}{2 \cdot k_2} \cdot \frac{j}{g} + P_{02}, \quad (92)$$

где P_2 – давление в передних тормозах, $\frac{кгс}{см^2}$;

$r_к$ – радиус качения колеса, см.

$$P_3 = R_2 \cdot \frac{r_к}{2 \cdot k_3} \cdot \frac{j}{g} + P_{03}, \quad (93)$$

где P_3 – давление в задних тормозах, $\frac{кгс}{см^2}$.

$$P_2 = R_1 \cdot \frac{31{,}8}{2 \cdot 167{,}079} \cdot \frac{j}{9{,}81} + 7 = R_1 \cdot 0{,}010 \cdot j + 7,$$

$$P_3 = R_2 \cdot \frac{31{,}8}{2 \cdot 90{,}312} \cdot \frac{j}{9{,}81} + 7 = R_2 \cdot 0{,}018 \cdot j + 7.$$

Рассчитанные значения при значениях $j = 1 \dots 10 \frac{м}{с^2}$ будут занесены в сводные таблицы 16 и 17 подраздела 2.2.7.

2.2.7 Характеристики тормозной системы

Считаю необходимым подвести промежуточный итог проводимых расчётов тормозной системы, которые позволят оценить её характеристики.

Для этого, все ранее рассчитанные данные, зависящие от замедления автомобиля при торможении j представляем в сводных таблицах 16 и 17. А именно, значения для полной нагрузки автомобиля заносим в таблицу 16, а для частичной – в таблицу 17.

Таблица 16 – Характеристики модернизированной тормозной системы автомобиля при полной нагрузке

$j, \frac{м}{с^2}$	Передняя ось автомобиля			Задняя ось автомобиля		
	$M_{Т2}$, кгс · см	R_1, кгс	$P_2, \frac{кгс}{см^2}$	$M_{Т3}$, кгс · см	R_2, кгс	$P_3, \frac{кгс}{см^2}$
1	1531,112	916,405	16,164	1103,161	678,595	19,215
2	3193,047	955,560	26,111	2078,982	639,440	30,020
3	4985,804	994,715	36,841	2927,463	600,285	39,415
4	6909,552	1033,870	48,355	3648,695	561,130	47,401
5	8963,955	1073,025	60,651	4242,677	521,975	53,978
6	11149,349	1112,180	73,731	4709,319	482,820	59,145
7	13465,398	1151,335	87,593	5048,621	443,665	62,902
8	15912,437	1190,490	102,239	5260,584	404,510	65,249
9	18490,299	1229,645	117,668	5345,387	365,355	66,188
10	21198,984	1268,800	133,880	5302,759	326,200	65,716

Таблица 17 – Характеристики модернизированной тормозной системы автомобиля при частичной нагрузке

$j, \frac{м}{с^2}$	Передняя ось автомобиля			Задняя ось автомобиля		
	$M_{Т2}$, кгс · см	R_1, кгс	$P_2, \frac{кгс}{см^2}$	$M_{Т3}$, кгс · см	R_2, кгс	$P_3, \frac{кгс}{см^2}$
1	1318,420	789,120	14,891	928,046	570,880	17,276
2	2774,347	830,240	23,605	1722,340	529,760	26,071
3	4367,612	871,360	33,141	2383,063	488,640	33,387
4	6098,216	912,480	43,499	2909,943	447,520	39,221
5	7966,327	953,600	54,680	3303,252	406,400	43,576
6	9971,776	994,720	66,683	3562,808	365,280	46,450
7	12114,731	1035,840	79,509	3688,703	324,160	47,844
8	14395,025	1076,960	93,157	3680,936	283,040	47,758
9	16812,659	1118,080	107,627	3539,418	241,920	46,191
10	19367,798	1159,200	122,920	3264,237	200,800	43,144

Таким образом, в сводных таблицах имеем характеристики тормозной системы, которые удовлетворяют необходимым нормам.

2.2.8 Расчёт теплоотвода тормозных дисков

Исходные данные, используемые для расчёта теплоотвода выбраны в соответствие с экстренным (аварийным) торможением автомобиля.

Исходные данные:

Начальная скорость торможения автомобиля (v_0), $\frac{км}{ч}$ / $\frac{м}{с}$..... 137 / 38;

Замедление автомобиля (j), $\frac{м}{с^2}$..... 8;

Температура диска ($T_д$), °C 300;

Наружный диаметр диска заводского и модернизированного ($D_{нар}$), мм ... 272;

Внутренний диаметр диска заводского и модернизированного ($D_{вн}$), мм .. 140;

Коэффициент излучения чугуна (ε) 0,8;

Теплопроводность материала диска ($\lambda_{д1} = \lambda_{д2}$), Вт $\cdot \frac{м}{К}$ 54;

Толщина заводского диска ($d_{д1}$), мм 12;

Температура воздуха при $T_в = 20°C$ ($T_в$), К..... 293,15;

Теплопроводность воздуха при $T_в = 20°C$ ($\lambda_в$), Вт $\cdot \frac{м}{К}$..... 0,026;

Число Прандтля при $T_в = 20°C$ (P_r)..... 0,703;

Кинематическая вязкость воздуха при $T_в = 20°C$ ($V_в$), $\frac{м^2}{с}$ ..... $1{,}516 \cdot 10^{-5}$;

Модернизированный тормозной диск:

Тип вентиляционных каналов.....прямые радиальные;

Количество вентиляционных каналов ($n_{вен}$),..... 40;

Толщина стенки вентиляционного канала ($h_{стенки}$) 5;

Ширина вентиляционного канала ($\omega_{вен}$), мм 12,34;

Высота вентиляционного канала ($H_{вен}$), мм..... 6;

Толщина диска ($d_{д2}$), мм 22;

Количество отверстий перфорации ($n_{отв}$), шт. 40;

Диаметр отверстий перфорации ($d_{отв}$), мм 4;

Количество канавок ($n_{кан}$), шт..... 6;

Длина канавок ($l_{кан}$), мм..... 105;

Глубина канавок ($d_{кан}$), мм ..... 2.

2.2.8.1 Расчёт теплоотвода заводского тормозного диска

Для нахождения суммарного рассеивания тепла, которое и будет характеризировать качество теплоотвода (охлаждения) диска будет использована следующая формула:

$$Q_{\text{сум1}} = Q_{\text{к1}} + Q_{\text{и1}} + Q_{\text{т1}}, \tag{94}$$

где $Q_{\text{к1}}$ – количество тепла, отведённое за счёт конвекции диска, Вт;

$Q_{\text{и1}}$ – количество тепла, отведённое за счёт теплового излучения обычного тормозного диска, Вт;

$Q_{\text{т1}}$ – количество тепла, отведённое за счёт теплопроводности диска, Вт;

Для расчёта количества тепла, отведённого за счёт конвекции используем следующую формулу:

$$Q_{\text{к1}} = h_{\text{к}} \cdot S_{\text{б}} \cdot \left(T_{\text{д}} - T_{\text{в}}\right), \tag{95}$$

где $h_{\text{к}}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт $\cdot \frac{\text{м}^2}{\text{К}}$;

$S_{\text{б}}$ – площадь боковой поверхности диска, м^2;

$T_{\text{д}}$ – температура диска, °C;

$T_{\text{в}}$ – температура воздуха, °C.

Так как автомобиль движется, то происходит вынужденная конвекция, поэтому необходимо рассчитывать коэффициент конвективной теплоотдачи по следующей формуле:

$$h_{\text{к}} = \frac{N_u \cdot \lambda_{\text{в}}}{D_{\text{нар}}}, \tag{96}$$

где N_u – число Нуссельта;

$\lambda_{\text{в}}$ – теплопроводность воздуха, Вт $\cdot \frac{\text{м}}{\text{К}}$;

$D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр диска, м.

Число Нуссельта рассчитывается по формуле:

$$N_u = 0{,}023 \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,4}, \tag{97}$$

где R_e – число Рейнольдса;

P_r – число Прандтля.

$$R_e = \frac{v_0 \cdot D_{\text{нар}}}{V_{\text{в}}}, \tag{98}$$

где v_0 – начальная скорость торможения автомобиля, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

$V_{\text{в}}$ – кинематическая вязкость воздуха, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

Таким образом, производим расчёты, подставляя известные значения:

$$R_{e1} = \frac{38 \cdot 0{,}272}{1{,}516 \cdot 10^{-5}} = 711873,$$

$$N_{u1} = 0{,}023 \cdot (711873)^{0,8} \cdot 0{,}703^{0,4} = 960{,}356,$$

$$h_{\text{к}} = \frac{960{,}356 \cdot 0{,}026}{0{,}272} = 87{,}92.$$

Площадь боковой поверхности диска рассчитывается по формуле:

$$S_{\text{б}} = 2 \cdot \pi \cdot d_{\text{д}} \cdot \left(\frac{D_{\text{нар}}}{2} + \frac{D_{\text{вн}}}{2}\right), \tag{99}$$

где $d_{\text{д}}$ – толщина диска, м.

$$S_{\text{б}1} = 2 \cdot 3{,}141 \cdot 0{,}012 \cdot \left(\frac{0{,}272}{2} + \frac{0{,}140}{2}\right) = 0{,}016 \text{ м}^2,$$

$$Q_{к1} = 87{,}92 \cdot 0{,}016 \cdot (300 - 20) = 363{,}882 \text{ Вт}.$$

Для расчёта количества тепла, отведённого за счёт теплового излучения используем следующую формулу:

$$Q_{и1} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S_{и} \cdot \left(T_{д}^{4} - T_{в}^{4}\right), \tag{100}$$

где ε – коэффициент излучения материала (чугуна);

σ – постоянная Стефана-Больцмана, $\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт $\cdot$ м$^{-2} \cdot$ К$^{-4}$;

$S_{и}$ – площадь излучающей тепло поверхности диска, м^2.

$$S_{и} = 2 \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{D_{нар}}{2}\right)^{2} - \left(\frac{D_{вн}}{2}\right)^{2}\right), \tag{101}$$

$$S_{и} = 2 \cdot 3{,}141 \cdot \left(\left(\frac{0{,}272}{2}\right)^{2} - \left(\frac{0{,}140}{2}\right)^{2}\right) = 0{,}095 \text{ м}^2,$$

$$Q_{и1} = 0{,}8 \cdot 5{,}67 \cdot 10^{-8} \cdot 0{,}095 \cdot (573{,}15^{4} - 293{,}15^{4}) = 403{,}288 \text{ Вт}.$$

Для расчёта количества тепла, отведённого за счёт теплопроводности используя закон Фурье:

$$Q_{т} = \frac{\lambda_{д} \cdot S_{п} \cdot (T_{д(раб)} - T_{д(хол)}) \cdot t}{d_{д}}, \tag{102}$$

где $\lambda_{д}$ – коэффициент теплопроводности материала диска;

$S_{п}$ – площадь поперечного сечения, через которое передаётся тепло, м^2;

$T_{д(раб)}$ – температура рабочей поверхности диска, °С;

$T_{д(хол)}$ – температура холодной поверхности диска, $T_{д(хол)} \approx 200$°С;

$t_{тор}$ – время торможения, с (для данного расчёта примем $t_{тор} = 1$).

$$S_{\text{п}} = \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{нар}}^2}{2} - \frac{D_{\text{вн}}^2}{2}\right), \quad (103)$$

$$S_{\text{п}} = 3{,}141 \cdot \left(\frac{0{,}272^2}{2} - \frac{0{,}140^2}{2}\right) = 0{,}048 \text{ м}^2,$$

$$Q_{\text{т1}} = \frac{54 \cdot 0{,}048 \cdot (300 - 200) \cdot 1}{0{,}012} = 20600 \text{ Вт}.$$

$$Q_{\text{сум1}} = 363{,}882 + 403{,}228 + 20600 = 21367{,}11 \text{ Вт}.$$

Рассчитаем количество рассеиваемого тепла за весь период торможения:

$$t_{\text{тор}} = \frac{v_0}{j}, \quad (104)$$

где $t_{\text{тор}}$ – время торможения, с;

v_0 – начальная скорость, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

j – замедление автомобиля, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

$$t_{\text{тор}} = \frac{38}{8} = 4{,}75$$

Зная время торможения, переводим Вт в Дж, зная, что $1 \text{ Вт} = 1 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$:

$$Q_{\text{сум1(полн)}} = 21367{,}11 \cdot 4{,}75 = 101493{,}773 \text{ Дж}.$$

Рассчитаем мгновенное рассеивание тепла ($t_{\text{тор}} = 0$, значит $Q_{\text{т1}} = 0$):

$$Q_{\text{мгн1}} = 363{,}882 + 403{,}228 = 767{,}11 \text{ Вт}.$$

Таким образом, получили значение, которое впоследствии будем будет сравнивать со значением модернизированного тормозного диска.

2.2.8.2 Расчёт теплоотвода модернизированного тормозного диска

Расчёт суммарного рассеивания тепла для вентилируемого диска с перфорациями отличается от формулы (94) и имеет следующий вид:

$$Q_{\text{сум2}} = Q_{\text{к2}} + Q_{\text{и2}} + Q_{\text{т2}} + Q_{\text{в}}, \tag{105}$$

где $Q_{\text{к2}}$ – количество тепла, отведённое за счёт конвекции диска, Вт;

$Q_{\text{и2}}$ – количество тепла, отведённое за счёт теплового излучения вентилируемого диска, Вт;

$Q_{\text{т2}}$ – количество тепла, отведённое за счёт теплопроводности диска, Вт;

$Q_{\text{в}}$ – количество тепла, отведённое через каналы вентиляции и перфорацию, Вт.

Рассчитаем площадь боковой поверхности диска по формуле (99), используя значения толщины для модернизированного диска $d_2 = 0{,}022$ м:

$$S_{\text{б2}} = 2 \cdot 3{,}141 \cdot 0{,}022 \cdot \left(\frac{0{,}272}{2} + \frac{0{,}140}{2}\right) = 0{,}029 \text{ м}^2.$$

Количество тепла, отводимое за счёт конвекции рассчитывается согласно формуле (94):

$$Q_{\text{к2}} = 87{,}92 \cdot 0{,}029 \cdot (300 - 20) = 713{,}910 \text{ Вт}.$$

Количество тепла, отводимое за счёт теплового излучения требует учитывать перфорационные отверстия и канавки, поэтому необходимо учитывать создаваемую ими площадь и формула (100) приобретает вид:

$$Q_{\text{и2}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S_{\text{и(полн)}} \cdot \left(T_{\text{д}}^4 - T_{\text{в}}^4\right), \tag{106}$$

где $S_{и(полн)}$ – площадь излучающей тепло поверхности, с учётом перфорации, м^2.

$$S_{и(полн)} = S_и + S_{отв} + S_{кан}, \quad (107)$$

где $S_{отв}$ – площадь излучающей поверхности диска перфорационных отверстий, м^2;

$S_{кан}$ – площадь излучающей тепло поверхности канавок диска, м^2.

Значения, используемые в формуле (100) для расчёта $S_и$ для модернизированного диска соответствуют заводскому, поэтому для двух дисков следует:

$$S_и = 0{,}095 \text{ м}^2.$$

$$S_{отв} = n_{отв} \cdot \pi \cdot d_{д2} \cdot d_{отв}, \quad (108)$$

где $n_{отв}$ – количество отверстий перфорации, шт.;

$d_{д2}$ – толщина модернизированного тормозного диска, м;

$d_{отв}$ – диаметр отверстий перфорации, м.

$$S_{отв} = 40 \cdot 3{,}141 \cdot 0{,}022 \cdot 0{,}004 = 0{,}011 \text{ м}^2,$$

$$S_{кан} = n_{кан} \cdot 2 \cdot l_{кан} \cdot d_{кан}, \quad (109)$$

где $n_{кан}$ – количество канавок, шт.;

$l_{кан}$ – длина канавок, м;

$d_{кан}$ – глубина канавок, м.

$$S_{кан} = 5 \cdot 2 \cdot 0{,}0105 \cdot 0{,}002 = 0{,}003 \text{ м}^2,$$

$$S_{и(полн)} = 0{,}095 + 0{,}011 + 0{,}003 = 0{,}109 \text{ м}^2,$$

$$Q_{и2} = 0{,}8 \cdot 5{,}67 \cdot 10^{-8} \cdot 0{,}109 \cdot (573{,}15^4 - 293{,}15^4) = 592{,}473 \text{ Вт}.$$

Рассчитаем количество тепла, отводимое за счёт теплопроводности по формуле (102), учитывая, что вентиляционные каналы имеют пустоты, тогда вместо подстановки $d_{д2}$, подставляем $d_{д2(эф)} = 0{,}22 \cdot 0{,}9 = 0{,}02$ м:

$$Q_{т2} = \frac{54 \cdot 0{,}048 \cdot (300 - 200)}{0{,}02} = 15960 \text{ Вт}.$$

Теперь рассчитаем количество тепла, отводимого через вентиляционные каналы и перфорацию:

$$Q_{в} = Q_{отв} + Q_{кан} + Q_{вен}, \tag{110}$$

где $Q_{отв}$ – количество тепла, отведённое отверстиями, Вт;

$Q_{кан}$ – количество тепла, отведённое канавками, Вт;

$Q_{вен}$ – количество тепла, отведённое вентиляционными каналами, Вт.

Формулы расчёта отводимого тепла, за счёт вентиляционных каналов и перфорации основаны на формуле отводимого тепла за счёт конвекции (95), изменяется лишь коэффициент конвекции и площадь на соответствующие:

$$Q_{отв} = h_{отв} \cdot S_{отв} \cdot \left(T_{д} - T_{в}\right), \tag{111}$$

где $h_{отв}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи отверстий, Вт $\cdot \frac{м^2}{К}$.

Используя формулы (96) – (98) получаем:

$$h_{отв} = \frac{N_{u(отв)} \cdot \lambda_{в}}{d_{отв}}, \tag{112}$$

$$N_{u(\text{отв})} = 0{,}023 \cdot R_{e(\text{отв})}^{0,8} \cdot P_r^{0,4}, \quad (113)$$

$$R_{e(\text{отв})} = \frac{v_0 \cdot d_{\text{отв}}}{V_{\text{в}}}, \quad (114)$$

$$R_{e(\text{отв})} = \frac{38 \cdot 0{,}004}{1{,}516 \cdot 10^{-5}} = 10026,$$

$$N_{u(\text{отв})} = 0{,}023 \cdot 10026^{0,8} \cdot 0{,}703^{0,4} = 31{,}726,$$

$$h_{\text{отв}} = \frac{31{,}726 \cdot 0{,}026}{0{,}004} = 206{,}219 \text{ Вт} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{К}},$$

$$Q_{\text{отв}} = 206{,}219 \cdot 0{,}01 \cdot (300 - 20) = 677{,}413 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{кан}} = h_{\text{кан}} \cdot S_{\text{кан}} \cdot \left(T_{\text{д}} - T_{\text{в}}\right), \quad (115)$$

где $h_{\text{кан}}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи канавок, Вт $\cdot \frac{\text{м}^2}{\text{К}}$.

Для канавок используются формула расчёта плоской пластины, которые имеют следующий вид:

$$h_{\text{кан}} = \frac{N_{u(\text{кан})} \cdot \lambda_{\text{в}}}{l_{\text{кан}}}, \quad (116)$$

$$N_{u(\text{кан})} = 0{,}664 \cdot R_{e(\text{кан})}^{0,5} \cdot P_r^{0,33}, \quad (117)$$

$$R_{e(\text{кан})} = \frac{v_0 \cdot l_{\text{кан}}}{V_{\text{в}}}, \quad (118)$$

$$R_{e(\text{кан})} = \frac{38 \cdot 0{,}0105}{1{,}516 \cdot 10^{-5}} = 263193,$$

$$N_{u(\text{кан})} = 0{,}664 \cdot 263193^{0{,}5} \cdot 0{,}703^{0{,}33} = 303{,}250,$$

$$h_{\text{кан}} = \frac{303{,}25 \cdot 0{,}026}{0{,}0105} = 75{,}09 \text{ Вт} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{К}},$$

$$Q_{\text{кан}} = 75{,}09 \cdot 0{,}003 \cdot (300 - 20) = 83{,}077 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{вен}} = h_{\text{вен}} \cdot S_{\text{вен}} \cdot \left(T_{\text{д}} - T_{\text{в}}\right), \quad (119)$$

где $h_{\text{кан}}$ – коэфф-т конвективной теплоотдачи вент. каналов, Вт $\cdot \frac{\text{м}^2}{\text{К}}$;

$S_{\text{вен}}$ – площадь поверхности вентиляционных каналов, м^2.

$$h_{\text{вен}} = \frac{N_{u(\text{вен})} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вен}}}, \quad (120)$$

где $d_{\text{вен}}$ – гидравлический диаметр канала прямоугольного сечения, м.

$$N_{u(\text{вен})} = 0{,}023 \cdot R_{e(\text{вен})}^{0{,}8} \cdot P_r^{0{,}4}, \quad (121)$$

$$R_{e(\text{вен})} = \frac{v_0 \cdot d_{\text{вен}}}{V_{\text{в}}}, \quad (122)$$

Гидравлический диаметр канала для прямоугольного сечения рассчитывается по следующей формуле:

$$d_{\text{вен}} = \frac{2 \cdot H_{\text{вен}} \cdot \omega_{\text{вен}}}{H_{\text{вен}} + \omega_{\text{вен}}}, \quad (123)$$

где $H_{\text{вен}}$ – высота вентиляционных каналов, м;

$\omega_{\text{вен}}$ – ширина вентиляционных каналов, м.

$$d_{\text{вен}} = \frac{2 \cdot 0{,}006 \cdot 0{,}01174}{0{,}006 + 0{,}01174} = 0{,}01 \text{ м},$$

$$R_{e(\text{вен})} = \frac{38 \cdot 0{,}01}{1{,}516 \cdot 10^{-5}} = 25066,$$

$$N_{u(\text{вен})} = 0{,}023 \cdot 25066^{0{,}8} \cdot 0{,}703^{0{,}33} = 97{,}685,$$

$$h_{\text{вен}} = \frac{97{,}685 \cdot 0{,}026}{0{,}01} = 244{,}02 \text{ Вт} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{К}},$$

$$S_{\text{вен}} = n_{\text{вен}} \cdot 2 \cdot l_{\text{вен}} \cdot H_{\text{вен}}, \quad (124)$$

где $n_{\text{вен}}$ – количество вентиляционных каналов, шт.;

$l_{\text{вен}}$ – длина вентиляционных каналов, м.

$$l_{\text{вен}} = \frac{D_{\text{нар}} - D_{\text{вн}}}{2}, \quad (125)$$

$$l_{\text{вен}} = \frac{0{,}272 - 0{,}140}{2} = 0{,}066 \text{ м},$$

$$S_{\text{вен}} = 40 \cdot 2 \cdot 0{,}066 \cdot 0{,}008 = 0{,}044 \text{ м}^2,$$

$$Q_{\text{вен}} = 244{,}02 \cdot 0{,}044 \cdot (300 - 20) = 5419{,}64 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{в}} = 677{,}413 + 83{,}077 + 5419{,}64 = 6180{,}14 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{сум2}} = 713{,}91 + 692{,}473 + 15960 + 4180{,}14 = 23446{,}523 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{мгн2}} = 713{,}91 + 592{,}473 = 1306{,}383 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{сум2(полн)}} = 23446{,}523 \cdot 4{,}75 = 102820{,}984 \text{ Дж.}$$

Таким образом, мы получили необходимые расчёты для сравнения характеристик заводского тормозного диска с модернизированным.

2.2.8.3 Сравнение тепловых характеристик тормозных дисков

Согласно проведённым расчётам в подпунктах 2.2.8.1 и 2.2.8.2 сделаем сводную таблицу для сравнения характеристик.

Таблица 18 – Характеристики теплоотвода тормозных дисков (заводского и модернизированного)

	Заводской диск	Модернизированный диск	Эффективность
$Q_{\text{к}}$, Вт	364	714	+96%
$Q_{\text{и}}$, Вт	403	592	+47%
$Q_{\text{т}}$, Вт	20600	15960	-23%
$Q_{\text{в}}$, Вт	–	6180	–
$Q_{\text{мгн}}$, Вт, начало торможения	767	1306	+70%
$Q_{\text{сум}}$, Дж, за 1 с торможения	21367	23446	+10%
$Q_{\text{сум(полн)}}$, Дж, полная остановка	101494	111369	+10%

Исходя из сводной таблицы 18 в сравнении характеристик теплоотвода (охлаждения) заводского диска и модернизированного диска, видно, что общие характеристика теплоотвода возрастают (за исключением теплоотвода за счёт теплового излучения $Q_{\text{т}}$, но это компенсируется теплоотводом за счёт вентилируемых вентиляционных каналов и перфораций $Q_{\text{в}}$). Общее торможение (за 1 с и до полной остановки) возрастает на 10%, что является неплохим показателем, но что более важно для интенсивных и экстренных торможений – это мгновенный теплоотвод, который в свою очередь возрастает на +70%, что является отличным показателем.

В результате проведения конструкторского расчёта тормозной системы, в частности тормозных дисков, автомобиля LADA NIVA было установлено, что, модернизированные тормозные диски будут иметь следующие характеристики по сравнению со стандартными (заводскими) дисками:

- Тормозной момент увеличен на 10%;
- Мгновенный теплоотвод увеличен на 70%;
- Суммарный теплоотвод увеличен на 10%.

Таким образом, в результате проведённых расчётов и составлению сводной сравнительной таблицы 18, необходимо отметить, что модернизирование тормозной системы подобным образом, изменив конструкцию передних тормозных дисков на вентилируемые с перфорацией, является эффективным и качественным решением, наглядно показывающее возрастание тормозных характеристик переднего тормозного механизма и тормозной системы автомобиля в целом. Особенно характерно возрастание мгновенного теплоотвода – что является важной характеристикой при частых и интенсивных торможениях, а также для аварийного (экстренного) торможения автомобиля.

3 Технологический процесс

«Сборочные работы являются завершающим этапом изготовления машин и оборудования различных производств, который в значительной степени определяет их качество, т.е. заданные выходные параметры, надёжность и долговечность и другие эксплуатационные характеристики.

При проектировании машины и аппарата конструкцию расчленяют на сборочные единицы, законченные в конструктивном и технологическом отношении, что облегчает выполнение процесса сборочно-монтажных работ. Трудоёмкость сборочных работ в машиностроении достигает ~50% от общей трудоёмкости производства машин и в значительной степени обусловлена большим объёмом ручных пригоночных операций» [15].

3.1 Обоснование выбора технологического процесса

«Узел и агрегат – это сборная единица, обладающая полной взаимозаменяемостью, возможностью сборки отдельно от других составных частей транспортного средства и способностью выполнять в нём определённую функцию или работать самостоятельно. Сборка транспортного средства из агрегатов называется агрегатной или модульной» [13].

«Процесс сборки является одним из заключительных этапов изготовления машины, результатом работы конструкторов и технологов.

Поточная сборка сокращает длительность производственного цикла, уменьшает межоперационные заделы деталей, повышает специализацию сборщиков и возможности механизации и автоматизации сборочных операций, что в конечном счёте приводит к снижению трудоёмкости сборки на 30-50%» [11].

Таким образом, сборка узлов будет производится в одном цеху, а общая же сборка в другом. Узловая сборка будет расположена перпендикулярно линии общей сборки с целью повышения скорости сборки.

3.2 Выбор организационной формы сборки

«Необходимо рассчитать такт выпуска изделий по следующей формуле:

$$T_{д} = \frac{F_{д} \cdot 60 \cdot m}{N}, \quad (126)$$

где $F_{д}$ – действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования в одну смену (для 3-х смен на оборудованных стендах $F_{д} = 5960$ ч);

m – количество смен (принимаем $m = 3$);

N – годовой объём выпуска (принимаем $N = 100000$ шт.)» [11].

$$T_{д} = \frac{5960 \cdot 60 \cdot 3}{100000} = 10{,}73 \text{ мин.}$$

Таким образом, получает $T_{д} = 10{,}73$ мин. Дальше необходимо составить технологическую схему сборки для разработки технологии сборки.

3.3 Составление перечня сборочных работ

Составим перечень сборочных работ и представим его в таблице 19.

Таблица 19 – Перечень сборочных работ

№ операции	Содержание основных и вспомогательных переходов	Время $t_{оп}$, мин
1. Узловая сборка суппорта		
1	Взять и осмотреть скобу суппорта направляющую	0,08
2	Установить скобу суппорта направляющую в приспособление	0,16
3	Взять и осмотреть тормозную колодку (2 шт.)	0,12
4	Установить тормозную колодку в скобу направляющую (2 шт.)	0,14
5	Взять и осмотреть скобу суппорта	0,08

Продолжение таблицы 19

№ операции	Содержание основных и вспомогательных переходов	Время $t_{оп}$, мин
6	Установить скобу суппорта на скобу суппорта направляющую	0,18
7	Взять и осмотреть пружину рычага суппорта (4 шт.)	0,12
8	Установить пружину рычага суппорта в пазы (4 шт.)	0,08
9	Взять и осмотреть рычаг суппорта (2 шт.)	0,10
10	Установить рычаг суппорта на скобу суппорта (2 шт.)	0,20
11	Взять и осмотреть палец суппорта (2 шт.)	0,06
12	Закрепить палец суппорта в рычаге суппорта (2 шт.)	0,14
13	Взять и осмотреть блок с цилиндрами суппорта	0,30
14	Установить блок с цилиндрами в скобу суппорта	0,10
15	Взять и осмотреть фиксатор блока с цилиндрами	0,05
16	Установить фиксатор блока с цилиндрами	0,12
17	Взять и осмотреть планку тормозного шланга	0,05
18	Установить планку тормозного шланга на блок с цилиндрами	0,06
19	Взять и осмотреть болт суппорта (2 шт.)	0,06
20	Закрутить болт суппорта в блок с цилиндрами (2 шт.)	0,24
21	Взять и осмотреть штуцер шланга (2 шт.)	0,06
22	Установить штуцер шланга в блок с цилиндрами (2 шт.)	0,24
23	Снять суппорт из приспособления	0,02
24	Положить собранный суппорт в тару	0,02
Итого		2,78
2. Общая сборка переднего тормозного механизма		
1	Взять и осмотреть поворотный кулак в сборе	0,30
2	Установить поворотный кулак в сборе в приспособление	0,18
3	Взять и осмотреть тормозной диск	0,32
4	Надеть на поворотный кулак тормозной диск	0,08
5	Взять и осмотреть подшипник кулака (2 шт.)	0,18
6	Установить подшипник кулака в поворотный кулак (2 шт.)	0,26
7	Взять и осмотреть ступицу	0,34
8	Установить ступицу на поворотный кулак в подшипники	0,18
9	Взять и осмотреть суппорт в сборе	0,40

Продолжение таблицы 19

10	Установить суппорт в сборе на тормозной диск	0,40
11	Взять и осмотреть болт М10 (2 шт.)	0,06
12	Закрепить болтом М10 суппорт на поворотном кулаке (2 шт.)	0,14
13	Снять передний тормозной механизм с приспособления	0,12
14	Положить собранный механизм в тару	0,06
Итого		3,02
Всего $\sum t_{оп}$		5,8

Таким образом, был составлен перечень сборочных работ.

3.4 Определение трудоёмкости сборки

Общее оперативное время на все виды работ:

$$t_{оп}^{общ} = \sum t_{оп} = 5{,}8 \text{ мин}$$

«Суммарная трудоёмкость сборки определяется по формуле:

$$t_{шт}^{общ} = t_{оп}^{общ} + t_{оп}^{общ} \cdot \left(\frac{\alpha + \beta}{100}\right), \quad (127)$$

где α – часть оперативного времени на организационно-техническое обслуживание рабочего места в процентах $\alpha = 2 - 3\%$, принимаем $\alpha = 3\%$;

β – часть оперативного времени для перерыва и отдыха в процентах $\beta = 4 - 6\%$, принимаем $\beta = 5\%$» [11].

$$t_{шт}^{общ} = 5{,}8 + 5{,}8 \cdot \left(\frac{3 + 5}{100}\right) = 6{,}26 \text{ мин}$$

В заключении необходимо отметить, что технологический процесс является обязательной частью разработки производства какого-либо узла.

4 Производственная и экологическая безопасность проекта

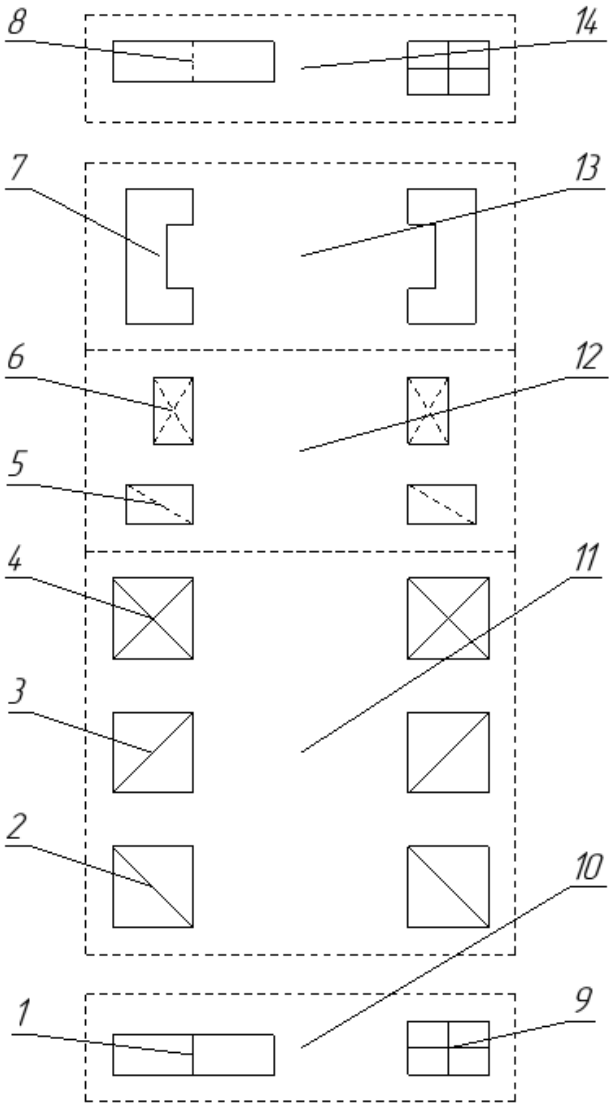
В случае отсутствия разработанных и активно использующихся мер предосторожности (использование защитных средств, необходимого оборудования, разработанные маршруты эвакуации, подготовленный план действий при ЧС и так далее), то любой процесс производства может нанести вред здоровью и жизни человека, задействованного в этом производстве.

Каждый работник должен быть уверен в надёжности и безопасности своего рабочего места и знать, что его жизнь и здоровья находятся в безопасности. Также необходимо чёткое информирование работников о том, с какими вредными веществами и объектами они работают, что может произойти в случае нарушения требований безопасности и к чему это ведёт, для того, чтобы каждый человек осознанно соблюдал необходимые меры безопасности, осознавая последствия их нарушения.

«Обеспечение охраны труда в организации, включая соответствие условий труда требованиям охраны труда, установленным национальными законами и иными нормативными правовыми актами, входит в обязанности работодателей. В связи с этим работодатель должен продемонстрировать свои руководство и заинтересованность в деятельности по обеспечению охраны труда в организации и организовать создание системы управления охраной труда. Основные элементы управления охраной труда — политика, организация, планирование и применение, оценка и действия по совершенствованию» [17].

4.1 Описание рабочего места

Для обеспечения большего удобства, повышенной безопасности и улучшения показателя времени, необходимого для производства, нужно устанавливать оборудование и располагать зоны производства в последовательности технологического процесса.



1 – стеллаж для хранения заготовок; 2 – токарный станок; 3 – фрезерный станок ЧПУ; 4 – сверлильный станок ЧПУ; 5 – стенд для балансировки; 6 – контрольный стенд; 7 – стенд для мойки и упаковки детали; 8 – стеллаж для хранения детали; 9 – стеллаж для хранения инструментов; 10, 14 – зона для хранения; 11 – зона механической обработки; 12 – зона балансировки и контроля; 13 – зона мойки и упаковки.

Рисунок 4 – Схема рабочего участка

Таким образом, на рисунке 4 представлен один из возможных вариантов расположения рабочего участка с разметкой производственных зон, включающих в себя необходимое оборудование (станки, стенды, стеллажи) для производства вентилируемого тормозного диска с перфорацией, рассматриваемого в данном дипломном проекте.

4.2 Опасные и вредные производственные факторы

Во время производства тормозных дисков возможны следующие опасные и вредные производственные факторы (О и ВПФ):

- «Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях тормозного диска;
- Повышенный уровень шума от технологического оборудования;
- Запыленность и загазованность воздуха от технологического оборудования;
- Возможность поражения электрическим током от электрического оборудования;
- Отсутствие или недостаток естественного света в связи с большой площадью рабочего участка;
- Химические раздражающие вещества из-за смазки и масла;
- Монотонность труда, вызывающая монотонию из-за однообразно повторяющихся операций;
- Напряжение зрительных анализаторов из-за однообразно повторяющихся операций;
- Статические нагрузки, связанные с рабочей позой из-за однообразно повторяющихся операций» по ГОСТ 12.0.003-2015.

Таким образом, понятно, что производство тормозного диска, как и любое другое производство, имеет ряд опасных и вредных производственных факторов, исключение которых невозможно в связи с рядом других факторов. Поэтому необходимо предпринимать мероприятия по снижению их влияния на работников – использовать спецодежду, включающую в себя средства защиты (такие как, шумоподавляющие наушники, респираторы, защитные очки, защитные перчатки и ботинки), недлительные, но частые перерывы, оборудовать помещение качественным освещением.

4.3 Организационно-технические мероприятия по созданию безопасных условий труда

«Безопасность работников – ещё один важный аспект машиностроительного производства. Производственные процессы могут включать в себя опасные материалы, опасное оборудование и потенциально небезопасные условия труда. Важно внедрять меры безопасности для защиты работников от травм и болезней» [22].

Для обеспечения безопасных условий труда, тем самым улучшая его условия и снижая профессиональные риски, необходимо проводить ряд следующих мероприятий, направленных на предотвращение О и ВПФ, а также обеспечивающих пожарную безопасность:

- «Проведение специальной оценки условий труда, выявления и оценки опасностей, оценки уровней профессиональных рисков, реализация мер, разработанных по результатам их проведения;
- Внедрение систем (устройств) автоматического и дистанционного управления и регулирования производственным оборудованием, технологическими процессами, транспортными устройствами;
- Приобретение и монтаж средств сигнализации о нарушении штатного функционирования производственного оборудования, средств аварийной остановки, а также устройств, позволяющих исключить возникновение опасных ситуаций при полном или частичном прекращении энергоснабжения;
- Устройство ограждений элементов производственного оборудования, защищающих от воздействия движущихся частей, а также разлетающихся предметов;
- Устройство новых и модернизация имеющихся средств защиты работников от воздействия опасных производственных факторов;
- Нанесение на производственное оборудование, органы

управления и контроля, элементы конструкций, коммуникаций сигнальных цветов и разметки, знаков безопасности;

- Внедрение систем автоматического контроля уровней опасных и вредных производственных факторов на рабочих местах;
- Внедрение и модернизация устройств, обеспечивающих защиту работников от поражения электрическим током;
- Механизация работ при складировании и транспортировании сырья, готовой продукции и отходов производства;
- Обеспечение естественного и искусственного освещения на рабочих местах, в бытовых помещениях;
- Устройство и содержание пешеходных дорог, тротуаров, переходов, тоннелей, галерей на территории организации в целях обеспечения безопасности работников;
- Организация и проведение производственного контроля;
- Издание инструкций, правил (стандартов) по охране труда;
- Разработка и приобретение электронных программ документооборота в области охраны труда в электронном виде с использованием электронной подписи или любого другого способа, позволяющего идентифицировать личность работника, в соответствии с законодательством Российской Федерации» [7].

Таким образом, при выполнении всех вышеперечисленных мероприятий будут созданы безопасные условия труда, которые обеспечат работников уверенностью в себе и своём оборудовании, в его безотказности и безопасности, что позволит значительно повысить эффективность производства и при соблюдении требований безопасности (выполнении необходимых мероприятий) исключить возможность какой-либо опасности для здоровья и жизни работника.

4.4 Антропогенное воздействие на окружающую среду и мероприятия по экологической безопасности

«В сфере современного производства окружающая среда больше не является внешней проблемой, а неотъемлемой частью производственной стратегии. Акцент делается на уменьшении негативного воздействия промышленной деятельности на экосистему и на содействие устойчивому развитию» [23].

«Экологическая безопасность – комплекс реализованных в квалификационной работе конструктивных решений и организационно-технических мероприятий, связанных как с экологически безопасным процессом производства (изготовления) заданного технического объекта, так и с процессом его последующей экологической безопасной эксплуатации, включая процесс его утилизации по завершению им жизненного цикла» [10].

Производство вентилируемых тормозных дисков на окружающую среду оказывает следующее антропогенное воздействие: на атмосферу – мелкодисперсная пыль, пыль в воздухе, испарения СОЖ с поверхности деталей; на гидросферу – отсутствует; на литосферу – спецодежда пришедшая в негодность, твёрдые бытовые или коммунальные отходы (ТБО, ТОК, коммунальный мусор), металлический лом.

Для снижения последствий антропогенного воздействия на окружающую среду для обеспечения экологической безопасности необходимо проводить ряд следующих мероприятий:

- Использовать фильтрующие элементы в имеющихся на участке отсасывающих устройствах;
- Контроль воздушной среды должен проводиться по методикам, утверждённым Министерством здравоохранения РФ, ГОСТ12.1.005-76, ГОСТ 12.1.014-79, ГОСТ 12.1.016-79;
- Соблюдать меры по предотвращению загрязнения почв. Производить контроль за утилизацией и захоронением выбросов,

стоков и осадков сточных вод;

- Нести ответственность за охрану окружающей среды;
- Изношенную спецодежду использовать как вторсырьё при производстве ветоши;
- Вывоз отходов осуществлять на основании заключённого договора с региональным оператором по вывозу мусора.

В заключение необходимо отметить, что любое производство машиностроения оказывает немалое антропогенное воздействие на окружающую среду, по этой причине необходимо разрабатывать мероприятия и предпринимать меры по снижению негативного воздействия на окружающую среду, тем самым обеспечивая экологическую безопасность производства.

4.5 Обеспечение пожарной безопасности технического объекта

Пожарная безопасность является одним из основополагающих элементов безопасности в любой сфере деятельности.

«Все работники предприятия должны допускаться к работе после прохождения инструктажа и обучения мерам пожарной безопасности. Обучение работников мерам пожарной безопасности осуществляется путём проведения противопожарного инструктажа и прохождения пожарно-технического минимума в соответствии с нормативными документами по пожарной безопасности» [5].

«На объектах с массовым пребыванием людей (50 и более человек) в дополнение к схематическому плану эвакуации людей при пожаре должна быть разработана инструкция, определяющая действия персонала по обеспечению безопасной и быстрой эвакуации людей, по которой не реже одного раза в полугодие должны проводиться практические тренировки всех задействованных для эвакуации работников.» [6].

Для осуществления пожарной безопасности необходимо выполнять ряд

следующих мероприятий:

- Приобретаемое оборудование должно соответствовать всем нормам качества и иметь соответствующие сертификаты;
- Обучать работников правилам и мерам пожарной безопасности в соответствии с Приказом МЧС России 645 от 12.12.2007;
- Проводить техническое обслуживание, планово-предупредительные ремонты, модернизацию и реконструкцию оборудования;
- Устанавливать знаки пожарной безопасности и знаки безопасности по охране труда в соответствии с нормативно-правовыми актами РФ согласно стандарту ГОСТ;
- Рационально располагать производственное оборудование таким образом, чтобы эвакуационные пути в пределах помещения обеспечивали безопасную, своевременную и беспрепятственную эвакуацию;
- Обеспечивать исправность оборудования и проводить своевременное обслуживание и ремонт противопожарных систем;
- Размещать информационные стенды по пожарной безопасности с наглядными иллюстрациями.

Таким образом, при выполнении всех вышеперечисленных мероприятий возможно добиться пожарной безопасности, способной не допустить возникновения возгорания, а в случае такового минимизировать или вовсе исключить человеческие жертвы, а также и ущерб производственному оборудованию.

Необходимость соблюдения производственной, экологической, пожарной безопасности неотъемлемая часть любого производства, позволяющая не только предотвратить пагубные последствия на окружающую среду, но и заинтересовать к себе работников, снизить определённые затраты на производстве, а также предотвратить техногенные или иные катастрофы.

5 Экономическая эффективность проекта

«Предприятие – это самостоятельная хозяйственная единица, осуществляющая свою деятельность на территории данного государства и подчиняющаяся законам данного государства.

Административная и экономическая самостоятельность предприятия обусловлены законодательством и означают, что предприятие самостоятельно принимает решение, сколько продукции производить и как её реализовать, как распределить полученный доход» [19].

Затраты на изготовление модернизированной тормозной системы LADA NIVA определяются по формуле:

$$C_{кон} = C_{к.д.} + C_{о.д.} + C_{п.д.} + C_{сб.н.} + C_{о.н.}, \quad (128)$$

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

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

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

$C_{сб.н.}$ – полная заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке, р.;

$C_{о.н.}$ – общепроизводственные накладные расходы на изготовление конструкции, р.

5.1 Расчёт заработной платы работников

Заработную плату рассчитываем по формуле:

$$C_{пр} = t \cdot C_{ч} \cdot k_t, \quad (129)$$

где t – средняя трудоёмкость на изготовление оригинальных деталей (тормозной диск 2,8 чел.-ч; скоба суппорта направляющая 2,1 чел.-ч; скоба суппорта 1,9 чел.-ч; рычаг суппорта 0,8 чел.-ч; палец суппорта 0,3 чел.-ч);

$С_ч$ – часовая ставка рабочих, отчисляемая по среднему разряду, р./ч;

k_t – коэффициент, учитывающий доплаты к основной зарплате (принимаем $k_t = 1{,}03$).

На 2025 год МРОТ (минимальный размер оплаты труда) в Самарской области равен 22440 (двадцать две тысячи четыреста сорок) рублей.

Принимаем тарифную ставку из учета МРОТ для первого разряда: $\frac{22440}{7 \cdot 21} = 152{,}65\ \frac{р.}{ч}$. Для остальных разрядов с учётом тарифной сетки: I – 1,0; II – 1,12; III – 1,26; IV – 1,42; V – 1,60; VI – 1,80.

Дальнейшие расчёты ведём по IV разряду: $152{,}65 \cdot 1{,}42 = 216{,}76\,\frac{р.}{ч}$.

$$С_{пр} = 7{,}9 \cdot 216{,}76 \cdot 1{,}03 = 1763{,}78\ р.$$

Дополнительная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$С_д = (5 \dots 12) \cdot \frac{С_{пр}}{100}, \qquad (130)$$

где $(5 \dots 12)$ – диапазон процентов, который может быть установлен договором, нормативом или рыночными условиями.

$$С_д = 11 \cdot \frac{1763{,}78}{100} = 194{,}02\ р.$$

Страховые взносы в фонды на зарплату определяем по формуле:

$$С_{соц} = 30 \cdot \frac{С_{пр} + С_д}{100}, \qquad (131)$$

$$С_{соц} = 30 \cdot \frac{1763{,}78 + 194{,}02}{100} = 587{,}34\ р.$$

Общая заработная плата за изготовление деталей получается:

$$С_{\sum пр} = 1763{,}78 + 194{,}02 + 587{,}34 = 2545{,}14 \text{ р.}$$

Полная заработная плата производственных рабочих на сборке определяется по формуле:

$$С_{сб.п.} = С_{сб} + С_{д} + С_{соц.}, \quad (132)$$

где $С_{сб}$ – основная заработная плата рабочих, р.;

$$С_{сб} = T_{сб} \cdot С_{д.сб.} \cdot k_t, \quad (133)$$

где $T_{сб}$ – нормативная трудоёмкость на сборку конструкции, чел.-ч;

$$T_{сб} = k_c \cdot \sum t_{сб}, \quad (134)$$

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

k_c – коэффициент, учитывающий непредусмотренные работы (1,1 ... 1,5).

По справочным данным принимаем $t_{сб} = 7$ чел. −ч.

$$T_{сб} = 1{,}3 \cdot 7 = 9{,}1 \text{ чел.} - \text{ч},$$

$$С_{сб} = 9{,}1 \cdot 216{,}76 \cdot 1{,}03 = 2031{,}69 \text{ р.},$$

$$С_{сб.п.} = 2031{,}69 + 194{,}02 + 587{,}34 = 2813{,}05 \text{ р.}$$

Таким образом, были рассчитаны все виды заработной платы работников, в том числе полная заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке.

5.2 Расчёт себестоимости проектной конструкции

Стоимость изготовления корпусных деталей рассчитывается по формуле:

$$С_{к.д.} = Q_к \cdot С_к, \quad (135)$$

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

$С_к$ – средняя стоимость 1 кг готовых деталей (принимаем $С_к = 110{,}0\ \frac{р.}{кг}$).

$$С_{к.д.} = 6{,}25 \cdot 110{,}0 = 687{,}5\ р.$$

Затраты на изготовление оригинальных деталей определяем по формуле:

$$С_{о.д.} = С_{прн} + С_м, \quad (136)$$

где $С_{прн}$ – заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовление оригинальных деталей, с учётом доп. зарплаты и отчислений, р.;

$С_м$ – стоимость материала заготовок для оригинальных деталей, р.

$$С_м = Ц \cdot Q_З, \quad (137)$$

где Ц – цена 1 кг материала заготовок, $\frac{р.}{кг}$;

$Q_З$ – масса заготовки, кг.

$$С_м = 110 \cdot 6{,}25 = 687{,}5\ р.,$$

$$С_{о.д.} = 2545{,}14 + 687{,}5 = 3232{,}64\ р.$$

Общепроизводственные накладные расходы определяем по формуле:

$$C_{он} = \frac{C'_{пр} \cdot R_{оп}}{100}, \quad (138)$$

где $C'_{пр}$ - основная заработная плата производственных рабочих, р.;

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

$$C'_{пр} = C_{\sum пр} + C_{сб}, \quad (139)$$

$$C'_{пр} = 2545{,}14 + 2031{,}69 = 4576{,}83 \text{ р.},$$

$$C_{он} = \frac{4576{,}83 \cdot 15}{100} = 686{,}52 \text{ р.}$$

Подсчитаем необходимые затраты по статье «Материалы» и сведём данные в таблицу 21.

Таблица 21 – Затраты по статье «Материалы» на конструкторскую разработку изделия

Наименование	**Стоимость, р.**
Болт суппорта	25
Пружина рычага суппорта (4 шт.)	80
Цилиндр тормозной суппорта (в сборе)	1100
Штуцер прокачки тормозов (2 шт.)	30
Планка тормозного шланга суппорта	200
Подшипник (2 шт.)	480
Кольцо уплотнительное	15
Прокладка (2 шт.)	20
Итого:	1950

Таким образом, были произведены необходимые расчёты всех статей расходов на себестоимость проектной конструкции, которые в дальнейшем будут использованы для общего подсчёта затрут на изготовление.

5.3 Экономическая оценка

Подсчитаем необходимые затраты на изготовление переднего тормозного механизма автомобиля LADA NIVA, учитывая все раннее рассчитанные статьи расходов и сведём их в таблицу 22.

Таблица 22 – Затраты на изготовление переднего тормозного механизма

Наименование	**Стоимость, р.**
Изготовление корпусных деталей	687,50
Изготовление оригинальных деталей	2232,64
Общая заработная плата на сборку	2813,05
Общепроизводственные накладные расходы	686,52
Материалы для изделия	1950,00
Итого:	8369,71

Годовая экономия от снижения себестоимости при внедрении конструкции составит:

$$Э_г = С_{пр} - С_{кон}, \quad (140)$$

где $С_{пр}$ – стоимость прототипа, р.

$$Э_г = 17500 - 8369{,}71 = 9130{,}29 \text{ р.}$$

Срок окупаемости определяем по формуле:

$$О_{ок} = \frac{С_{кон}}{Э_г}, \quad (141)$$

$$О_{ок} = \frac{8369{,}71}{9130{,}29} = 0{,}92 \text{ года.}$$

Годовой экономический эффект определяем по формуле:

$$Э_{эф} = Э_{г} - 0{,}15 \cdot С_{кон}, \quad (142)$$

$$Э_{эф} = 3130{,}29 - 0{,}15 \cdot 9369{,}71 = 1724{,}83 \text{ р.}$$

В заключение необходимо отметить, что мною была проведена экономическая оценка проекта, включающая в себя расчёт срока окупаемости и годового экономического эффекта. Стоимость изготовления переднего модернизированного тормозного механизма составляет 9369,71 рублей.

В результате изучения экономической эффективности для разработки модернизированной тормозной системы LADA NIVA мною были произведены расчёты, которые подтверждают, что проект экономически целесообразен, срок его окупаемости составляет 0,92 года, что не превышает 3-х лет и соответствует отраслевым нормативам.

Заключение

В результате выполненного дипломного проекта мною было произведено изучение состояния вопроса тормозной системы автомобиля LADA NIVA, включающее в себя изучение: назначения тормозной системы и её особенности; требования, предъявляемые к конструкции тормозных систем; классификация конструкций тормозных систем; тенденций развития конструкции тормозных систем.

Тормозные системы могут состоять из множества различных узлов, дополненных теми или иными вспомогательными системы, которые могут оказывать значительное влияние на всю тормозную систему в целом. Сами же тормозные системы подразделяются на рабочую, аварийную, запасную, стояночную. Развитие их конструкций происходит быстро, разработано множество модификаций и вспомогательных элементов.

В результате изучения состояния вопроса тормозной системы автомобиля LADA NIVA мною была выбрана рабочая тормозная система для её модернизации, а именно передние тормозные диски. Наилучшим способом их модернизации является использование вентилируемых тормозных дисков с перфорацией.

Таким образом, мною была модернизирована тормозная система автомобиля LADA NIVA, путём изменения передних тормозных механизмов. Основой модернизации стало изменение заводского тормозного диска на модернизированный вентилируемый тормозной диск с перфорациями.

В конструкцию тормозного диска были добавлены вентиляционные каналы (тем самым его толщина стала больше), перфорация в виде пяти вентиляционных канавок и вентиляционные отверстия в количестве сорока штук. В связи с увеличением толщины тормозного диска, мною также были модернизированы путём увеличения длины или толщины: детали суппорта (скоба направляющая суппорта, скоба суппорта, рычаг суппорта, палец суппорта), ступица, поворотный кулак, шарнир равных угловых скоростей.

В дальнейшем мною был произведён тягово-динамический расчёт для оценки эксплуатационных характеристик автомобиля, на основе которых было составлено 12 графиков, представленных на чертеже формата А1 графической части и в приложении А дипломного проекта.

В результате проведённого конструкторского расчёта тормозной системы, основное внимание которого было направлено на сравнение характеристик модернизированных тормозных дисков с заводскими, мною было рассчитано, что у модернизированных тормозных дисков по сравнению с заводскими:

- Тормозной момент увеличен на 10%;
- Мгновенный теплоотвод увеличен на 70%;
- Суммарный теплоотвод увеличен на 10%.

Таким образом, справедливо отметить, что модернизация тормозных дисков была проведена успешна и показывает повышенные значения теплоотвода, тем самым повышая их тормозные характеристики по сравнению с заводскими, учитывая условия эксплуатации автомобиля LADA NIVA по бездорожью.

В результате изучения производственной и экологической безопасности проекта необходимо отметить важность разработки и соблюдения всех мероприятий, направленных на повышение безопасности на производстве.

Антропогенное воздействие машиностроительного производства на окружающую среду может быть значительно, в случае, если не предпринимать мер по понижению этого воздействия. А вероятность возникновения пожара при отсутствии или несоблюдении установленных противопожарных мероприятий может привести к катастрофическим последствиям.

В результате проведённой экономической эффективности проекта мною было установлено, что стоимость изготовления модернизированного тормозного механизма будет составлять 9369,71 рублей, а срок его окупаемости составляет 0,92 года, что подтверждает экономическую целесообразность данного проекта.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Автомобили Конструкция и элементы расчёта – учебник / В.К. Вахламов: изд. «Транспорт», 2006 г.;

2. Мехатронные системы тормозного управления автомобилем – учебное пособие / А.П. Котельников: Екатеринбург, 2011 г.;

3. Основы конструирования и расчёта автомобиля – учебное пособие / В.М. Скутнев: Тольятти изд. «ТГУ», 2012 г.;

4. Основы конструкции автомобиля – учебник / А.М. Иванов, А.Н. Солнцев, В.В, Гаевский: кн. изд. «За рулём», 2005 г.;

5. Пожарная безопасность – электронное учебно-методическое пособие для студентов очной формы обучения / Н.Е. Данилина, Л.Н. Горина: Тольятти изд. «ТГУ», 2017 г.;

6. Пожарная безопасность предприятия. Курс пожарно-технического минимума. 11-е издание – учебно-справочное пособие / С.В. Собурь: Москва ПожКнига, 2007 г.;

7. Приказ Минтруда России от 29.10.2021 N 771н "Об утверждении Примерного перечня ежегодно реализуемых работодателем мероприятий по улучшению условий и охраны труда, ликвидации или снижению уровней профессиональных рисков либо недопущению повышения их уровней";

8. Проектирование автомобиля – учебное пособие / Е.У. Исаев, Н.С. Соломатин, Б.В. Кисуленко, В.М. Карпов, В.В. Ковтун, В.Н. Кравец: Тольятти, изд. ТГУ, 2013 г.; /10;

9. Проектирование тормозных систем автомобиля ч.1. Тормозная динамика автомобилей. Тормозные механизмы / В.М. Беляев, В.Г. Иванов, Л.А. Молибошко: Минск, 2000 г.;

10. Раздел бакалаврской работы «Безопасность и экологичность объекта» 2-е изд. – учебно-методическое пособие / Л.Н. Горина, М.И. Фесина: Тольятти изд. ТГУ, 2024 г.;

11. Разработка сборочных технологических процессов – электронное

учебно-методическое пособие / Д.Ю. Воронов, А.В. Щипанов: Тольятти изд. ТГУ, 2017 г.;

12. Расчёт тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля, электронное – учебно-методическое пособие / Л.А. Черепанов: ФГБОУ ВО Тольяттинский государственный университет, 2016 г.;

13. Ремонт и утилизация наземных транспортно-технологических средств – учебное пособие / В.М. Виноградов, А.А. Черепахин, В.Ф. Солдатов: Москва, 2019 г.;

14. Ремонтируем НИВА. ВАЗ-21213,-21214, иллюстрированное руководство: кн. изд. «За рулём», 2012 г.;

15. Технологический процесс сборки узлов машин и аппаратов – методические указания / В.А. Ванин, В.В. Черный, В.А. Богуш: Тамбов изд. ТГТУ, 2004 г.;

16. Тормозные системы легковых автомобилей – учебное пособие / В.М. Скутнев: Куйбышевский авиационный институт, Куйбышев, 1983 г.;

17. Управление безопасностью труда – учебное пособие / Л.Н. Горина, Т.Ю. Фрезе: Тольятти изд. «ТГУ», 2010 г.;

18. Устройство автомобиля. Глава II Тормозные системы / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин, А.А. Солнцев: г. Орёл, 2019 г.;

19. Экономика предприятия – учебно-методическое пособие / К.В. Николаева, И.В. Павлова, М.В. Райская: Казань изд. КНИТУ, 2019 г.;

20. Autonomous Driving and Advanced Driver-Assistance Systems [ADAS] / L. Joseph, A.K. Mondal: CRC Press Taylor & Francis Group, 2022;

21. Brake Design and Safety Third Edition SAE International / R. Limpert: Warrendale, PA USA, 2011;

22. Handbook of Manufacturing Engineering and Technology (Springer Handbook) / Andrew Yeh Ching Nee: Springer, 2015;

23. Introduction to Manufacturing Processes (3rd Edition) / John A. Schey: McGraw-Hill, 2000;

24. The Automotive Chassis: Engineering Principles. Second Edition / J.

Reimpell, H. Stoll, J. W. Betzler: SAE International, Warrendale, PA USA, 2001;

25. The influence of cross-drilled brake disc geometry on the tribological performances of brake system – conference proceeding / W. Szczypinski-Sala, J. Lubas: IOP Publishing, 2018.

Приложение А

Графики тягово-динамического расчёта автомобиля

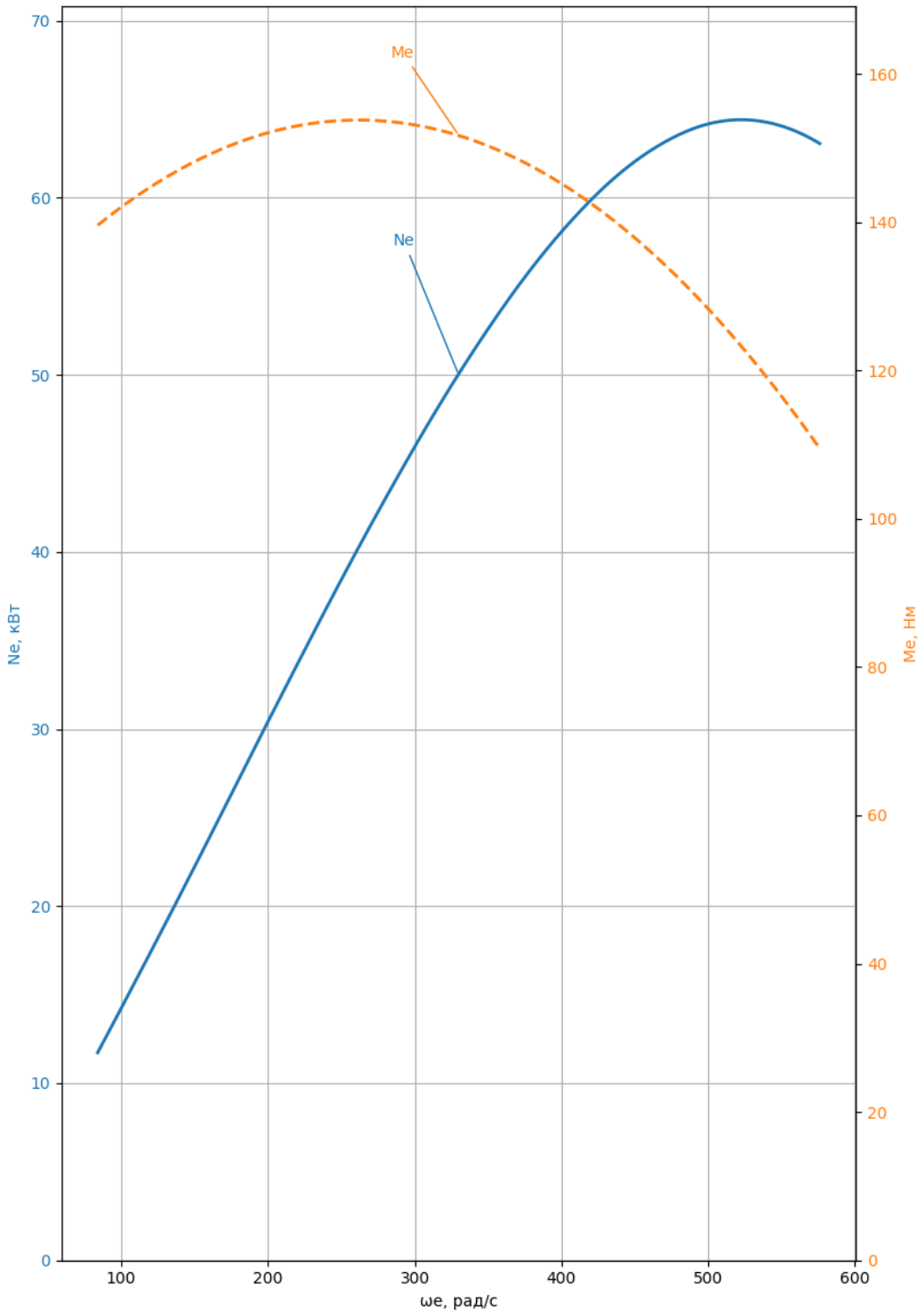


Рисунок А.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

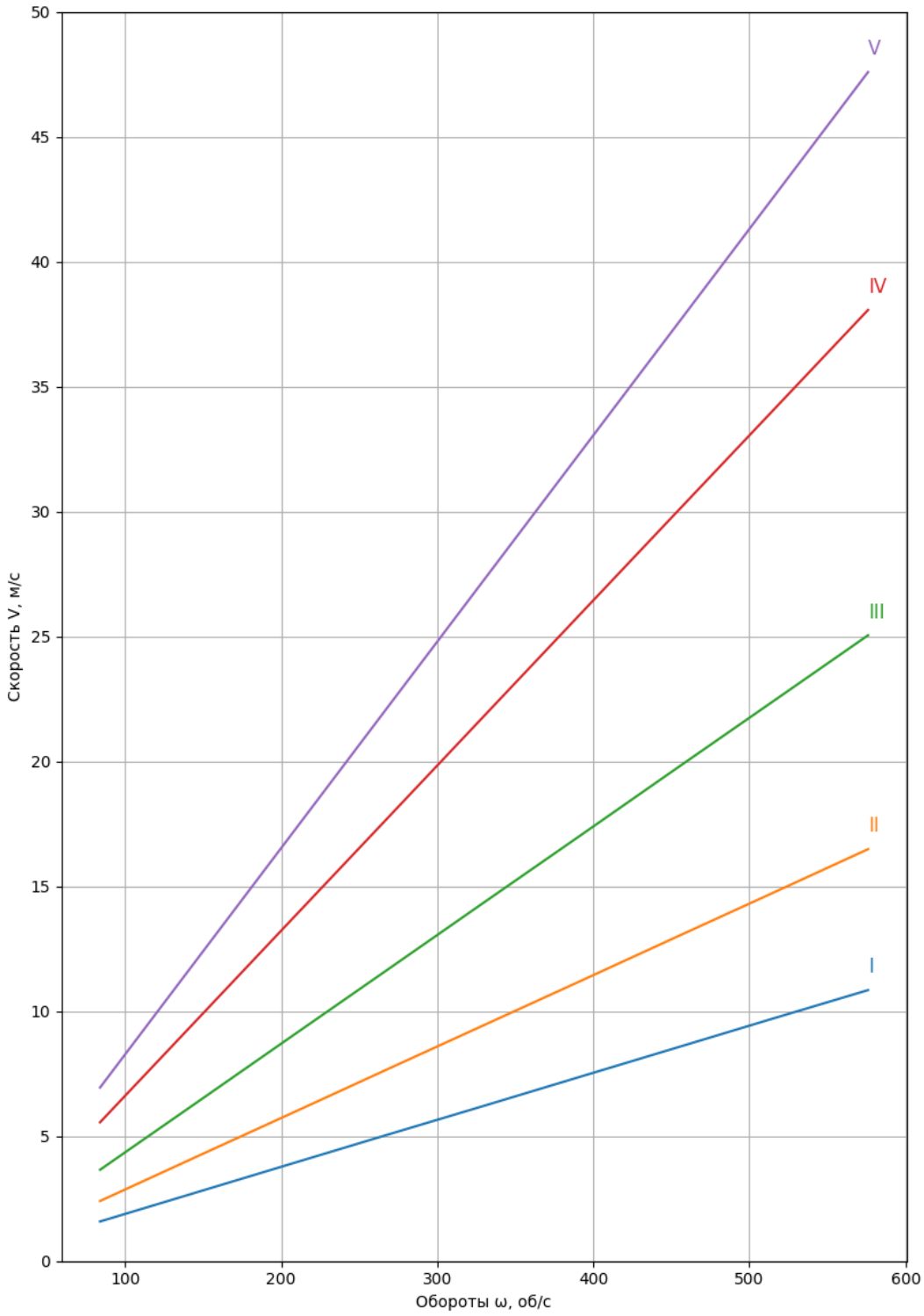


Рисунок А.2 – Разгон автомобиля

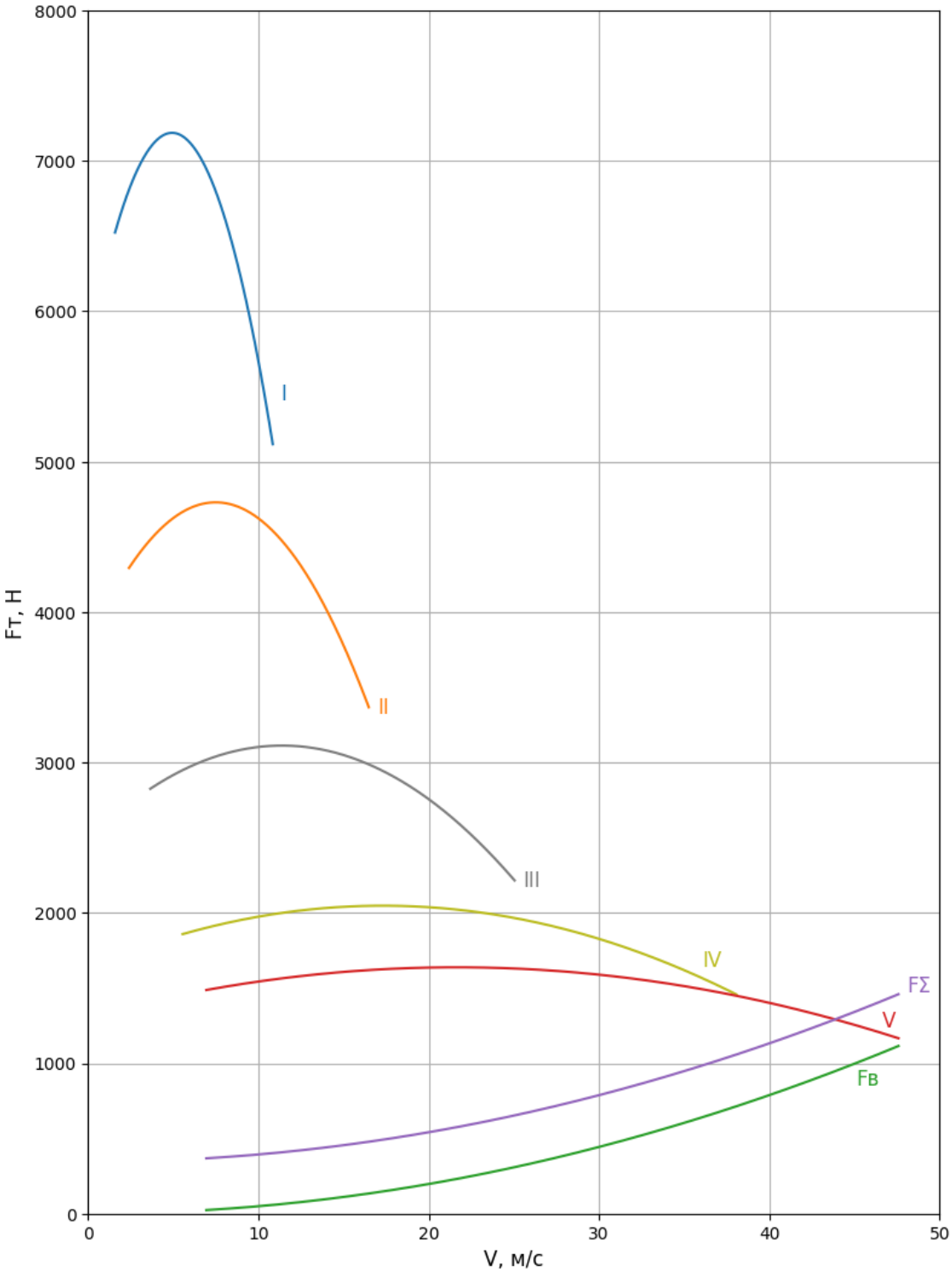


Рисунок А.3 – Силовой баланс автомобиля

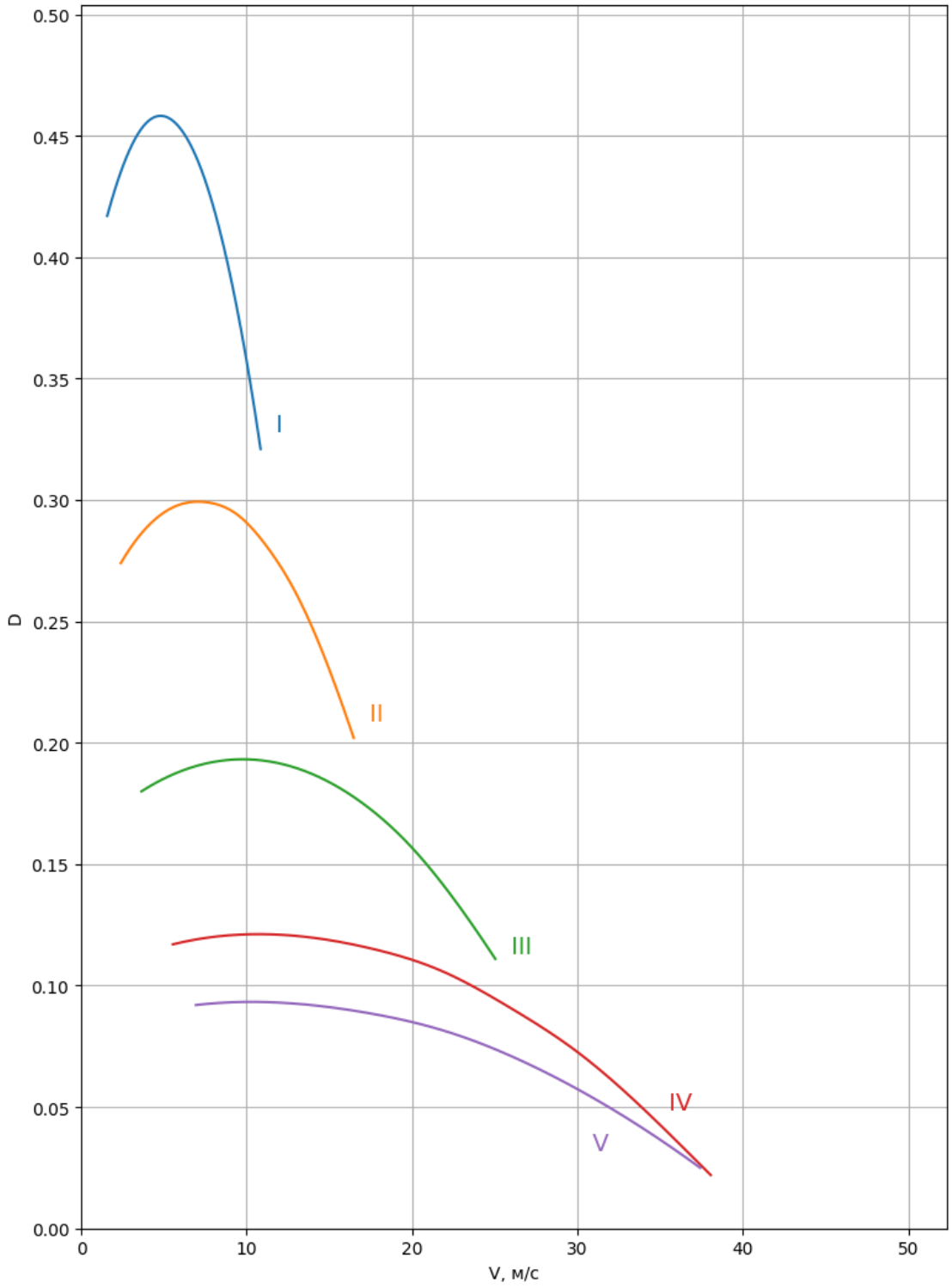


Рисунок А.4 – Динамическая характеристика автомобиля

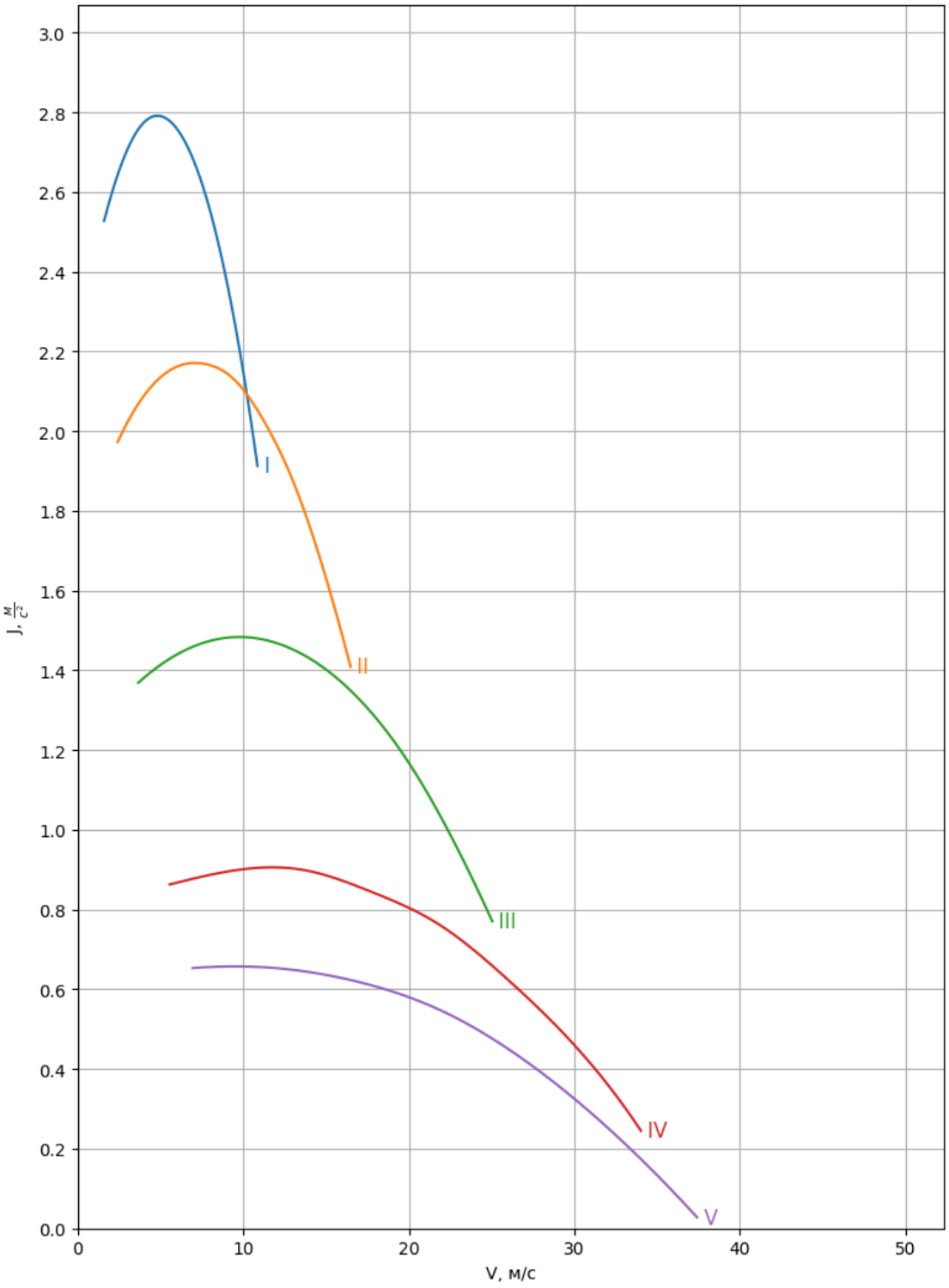


Рисунок А.5 – Ускорения автомобиля

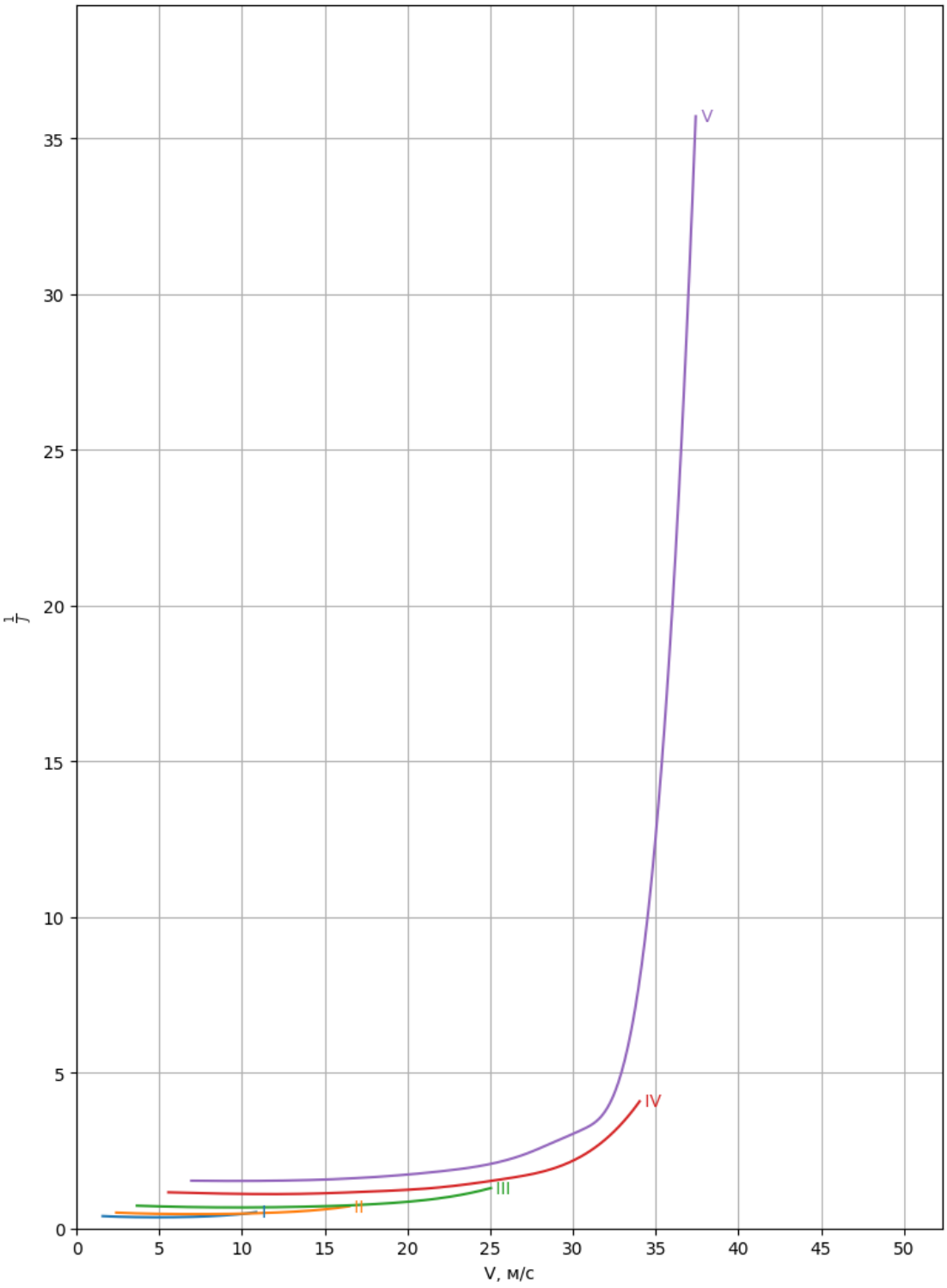


Рисунок А.6 – Обратные ускорения автомобиля

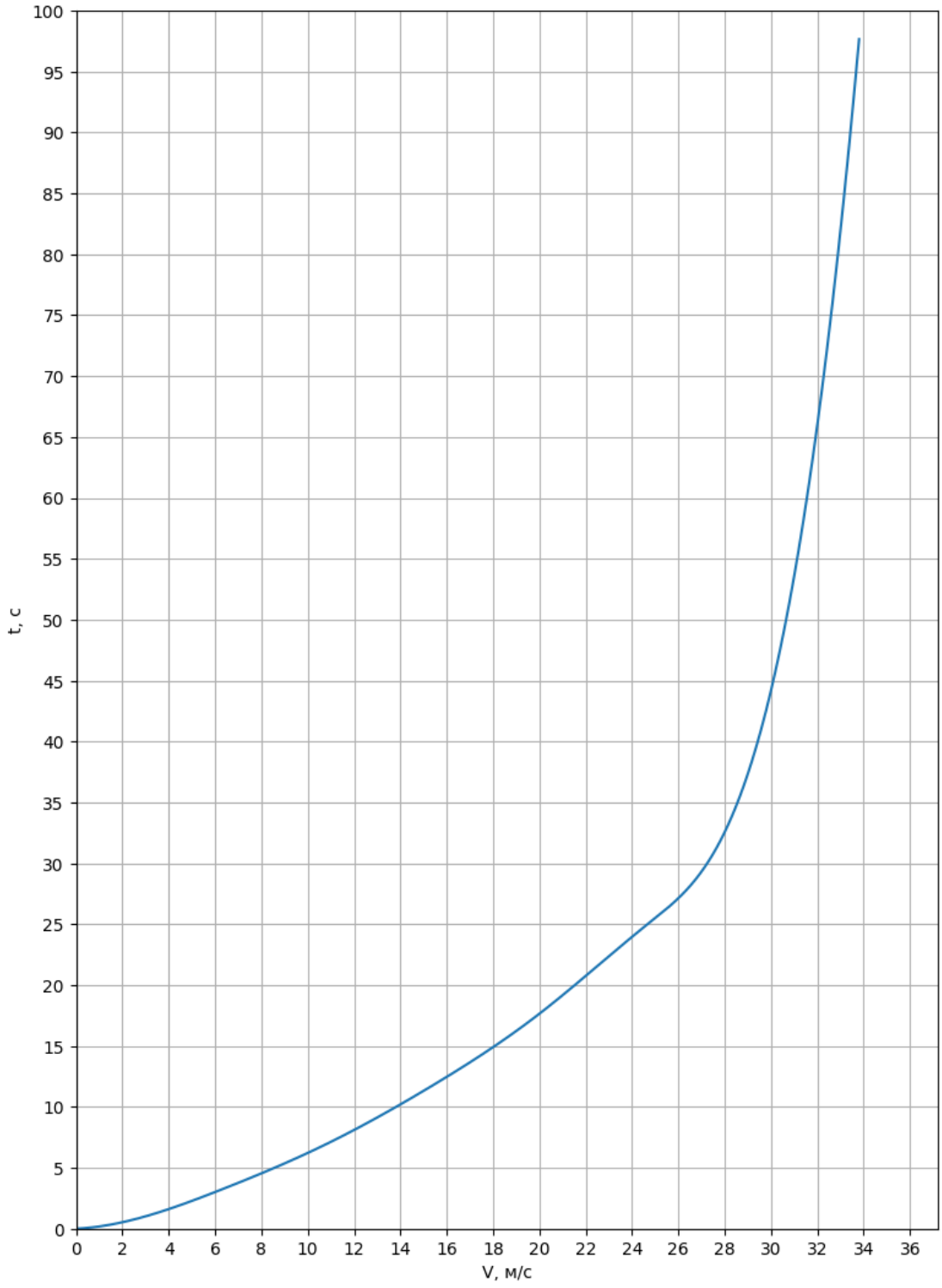


Рисунок А.7 – Время разгона автомобиля

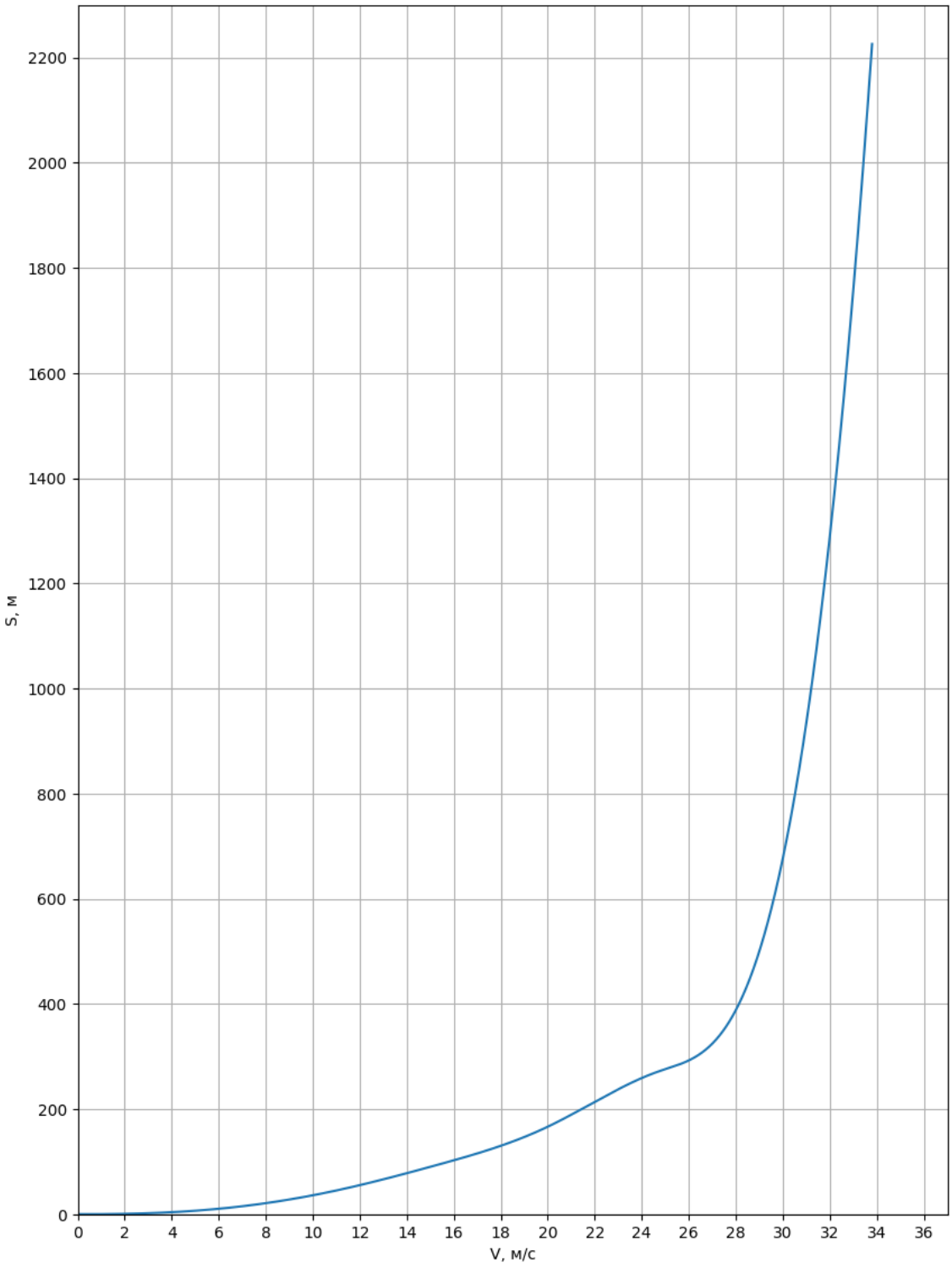


Рисунок А.8 – Путь разгона автомобиля

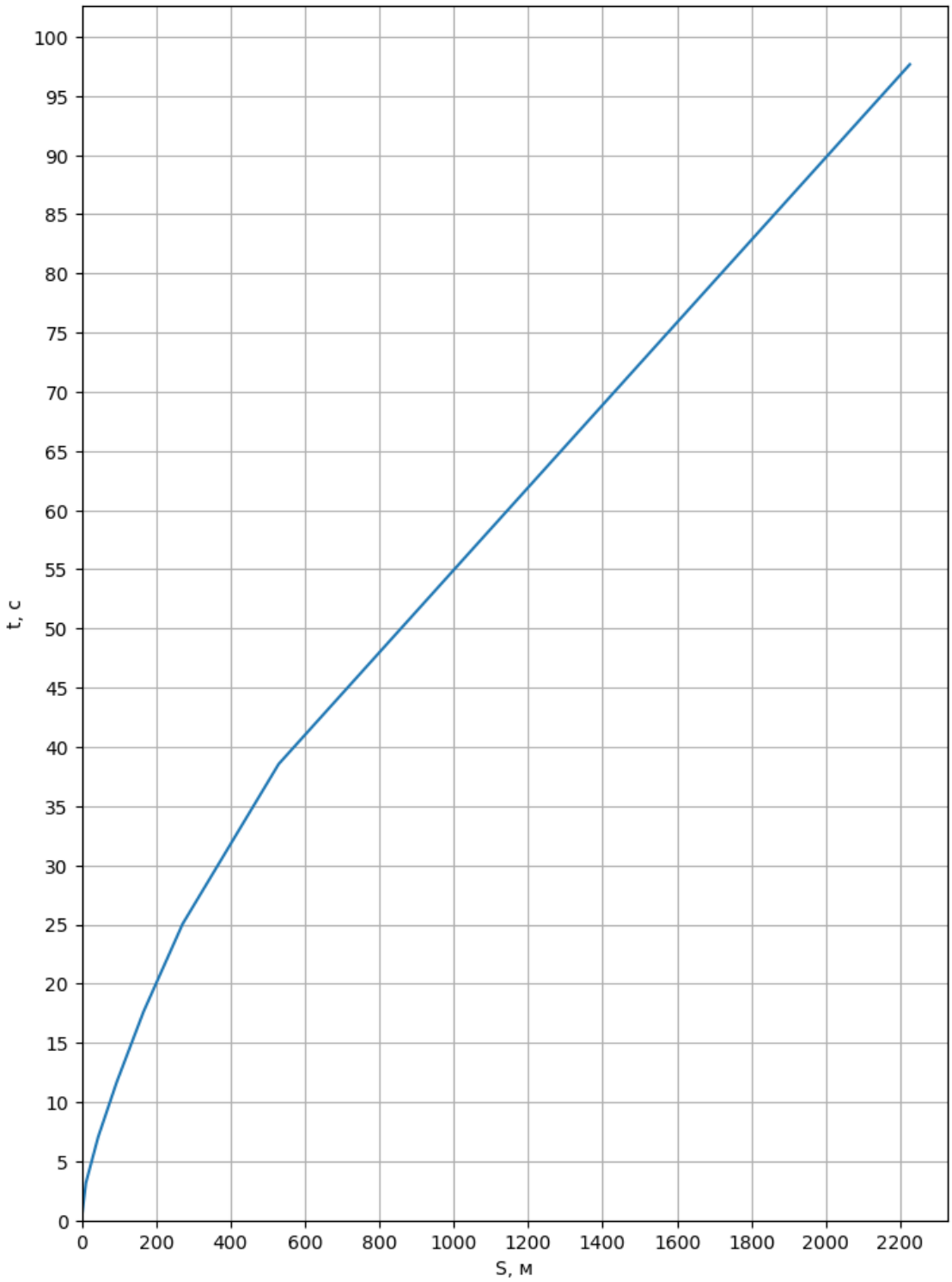


Рисунок А.9 – График интенсивности разгона

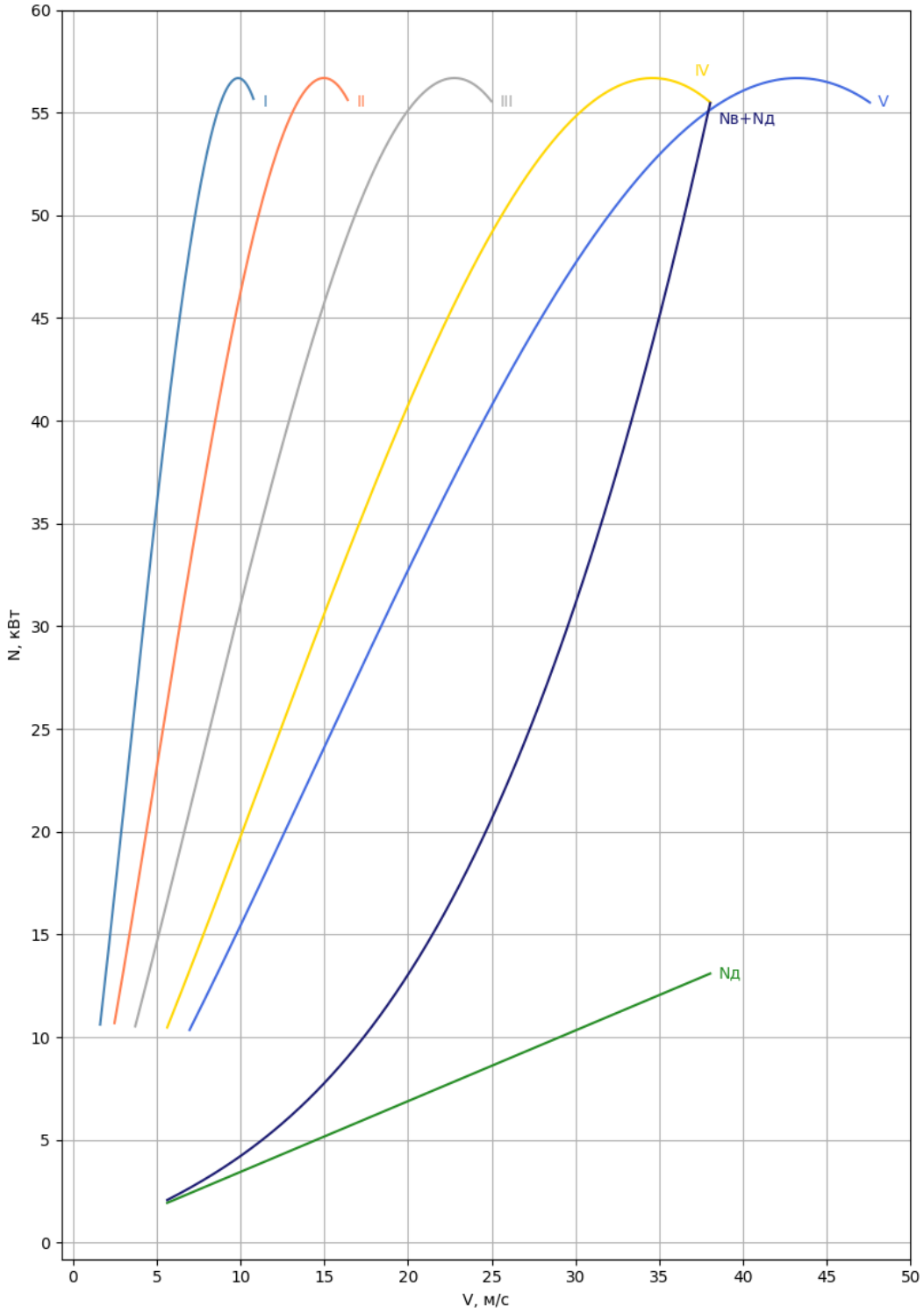


Рисунок А.10 – Мощностной баланс автомобиля на различных передачах

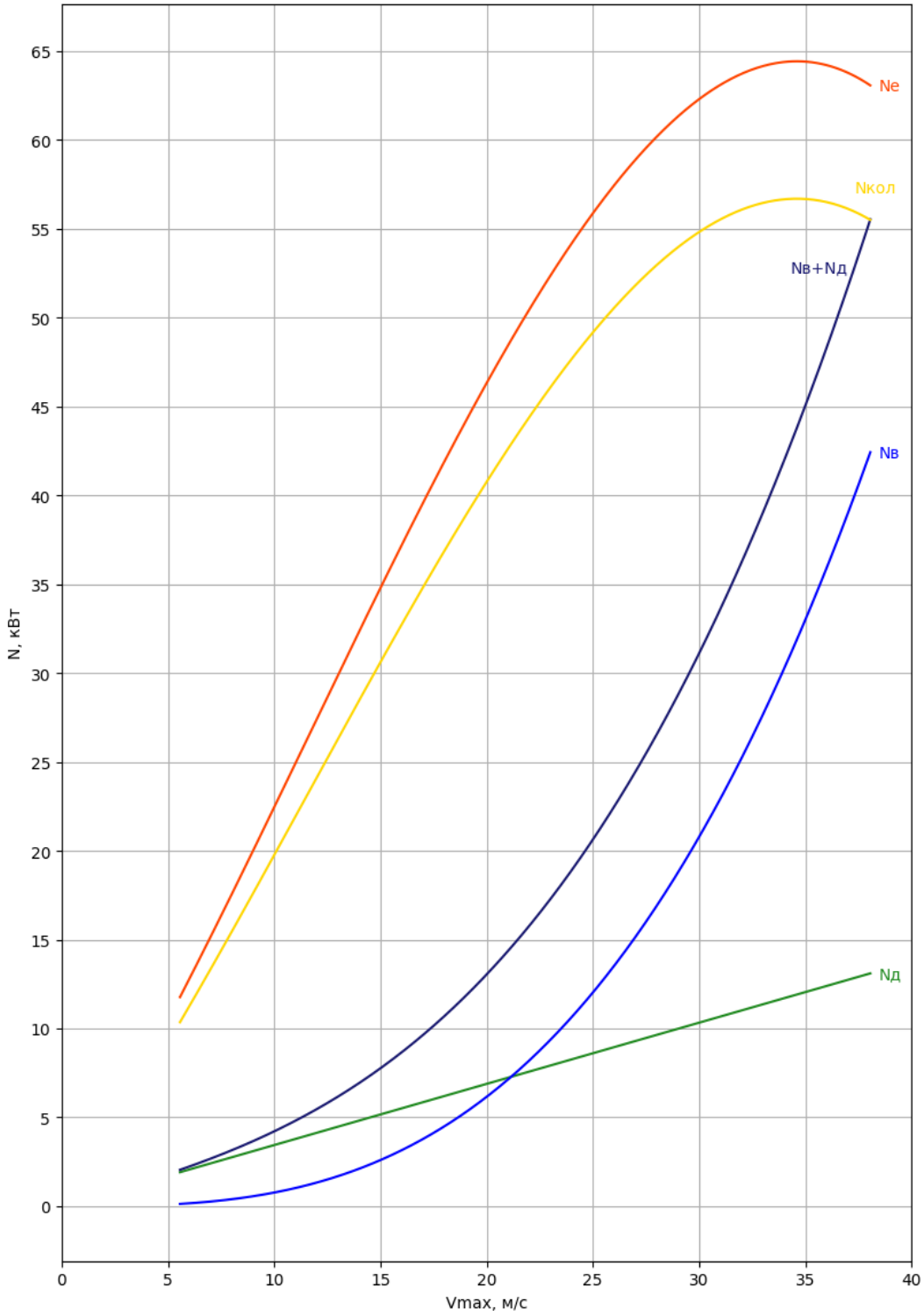


Рисунок А.11 – Мощностной баланс автомобиля на передаче, обеспечивающей максимальную скорость движения

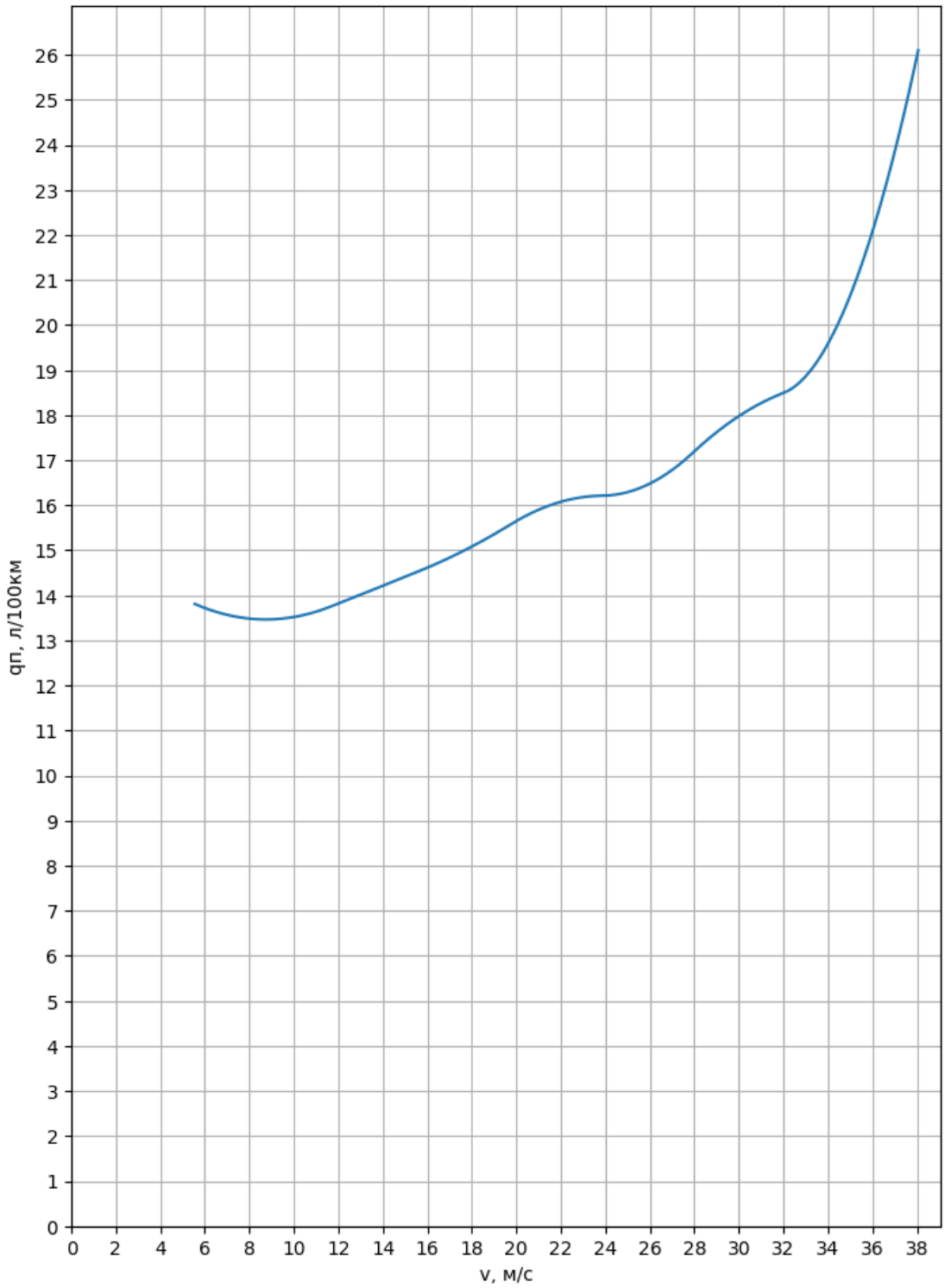


Рисунок А.12 – Топливно-экономическая эффективность автомобиля

Приложение Б

Спецификация

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
A1			25.ДП.01.107.61.01.000.Сб	Сборочный чертёж		
				Сборочные единицы		
A1		1	25.ДП.01.107.61.02.000.Сб	Суппорт в сборе	1	
		2		Шарнир наружный в сборе	1	
				Детали		
A1		3	25.ДП.01.107.61.01.001	Тормозной диск вентилируемый	1	
A1		4	25.ДП.01.107.61.01.002	Поворотный кулак	1	
		5		Ступица переднего колеса	1	
				Стандартные изделия		
				Втулка коническая 40х73х8	1	
				Болт крепления колеса	5	
				М12х1,25х38 ГОСТ 7798-70		
				Гайка ступицы колеса	1	
				М18х1,5 ГОСТ 15526-70		

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Захаров		
Пров.		Тизилов		
Н.контр.		Тизилов		
Утв.		Бобровский		

25.ДП.01.107.61.01.000.Сб

Модернизация тормозной системы LADA NIVA

Лит.	Лист	Листов
	1	2

ТГУ. АТс-2001а

КОМПАС-3D v23 Учебная версия © 2024 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Не для коммерческого использования Копировал Формат А4

Рисунок Б.2 – Спецификация переднего тормоз в сборе. Лист 1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Колпачок декоративный	1	
				Кольцо стопорное 58х72х2,5	2	
				Подшипник ступицы	1	
				NK752341 40х73х55		
				Сальник экранирующий	2	
				внутренний 55х73х8		

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

25.ДП.01.107.61.01.000.СБ

Лист 2

Не для коммерческого использования Копировал Формат А4

КОМПАС-3D v23 Учебная версия © 2024 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Рисунок Б.2 – Спецификация переднего тормоз в сборе. Лист 2

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
A1			25.ДП.01.107.61.02.000.СБ	Сборочный чертёж		
				Сборочные единицы		
		1		Тормозной цилиндр в сборе	1	
				Детали		
		2		Скоба суппорта	1	
		3		Скоба направляющая	1	
		4		Рычаг суппорта	2	
		5		Палец суппорта	2	
		6		Тормозная колодка	2	
				Стандартные изделия		
		7		Пружина рычага суппорта	4	
		8		Пружина фиксатора цилиндра	1	
		9		Фиксатор пальца суппорта	2	
		10		Фиксатор цилиндра	1	

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Захаров		
Пров.		Тизилов		
Н.контр.		Тизилов		
Утв.		Бобровский		

25.ДП.01.107.61.02.000.СБ

Модернизация тормозной системы LADA NIVA

Лит.	Лист	Листов
		1

ТГУ. АТс-2001а

КОМПАС-3D v23 Учебная версия © 2024 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Не для коммерческого использования Копировал Формат A4

Рисунок Б.2 – Спецификация суппорта переднего тормоза в сборе