

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 Усовершенствование задней подвески легкового
автомобиля Лада Веста

Обучающийся

А.А. Денисов

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент Л.А. Черепанов

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

Консультанты

канд. техн. наук, доцент А.В. Бобровский

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

канд. экон. наук, доцент Л.Л. Чумаков

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

канд. пед. наук, доцент А.Н. Кириллова

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

Тольятти 2024

Аннотация

Данный дипломный проект посвящен совершенствованию системы задней подвески легкового автомобиля Lada Vesta.

Задняя подвеска важный компонент любого автомобиля, служит основой как комфорта, так и производительности. Совершенствование конструкции задней подвески автомобиля имеет первостепенное значение с целью улучшения устойчивости и управляемости.

Графическая часть проекта состоит из 10 страниц формата А1. Описательная часть включает 84 страниц формата А4, в том числе разделы, посвященные введению, дизайну, экономике, безопасности, а также приложения в виде графиков и спецификаций.

Первый раздел посвящен углубленному рассмотрению разработанного проекта, анализу современных тенденций в его совершенствовании.

Второй этап проекта - расчет конструкции автомобиля. Этот раздел включает в себя динамический анализ автомобиля, изучение его характеристик и необходимые расчеты конструкции.

Третья составляющая дипломного проекта - технический раздел, включающий перечень сборочных операций и маршрутную технологию.

Четвертый раздел дипломного проекта посвящен обеспечению безопасности жизнедеятельности на производственном участке по сборке вышеупомянутого проекта.

Пятый раздел дипломной работы посвящен финансово-экономической оценке эффективности проектирования и производства новых автомобилей с применением разработанной в данном проекте системы задней подвески.

Abstract

This graduation project is dedicated to improving the rear suspension system of the Lada Vesta passenger car.

The rear suspension is an important component of any car, serving as the main component of both comfort and performance. Improving the design of the rear suspension of the car is of paramount importance in order to improve stability and handling.

The graphic part of the project consists of 10 pages in A1 format. The descriptive part includes 84 A4 pages, including sections on introduction, design, economics, security, as well as appendices in the form of graphs and specifications.

The first section is devoted to an in-depth review of the developed project, analysis of current trends in its improvement.

The second stage of the project is the calculation of the car structure. This section includes the dynamic analysis of the car, the study of its characteristics and the necessary design calculations.

The third component of the graduation project is the technical section, which includes a list of assembly operations and route technology.

The fourth section of the graduation project is devoted to ensuring the safety of life at the production site for the assembly of the above-mentioned project.

The fifth section of the thesis is devoted to the financial and economic assessment of the effectiveness of the design and production of new cars using the rear suspension system developed in this project.

Содержание

Введение	5
1 Состояние вопроса	6
1.1 Назначение подвески и её устройство.	6
1.2. Классификация подвесок.....	11
1.3. Обоснование выбора конструкции	15
2 Конструкторская часть	16
2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля	16
2.2 Расчет основных параметров задней подвески автомобиля	32
3 Технологическая часть	53
4 Безопасность и экологичность объекта	60
5 Экономическая эффективность проекта	65
Заключение.....	72
Список используемых источников	73
Приложение А Графики тягового расчета.....	75

Введение

Автомобильная промышленность уже давно является движущей силой технологических инноваций, способствуя прогрессу благодаря постоянному совершенствованию технологий. По мере развития автомобилей менялись и компоненты, обеспечивающие их производительность, безопасность и комфорт. Среди этих важных компонентов система подвески является важным элементом, оказывающим значительное влияние на качество вождения.

Система подвески играет важнейшую роль в поддержании устойчивости автомобиля, повышении комфортабельности езды и обеспечении удобства пассажиров. Задняя подвеска, в частности, оказывает непосредственное влияние на эти факторы. Хотя во многих автомобилях используется задняя подвеска с цельной осью, такая конфигурация часто не отличается надежностью, производительностью и комфортом.

В последние годы появление новых технологий для задней независимой подвески ознаменовало значительный прогресс в ее конструкции. В отличие от жестких осей, независимые оси позволяют каждому колесу двигаться независимо, что заметно повышает комфорт езды, точность управления. Эта сложная система получает все большее распространение в современных автомобилях, от высокопроизводительных спортивных до традиционных семейных, что подтверждает ее универсальность и эффективность.

Цель проекта - внести некоторые улучшения в систему задней подвески автомобилей Lada Vesta.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение подвески и её устройство

Подвеска автомобиля представляет собой набор деталей.

Это упругая связь между несущей системой и колесами (или осями) автомобиля. Нагрузка на несущую систему и колеса должна быть минимальной.

Характеристики подвески автомобиля зависят от множества различных факторов, таких как качество пружин, ход подвески, расстояние между колесами и трассой, а также жесткость кузова. Кроме того, они зависят от деталей, составляющих подвеску, таких как амортизаторы, стабилизаторы, шарниры и рычаги, а также от типа и жесткости шин.

Жидкость, которая находится внутри амортизатора, который является гасящим элементом любой подвески автомобиля, она препятствует движению кузова при колебаниях, тем самым замедляя движение пружины. В случае возникновения скрипа в подвеске может потребоваться замена амортизатора. При подозрении на неисправность амортизатора рекомендуется обратиться в профессиональный автосервис. Замена амортизаторов может быть показана, если протектор шин стал волнистым, автомобиль имеет тенденцию к чрезмерному подпрыгиванию при столкновении с неровностями дорожного покрытия или тормозной путь на 20 % длиннее, чем ожидалось.[1]

Хотя амортизаторы и стойки являются похожими компонентами, они служат для разных целей. В большинстве автомобилей используется система подвески MacPherson. В этой конфигурации витки пружины и амортизаторы соединены вместе и называются стойками. Хотя амортизаторы по-прежнему гасят колебания пружин, стойки обеспечивают дополнительную структурную поддержку подвески. Стойки устанавливаются в передней части автомобиля и соединяются в верхней части с кузовом, а в нижней - с рычагом подвески.

Дополнительную устойчивость автомобилю придает использование противоскользящих шин. Это металлические стержни, которые проходят через

всю ось и соединяют стороны подвески вместе. Когда одна сторона автомобиля находится в движении, противоскользящая шина облегчает передачу этого движения на другое колесо. Это обеспечивает более плавный ход и более точное прохождение поворотов. Звенья тяговой балки состоят из ряда взаимосвязанных компонентов. Звенья используются для соединения компонентов подвески с обоими концами противобуксовочной балки. Эти компоненты обычно представляют собой легкие металлические или пластиковые стержни с шаровым шарниром на одном или обоих концах. Тяги облегчают управление автомобилем, когда одна сторона подвески находится в движении, а другая остается неподвижной.[2]

Нижний рычаг подвески представляет собой один из двух компонентов, составляющих систему передней подвески. С помощью этого элемента рама автомобиля соединяется с блоком передних колес, благодаря чему передние колеса остаются в контакте с дорожным покрытием. Эти рычаги способны поворачиваться вверх и вниз при прохождении колесами неровностей, обеспечивая тем самым плавный ход автомобиля.

Верхнее крепление стойки отвечает за крепление стоек к автомобилю. Кроме того, оно служит для изоляции от шума, создаваемого шинами, и вибраций, передаваемых автомобилем.

Большинство современных автомобилей являются переднеприводными, что требует наличия гибкой и отзывчивой передней подвески для обеспечения оптимальной функциональности. Это независимая подвеска, которая позволяет каждому колесу на одной оси двигаться независимо.[2]

Задняя подвеска не требует рулевого управления, поэтому обычно используется зависимая подвеска. В таких системах колеса соединены жесткой осью, которая удерживается рессорами и амортизаторами. Использование независимой подвески в задней части позволяет оснастить автомобиль полным приводом. Хотя в автомобилях может использоваться одна и та же система подвески как спереди, так и сзади, большинство автомобилей используют комбинацию зависимой и независимой подвески. Независимая подвеска является более дорогостоящим производственным процессом и имеет особое

значение для передней части автомобиля, поскольку она способствует безопасному вождению.

Любая подвеска автомобиля крепится к шасси автомобиля.

Термин "шасси" не имеет четкого определения. Термин "шасси" происходит от французского слова, означающего "рама". Что же такое рама? Рама - это фундаментальная структура автомобиля, аналогичная скелету человека, который служит для поддержки внутренних органов и мышц. Точно так же рама автомобиля служит для удержания различных компонентов и подшипников.

Каково назначение шасси? По аналогии с человеческим скелетом, шасси служит для того, чтобы выдерживать вес автомобиля. Подобно тому, как скелет человека принимает на себя вес тела, шасси автомобиля принимает на себя вес автомобиля и всех его компонентов. Шасси должно выдерживать воздействие любого ускорения, холостого хода, торможения или поворота. Шасси способно преодолевать бездорожье и выдерживать широкий спектр условий эксплуатации. Кроме того, шасси играет ключевую роль в защите при столкновении.

Природа шасси и его функции. Какие существуют типы шасси.

Однако есть один аспект, который, как кажется, часто упускают из виду, а между тем он имеет огромное значение: ходовая часть.

Важно знать о различных нюансах, связанных с автомобилями, особенно при покупке нового транспортного средства.[3]

Рассмотрим различные типы шасси, начиная с трубчатого шасси. Трубчатое шасси - не самая распространенная конфигурация; как правило, оно используется исключительно в гоночных автомобилях благодаря присущей ему жесткости. Оно относительно безопасно и лежит в основе большинства вращающихся рам. Трубчатые шасси обычно разрабатываются для спортивных или гоночных автомобилей, которые не предназначены для использования на дорогах общего пользования. Это связано с тем, что трубчатые шасси не способствуют созданию комфортабельных автомобилей, а предназначены для конкретных целей.

Как выглядит трубчатое шасси. Если вы когда-нибудь наблюдали внутреннее строение рамы, то увидели бы, что конфигурация похожа, как и с рамой на колесах внутри легкового автомобиля. Преимущество этого типа шасси заключается в высокой прочности, что обеспечивает оптимальную управляемость, производительность и безопасность.

Рассмотрим шасси типа "лестничная рама" или "кузов на раме". Эти типы шасси предназначены в основном для использования в спортивных внедорожниках (SUV) и пикапах, которые часто должны перевозить тяжелые грузы или работать в тяжелых условиях. По сути, они представляют собой две огромные балки, поддерживаемые балками меньшего размера, а шасси и кузов служат каркасом конструкции. Одним из преимуществ лестничной рамы является ее модульность, которая позволяет производителям адаптировать автомобили для различных целей. Например, такие автомобили, как Toyota Innova, Toyota Fortuner и Toyota Hilux, построены на схожих платформах.[4]

Второй тип шасси - лестничное шасси. Что отличает лестничную раму от других типов шасси. Возникает вопрос: что такое лестничная рама? Лестничная рама является производной от лестничного шасси и, по сути, представляет собой базовое шасси. Во многих отношениях они аналогичны.

Что касается лестничного шасси, то преимущество лестничной рамы заключается в том, что она значительно более гибкая, что позволяет ей выдерживать широкий диапазон поворотов и изгибов. Она особенно эффективно поглощает удары снизу в условиях бездорожья. Лестничная рама отличается высокой прочностью и рассчитана на эксплуатацию в условиях бездорожья или даже ежедневную езду, как у грузовиков.

К недостаткам этой конструкции можно отнести то, что она очень трудоемка в работе. Можно вспомнить работу с карданным валом автомобиля. В этом случае потребуется разобрать весь автомобиль, что может оказаться утомительным процессом из-за сложной конструкции шасси. Это значительно усложняет задачу. Кроме того, их производство не всегда является наиболее экономически выгодным, что может привести к увеличению производственных затрат.

К недостаткам этого типа автомобилей можно отнести сложность конструкции, что может привести к увеличению сроков производства и повышению стоимости. Можно утверждать, что такие конструкции не особенно способствуют движению транспорта. Причина, по которой Toyota смогла построить три разных автомобиля на одном шасси, кроется в конструкции лестничной рамы шасси. Такая конструкция позволяет легко устанавливать кузов на разные автомобили. С точки зрения безопасности шасси с лестничной рамой не являются оптимальными. Хотя они и способны выдерживать значительные удары, им не хватает способности эффективно поглощать удар при столкновении. Это является потенциальным недостатком шасси с лестничной рамой. Преимущество лестничного шасси также в том, что оно очень модульное и относительно экономичное в изготовлении. Однако оно не очень хорошо подходит для дорожных транспортных средств и, как правило, приводит к значительному увеличению размеров автомобиля. Поэтому шасси с лестничной рамой чаще всего используются в более высоких автомобилях. Обычно считается, что шасси с лестничной рамой предназначены только для внедорожников. Однако в будущем наметилась тенденция к использованию шасси типа "монокок", главным образом потому, что мы научились лучше их проектировать.

Шасси типа "монокок" сейчас являются самыми распространенными на рынке. Их можно встретить почти в каждом автомобиле. Их популярность объясняется относительной простотой сборки и высокими показателями безопасности. Конструкция шасси монокок объединяет кузов и другие компоненты в единое целое, что упрощает создание более безопасных автомобилей. Кроме того, шасси монокок обладают большей жесткостью, что улучшает управляемость и общую динамику автомобиля. Благодаря своей компактности и легкости они хорошо подходят для небольших автомобилей, хэтчбеков, кроссоверов, спорткаров и других подобных транспортных средств. Они снижают вес, улучшают ходовые качества и повышают топливную экономичность, создавая благоприятную ситуацию для всех участников процесса.[6]

Однако шасси с несущей конструкцией не идеально подходит для бездорожья, если оно не было специально разработано для этого. В качестве примера можно привести недавно выпущенный Land Rover Defender, который отказался от шасси с лестничной рамой в пользу шасси-монокока, что значительно улучшило его управляемость.

В заключение отметим, что, хотя автомобили с лестничной рамой, возможно, не самые удобные на дороге, монококовые шасси получили широкое распространение. На монококовом шасси построено все - от самых маленьких хэтчбеков до спортивных автомобилей.[6]

1.2 Классификация подвесок

Чтобы глубже понять принцип работы этих компонентов, необходимо рассмотреть их более подробно. Система подвески состоит из двух основных компонентов: пружин и амортизаторов.

Пружины служат резервуарами энергии. Когда автомобиль едет по неровной дороге, пружина сжимается. Впоследствии энергия высвобождается за счет последующего растяжения пружины. В случае с амортизаторами энергия преобразуется в тепло, а пружина поглощает удар, предотвращая его передачу.

Существует три основных типа пружин, используемых в автомобильных подвесках. Пластинчатые рессоры, также известные как листовые или многослойные рессоры, состоят из стальных полос, установленных одна на другую. Эти пружины иногда называют эллиптическими из-за их изогнутой формы.

Система подвески состоит из нескольких ключевых компонентов, которые работают согласованно, обеспечивая плавность и стабильность хода.

Система подвески состоит из нескольких ключевых компонентов, основными элементами которых являются пружины. Используются различные типы пружин.

Первой в списке стоит пружина: Пружины можно классифицировать как пружины постоянной или переменной жесткости. Пружины постоянной

жесткости имеют равномерный диаметр по всей длине, в то время как пружины переменной жесткости имеют переменный диаметр. Оба типа пружин оснащены резиновым упором, расположенным в центре, который служит для гашения колебаний и предохранения пружины от возможных повреждений.

2. Пружины кручения состоят из металлических трубок с внутренними стержнями, которые работают на скручивание. Перед установкой пружины предварительно нагружаются путем скручивания, причем этот процесс контролируется специальными рычагами. Торсионы выполняют функцию упругих элементов в системе подвески.

Амортизаторы, также известные как демпферы, служат дополнением к пружинам, контролируя колебания, создаваемые пружинами. Амортизаторы состоят из заполненного маслом поршня, который предназначен для поглощения кинетической энергии, когда колесо наезжает на неровность. Это способствует сохранению контакта между колесами и дорожным покрытием, обеспечивая устойчивость и комфорт.[9]

В систему подвески также входят стабилизаторы поперечной устойчивости. Эти стабилизаторы играют ключевую роль в уменьшении крена кузова при прохождении поворотов, тем самым повышая устойчивость автомобиля. Эти компоненты соединяют систему подвески с противоположных сторон автомобиля, тем самым поддерживая равномерное распределение веса при прохождении поворотов.

Основным компонентом, соединяющим колеса с системой подвески, является рычаг управления. Управляющий рычаг крепится к ступице колеса и поворачивается вокруг нее. Конструкция рычага включает в себя шаровой шарнир, который позволяет ему двигаться и вращаться, тем самым облегчая рулевое управление и контроль над автомобилем.

Таким образом, система подвески представляет собой сложный узел, состоящий из пружин, амортизаторов, стабилизаторов поперечной устойчивости и рычагов управления. Совместное функционирование этих

компонентов обеспечивает оптимальную управляемость, устойчивость и комфорт вождения.[9]-[10]

Шаровой шарнир предназначен для выдерживания множества боковых и горизонтальных нагрузок на автомобиль. Кроме того, шаровой шарнир служит осью вращения при повороте автомобиля. Шаровые шарниры состоят из металлического корпуса и цапфы. Шпилька может вращаться в корпусе, и этот шарнир обычно смазывается маслом, чтобы уменьшить трение между компонентами, которые находятся в контакте друг с другом. Кроме того, посадочное место шарового шарнира содержит механизм смазки. Существует два различных типа шаровых шарниров: верхние шаровые шарниры и нижние шаровые шарниры. При отсутствии достаточной смазки шаровой шарнир не будет работать оптимально.

В автомобилях используются различные системы подвески, в том числе независимые и зависимые, или системы подвески с жесткой осью.[11]-[14]

Независимая подвеска позволяет каждому колесу на одной оси перемещаться по вертикали независимо от других. В такой системе движение одного колеса не влияет на движение колеса на противоположной стороне. Как правило, левая и правая стороны подвески соединены стабилизаторами поперечной устойчивости или другими механизмами. Большинство современных автомобилей оснащены независимой передней подвеской, а значительная их часть - и независимой задней. Основным преимуществом независимой подвески является снижение неподрессоренной массы автомобиля.

Независимые подвески можно классифицировать в зависимости от их конфигурации на различные категории, включая подвеску на стойках, подвеску на двойных поперечных рычагах, многорычленную подвеску и подвеску на задних поперечных рычагах.

Амортизационная стойка MacPherson, разработанная инженерами компании в 1947 году, имеет один поперечный рычаг с телескопической стойкой. Стойка и нижний рычаг соединены с рамой автомобиля гибким шарниром.

В контексте всей системы подвески стойка представляет собой основной конструктивный элемент. Система подвески состоит из пружины и амортизатора. При наезде на дорожную неровность колесо совершает вертикальное колебание по радиусу нижнего рычага. В результате этого движения вся сила удара передается на стойку, которая затем поглощает максимальную силу. Система подвески имеет относительно простую конструкцию, что обеспечивает ее компактность.

Система подвески на двойных поперечных рычагах позволяет установить колесо на ступицу, оснащенную двумя тягами: верхней и нижней. Между рамой и нижней тягой установлен амортизатор. Когда колесо наезжает на неровную поверхность, оно подвергается ударам. Удары передаются на амортизатор через нижнюю тягу, где они максимально поглощаются. Верхняя тяга служит для поддержания гибкости колеса. Такая система сложна, дорога и требует много места.[15]-[19]

Многорычажная подвеска сконструирована на основе двойных поперечных рычагов и довольно сложна, так как состоит из отдельных частей, соединенных шарнирами. Этот тип подвески обеспечивает оптимальное сцепление с дорогой, улучшая ощущения от вождения. Кроме того, многорычажная подвеска доступна в нескольких вариантах. В случае повреждения подвески процесс замены занимает много времени, а запасные части дефицитны и дорогостоящи.

Независимая задняя подвеска на поперечных рычагах поддерживает постоянную колею и высоту колес при минимальном изменении колесной базы и угла наклона колесной пары. Продольный рычаг соединен со спиральной пружинной, которая, в свою очередь, прикреплена к валу, на котором закреплена ступица колеса. При подъеме и спуске колеса пружина раскручивается. В некоторых конструкциях вместо спиральных пружин используются торсионные.[20]-[23]

В беспружинной или жесткой подвеске оба колеса на одной оси зависят друг от друга. Цельная ось соединяет левое и правое колеса в единое целое. Если одна сторона автомобиля изгибается в одном направлении, другая

сторона также изгибается в том же направлении, что называется зависимостью. Независимые или жесткие системы подвески осей могут быть двух типов: цельнолистовая рессорная подвеска и цельнолистовая пружинная подвеска.

В цельнолистовой рессорной подвеске в качестве элементов подвески используются рессоры. Самая длинная рессора в конструкции изгибается по кругу, образуя проушину. Проушина этой рессоры крепится болтами к рессорной подвеске, а другой конец проушины рессоры прикреплен к кронштейну.[24]

Этот кронштейн позволяет изменять длину рессоры в случае ее изгиба. Кроме того, кронштейн оснащен резиновой втулкой, которая служит для поглощения вибраций и предотвращения их проникновения в автомобиль. Центральная часть рессоры крепится к задней части оси и кузову с помощью фигурных болтов, а все рессоры - с помощью пружинного хомута. Этот тип подвески используется на тяжелых и мощных грузовиках.[25]

1.3 Обоснование выбора конструкции

В данном дипломном проекте предлагается заменить штатную подвеска проектного автомобиля, которая имеет довольно много недостатков в сравнении с той, которую я предлагаю применить на нашем проектном автомобиле, это полностью независимая подвеска, которая будет гораздо лучше обеспечить, маневренность, управляемость, безопасность вождения транспортным средством. И также не могу не сказать, что данная подвеска гораздо больше дает комфорта и плавности хода автомобиля.

2 Конструкторская часть

2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

2.1.1 Исходные данные

«Число ведущих колес.....	$n_k = 2$
Собственная масса, кг.....	$m_o = 1230$
Количество мест.....	5
Максимальная скорость, м/с.....	$V_{max} = 48,61$
Максимальная частота вращения колен. вала, рад/с.....	$\omega_{max} = 650$
Минимальная частота вращения колен. вала, рад/с.....	$\omega_{min} = 105$
Коэффициент аэродинамического сопротивления.....	$C_x = 0,30$
Величина максимально преодолеваемого подъема.....	$\alpha_{max} = 0,28$
Коэффициент полезного действия трансмиссии.....	$\eta_{TP} = 0,91$
Площадь поперечного сечения, м ²	$H = 2,00$
Коэффициент сопротивления качению.....	$f_{ko} = 0,012$
Число передач в коробке передач.....	5
Распределение массы автомобиля по осям, % :	
передняя ось.....	49
задняя ось.....	51
Плотность воздуха, кг/м ³	$\rho = 1,293$
Плотность топлива, кг/л.....	$\rho_t = 0,72$

2.1.2 Подготовка исходных данных для тягового расчёта

а) Определение полного веса и его распределение по осям»[2]

$$G_A = G_o + G_n + G_b,$$

«где G_o - собственный вес автомобиля;

G_n - вес пассажиров;

G_b - вес багажа;»[2]

$$G_o = m_o \cdot g = 1230 \cdot 9,807 = 12062 \text{ Н} \quad (1)$$

$$G_{II} = G_{II1} \cdot 5 = m_{II1} \cdot g \cdot 5 = 75 \cdot 9,807 \cdot 5 = 3678 \text{ Н} \quad (2)$$

$$G_B = G_{B1} \cdot 5 = m_{B1} \cdot g \cdot 5 = 10 \cdot 9,807 \cdot 5 = 490 \text{ Н} \quad (3)$$

$$G_A = 12062 + 3678 + 490 = 15740 \text{ Н} \quad (4)$$

$$G_1 = G_A \cdot 49 = 15740 \cdot 49 = 7712 \text{ Н} \quad (5)$$

$$G_2 = G_A \cdot 51 = 15740 \cdot 51 = 8027 \text{ Н} \quad (6)$$

«б) Подбор шин

Шины выбираются по нагрузке, приходящейся на колесо с помощью Краткого автомобильного справочника.

На автомобиле установлены радиальные шины 185/65 R15.»[2]

$$r_K = r_{CT} = (0,5 \cdot d + \kappa \cdot \lambda \cdot B) \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

«где r_K – радиус качения колеса;

r_{CT} – статический радиус колеса;

$B = 185$ – ширина профиля, мм;

$\kappa = 0,65$ – отношение высоты профиля к ширине профиля;

$d = 380,1$ – посадочный диаметр, мм;

$\lambda = 0,85$ – коэффициент типа шины.»[2]

$$r_K = r_{CT} = (0,5 \cdot 380,1 + 0,65 \cdot 0,85 \cdot 185) \cdot 10^{-3} = 0,292 \text{ м}$$

2.1.3 Определение передаточного числа главной передачи

$$U_0 = \frac{r_K}{U_K} \cdot \frac{\omega_{MAX}}{V_{MAX}}, \quad (8)$$

«где - U_k - передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость.

Примем значение передаточное число высшей передачи КП равным 0,900.»[2]

$$U_0 = (0,292 \cdot 650) / (0,900 \cdot 48,61) = 4,160$$

2.1.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя

«Определяем мощность двигателя, обеспечивающую движение с заданной максимальной скоростью при заданном дорожном сопротивлении.»[2]

$$N_v = \frac{1}{\eta_{TP}} \cdot \left(G_A \cdot \psi_v \cdot V_{MAX} + \frac{C_x \cdot \rho}{2} \cdot H \cdot V_{MAX}^3 \right), \quad (9)$$

«где - ψ_v - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля.

Для легковых автомобилей принимается, что максимальная скорость достигается на прямолинейном участке, из чего следует, что:»[2]

$$\psi_v = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{MAX}^2}{2000} \right) \quad (10)$$

$$\psi_v = 0,012 \cdot (1 + 48,61^2 / 2000) = 0,026$$

$$N_v = (15740 \cdot 0,026 \cdot 48,61 + 0,30 \cdot 1,293 \cdot 2,00 \cdot 48,61^3 / 2) / 0,91 = 69715$$

Вт

$$N_{MAX} = \frac{N_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \quad (11)$$

«где - a, b, c – эмпирические коэффициенты (для легковых автомобилей с карбюраторным двигателем $a, b, c = 1$), $\lambda = \omega_{MAX} / \omega_N$ (примем $\lambda = 1,05$).»[2]

$$N_{MAX} = 69715 / (1 \cdot 1,05 + 1 \cdot 1,05^2 - 1 \cdot 1,05^3) = 70074 \text{ Вт}$$

«Внешнюю характеристику двигателя с достаточной точностью можно определить по формуле Лейдермана:»[2]

$$N_e = N_{MAX} \cdot \left[C_1 \frac{\omega_e}{\omega_N} + C_2 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (12)$$

«где $C_1 = C_2 = 1$ - коэффициенты характеризующие тип двигателя.

Определение значений крутящего момента производится по формуле:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (13)$$

Таблица 1 - Внешняя скоростная характеристика

Обороты дв-ля, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Мощность дв-ля, кВт	Момент дв-ля, Н*м
1003	105	13,6	129,1
1400	147	19,6	133,7
1800	188	25,9	137,2
2200	230	32,2	139,6
2600	272	38,4	141,1
3000	314	44,4	141,5
3400	356	50,2	140,9
3800	398	55,4	139,2
4200	440	60,0	136,5
4600	482	63,9	132,7
5000	524	67,0	128,0
5400	565	69,1	122,1
5800	607	70,0	115,3
6200	649	69,7	107,4
6207	650	69,7	107,3

n_e - обороты двигателя, об/мин;

$$n_e = \frac{30 \cdot \omega_e}{\pi}. \quad (14)$$

2.1.5 Определение передаточных чисел коробки передач

Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению и максимальному динамическому фактору на первой передаче.

В соответствии с этим должны выполняться следующие условия:»[2]

$$1) U_1 \geq \frac{G_A \cdot \psi_{MAX} \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0}; \quad (15)$$

«где - ψ_{MAX} - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля с учётом вычтены преодолеваемого подъёма (

$$\psi_{MAX} = f_{V_{max}} + \alpha_{MAX} = \psi_V + \alpha_{MAX}).»[2]$$

$$\psi_{MAX} = 0,026 + 0,28 = 0,306 \quad (16)$$

$$U_1 \geq 15740 \cdot 0,306 \cdot 0,292 / (141,5 \cdot 0,91 \cdot 4,160) = 2,375$$

$$2) U_1 \leq \frac{G_{CC} \cdot \varphi \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0}, \quad (17)$$

«где - G_{CC} - сцепной вес автомобиля ($G_{CC} = G_1 \cdot m_1 = 7712 \cdot 0,9 = 6544$ Н, m_1 - коэффициент перераспределения нагрузки на передние колёса), φ - коэффициент сцепления ($\varphi = 0,8$).»[2]

$$U_1 \leq 6544 \cdot 0,8 \cdot 0,292 / (141,5 \cdot 0,91 \cdot 4,160) = 2,737$$

«Примем значение первой передачи равным: $U_1 = 2,700$.

Значения промежуточных ступеней КП рассчитываются на основании закона геометрической прогрессии:

Знаменатель геометрической прогрессии равен:»[2]

$$q = (U_1/U_5)^{1/4} = (2,700/0,900)^{1/4} = 1,316 \quad (18)$$

$$U_2 = U_1 / q = 2,700 / 1,316 = 2,052; \quad (19)$$

$$U_3 = U_2 / q = 2,052 / 1,316 = 1,559; \quad (20)$$

$$U_4 = U_3 / q = 1,559 / 1,316 = 1,184; \quad (21)$$

$$U_5 = 0,900. \quad (22)$$

2.1.6 Скорость движения автомобиля на различных передачах

«Определяем возможные значения скорости на каждой передаче в зависимости от оборотов колен вала:

$$V_A = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{КП} \cdot U_0} \quad (23)$$

Таблица 2 - Скорость автомобиля на различных передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость на 1ой передаче, м/с	Скорость на 2ой передаче, м/с	Скорость на 3ей передаче, м/с	Скорость на 4ой передаче, м/с	Скорость на 5ой передаче, м/с
1003	2,6	3,4	4,5	6,0	7,9
1400	3,7	4,8	6,3	8,3	11,0
1800	4,7	6,2	8,1	10,7	14,1
2200	5,7	7,6	9,9	13,1	17,2
2600	6,8	8,9	11,8	15,5	20,4
3000	7,8	10,3	13,6	17,9	23,5
3400	8,9	11,7	15,4	20,2	26,6
3800	9,9	13,1	17,2	22,6	29,8
4200	11,0	14,4	19,0	25,0	32,9
4600	12,0	15,8	20,8	27,4	36,0
5000	13,1	17,2	22,6	29,8	39,2
5400	14,1	18,6	24,4	32,1	42,3
5800	15,1	19,9	26,2	34,5	45,4
6200	16,2	21,3	28,0	36,9	48,6
6207	16,2	21,3	28,1	36,9	48,6

2.1.7 Сила тяги на ведущих колёсах

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{к.п.} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (24)$$

Таблица 3 - Тяговый баланс

Обороты дв-ля, об/мин	Сила тяги на 1ой пер, Н	Сила тяги на 2ой пер, Н	Сила тяги на 3ей пер, Н	Сила тяги на 4ой пер, Н	Сила тяги на 5ой пер, Н
1003	4714	3582	2722	2068	1571
1400	4879	3707	2817	2140	1626
1800	5007	3805	2891	2197	1669
2200	5098	3873	2943	2236	1699
2600	5150	3913	2973	2259	1717
3000	5165	3924	2982	2266	1722
3400	5142	3907	2969	2256	1714
3800	5081	3861	2933	2229	1694
4200	4982	3786	2876	2186	1661
4600	4845	3682	2798	2126	1615
5000	4671	3549	2697	2049	1557
5400	4459	3388	2574	1956	1486
5800	4209	3198	2430	1846	1403
6200	3921	2979	2264	1720	1307
6207	3915	2975	2260	1718	1305

2.1.8 Силы сопротивления движению

Сила сопротивления воздуху:»[2]

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_X \cdot \frac{V_A^2}{2} \quad (25)$$

Сила сопротивления качению:

$$F_f = G_A \cdot f_k; \quad (26)$$

$$f_k = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (27)$$

«Полученные данные заносим в таблицу и строим графики зависимости сил сопротивления от скорости.

Таблица 4 - Силы сопротивления движению

Скорость, м/с	Сила сопр. воздуху, Н	Сила сопр. качению, Н	Суммарная сила сопр. движению, Н
0	0	178	178
5	10	180	190
10	39	187	226
15	87	198	285
20	155	214	369
25	242	234	476
30	349	258	607
35	475	287	762
40	621	321	941
45	785	358	1144
50	970	401	1370
55	1173	447	1621
60	1396	499	1895
65	1639	554	2193

2.1.9 Динамический фактор

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A}, \quad (28)$$

$$D_\varphi = \frac{G_{сц} \cdot \varphi}{G_A}, \quad (29) \gg [2]$$

«По этим формулам и данным силового баланса рассчитывают и строят динамическую характеристику автомобиля, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора D от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля. Данные расчёта заносят в таблицу и представляют графически.

Таблица 5 - Динамический фактор на передачах

Обороты двигателя, об/мин	Динамический фактор на 1ой передаче	Динамический фактор на 2ой передаче	Динамический фактор на 3ей передаче	Динамический фактор на 4ой передаче	Динамический фактор на 5ой передаче
1003	0,318	0,241	0,183	0,138	0,104
1400	0,328	0,249	0,189	0,142	0,106
1800	0,337	0,255	0,193	0,145	0,107
2200	0,343	0,260	0,196	0,146	0,107
2600	0,346	0,262	0,197	0,146	0,105
3000	0,346	0,262	0,196	0,144	0,102
3400	0,344	0,260	0,194	0,141	0,097
3800	0,340	0,256	0,190	0,137	0,091
4200	0,333	0,250	0,184	0,131	0,084
4600	0,323	0,242	0,177	0,124	0,075
5000	0,310	0,231	0,168	0,115	0,065
5400	0,295	0,219	0,158	0,105	0,053
5800	0,278	0,205	0,146	0,093	0,041
6200	0,257	0,189	0,132	0,080	0,026
6207	0,257	0,189	0,132	0,080	0,026

2.1.10 Ускорения автомобиля

$$j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (30)$$

где - δ_{BP} - коэффициент учета вращающихся масс,

Ψ - коэффициент суммарного сопротивления дороги.

$$\Psi = f + i \quad (31)$$

i – величина преодолеваемого подъёма ($i = 0$).

$$\delta_{BP} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{KП}^2), \quad (32) \gg [2]$$

«где - δ_1 - коэффициент учёта вращающихся масс колёс; δ_2 - коэффициент учёта вращающихся масс двигателя: $\delta_1 = \delta_2 = 0,03$.

Таблица 6 - Коэффициент учета вращающихся масс

	$U1$	$U2$	$U3$	$U4$	$U5$
$\delta_{K\angle}$	1,249	1,156	1,103	1,072	1,054

Таблица 7 - Ускорение автомобиля на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Ускорение на 1ой передаче, м/с ²	Ускорение на 2ой передаче, м/с ²	Ускорение на 3ей передаче, м/с ²	Ускорение на 4ой передаче, м/с ²	Ускорение на 5ой передаче, м/с ²
1003	2,40	1,94	1,52	1,15	0,86
1400	2,49	2,01	1,57	1,19	0,87
1800	2,55	2,06	1,61	1,21	0,88
2200	2,60	2,10	1,63	1,22	0,87
2600	2,62	2,11	1,64	1,21	0,84
3000	2,62	2,11	1,63	1,19	0,80
3400	2,61	2,09	1,61	1,16	0,75
3800	2,57	2,06	1,57	1,11	0,69
4200	2,51	2,01	1,51	1,05	0,61
4600	2,43	1,94	1,45	0,98	0,51
5000	2,34	1,85	1,36	0,89	0,41
5400	2,22	1,74	1,27	0,79	0,29
5800	2,08	1,62	1,15	0,68	0,15
6200	1,92	1,48	1,03	0,55	0,00
6207	1,91	1,48	1,02	0,55	0,00

2.1.11 Величины обратные ускорениям автомобиля

Таблица 8 - Величины обратные ускорениям автомобиля

Обороты дв-ля, об/мин	1/j на 1ой передаче, с ² /м	1/j на 2ой передаче, с ² /м	1/j на 3ей передаче, с ² /м	1/j на 4ой передаче, с ² /м	1/j на 5ой передаче, с ² /м
1003	0,42	0,51	0,66	0,87	1,17
1400	0,40	0,50	0,64	0,84	1,15
1800	0,39	0,48	0,62	0,83	1,14
2200	0,39	0,48	0,61	0,82	1,16
2600	0,38	0,47	0,61	0,82	1,19
3000	0,38	0,47	0,61	0,84	1,25
3400	0,38	0,48	0,62	0,86	1,33
3800	0,39	0,49	0,64	0,90	1,46
4200	0,40	0,50	0,66	0,95	1,65
4600	0,41	0,52	0,69	1,02	1,95
5000	0,43	0,54	0,73	1,12	2,46
5800	0,48	0,62	0,87	1,47	6,63
6200	0,52	0,68	0,98	1,82	370,36
6207	0,52	0,68	0,98	1,82	-

2.1.12 Время и путь разгона

Время и путь разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин:»[2]

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i). \quad (33)$$

«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 $(1/j) = const$. Эти величины можно определить следующим образом: »[2]

$$\left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_k = \frac{(1/j)_{k-1} + (1/j)_k}{2}, \quad (34)$$

«где k – порядковый номер интервала.

Заменяя точное значение площади под кривой $(1/j)$ в интервале ΔV_k на значение площади прямоугольника со сторонами ΔV_k и $(1/j_{CP})_k$, переходим к приближённому интегрированию:»[2]

$$\Delta t = \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_k \cdot (V_k - V_{k-1}) \quad (35)$$

$$t_1 = \Delta t_1, \quad t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, \quad t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k. \quad (36)$$

Таблица 9 - Время разгона автомобиля

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Время, с
0-5	194	1,0
0-10	583	2,9
0-15	1017	5,1
0-20	1585	7,9
0-25	2305	11,5
0-30	3246	16,2
0-35	4438	22,2
0-40	5951	29,8
0-45	7854	39,3

$$\Delta S = V_{CPk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{CPk} \cdot \Delta t_k, \quad (37)$$

где $k = 1 \dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно ($m = n$).

Путь разгона от скорости V_0

$$\text{до скорости } V_1: S_1 = \Delta S_1, \quad (38)$$

$$\text{до скорости } V_2: S_2 = \Delta S_1 + \Delta S_2, \quad (39)$$

$$\text{до скорости } V_n: S_n = \sum_{k=1}^m \Delta S_k \quad (40)$$

Результаты расчёта заносятся в таблицу:

Таблица 10 - Путь разгона автомобиля

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Путь, м
0-5	49	2
0-10	340	17
0-15	883	44
0-20	1876	94
0-25	3498	175
0-30	6085	304
0-35	9959	498
0-40	15632	782
0-45	23721	1186

2.1.13 Мощностной баланс

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_{II} + N_B + N_j, \quad (41)$$

Таблица 11 - Мощностной баланс

Обороты дв-ля, об/мин	Мощность на колесе, кВт
1003	12,3
1400	17,8
1800	23,5
2200	29,3
2600	35,0
3000	40,4
3400	45,6
3800	50,4
4200	54,6
4600	58,2
5000	61,0
5400	62,9
5800	63,7
6200	63,5
6207	63,4

Таблица 12 - Мощность сопротивления движению

Скорость, м/с	Мощность сопротивления воздуха	Мощность сопротивления качения	Суммарная мощность сопротивления
0	0,0	0,0	0,0
5	0,0	0,9	0,9
10	0,4	1,9	2,3
15	1,3	3,0	4,3
20	3,1	4,3	7,4
25	6,1	5,8	11,9
30	10,5	7,7	18,2
35	16,6	10,0	26,7
40	24,8	12,8	37,6
45	35,3	16,1	51,5
50	48,5	20,0	68,5
55	64,5	24,6	89,1
60	83,8	29,9	113,7
65	106,5	36,0	142,5

2.1.14 Топливоно-экономическая характеристика

$$Q_s = \frac{1.1 \cdot g_{e \min} K_{II} \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \quad (42)$$

где - $g_{E \min} = 290$ г/(кВт·ч) – минимальный удельный расход топлива.

$$K_{II} = 1,152 \cdot I^2 - 1,728 \cdot I + 1,523 \quad (43)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227 \quad (44)$$

$$I = \frac{N_f + N_B}{N_T}; \quad E = \frac{w_e}{w_{eN}} \quad (45)$$

Результаты расчётов сводят в таблицу и представляют в виде графика.

Таблица 13 - Путь расход топлива на высшей передачи

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость, м/с	I	E	K_I	K_E	Q_s
1003	7,9	0,132	0,170	1,315	1,165	4,3
1400	11,0	0,145	0,237	1,297	1,128	4,7
1800	14,1	0,163	0,304	1,271	1,097	5,1
2200	17,2	0,188	0,372	1,239	1,070	5,7
2600	20,4	0,219	0,440	1,200	1,048	6,4
3000	23,5	0,256	0,507	1,156	1,031	7,1
3400	26,6	0,301	0,575	1,107	1,019	7,9
3800	29,8	0,355	0,643	1,055	1,012	8,7
4200	32,9	0,418	0,710	1,002	1,010	9,5
4600	36,0	0,493	0,778	0,951	1,012	10,4
5000	39,2	0,584	0,846	0,907	1,019	11,4
5400	42,3	0,694	0,913	0,879	1,031	12,6
5800	45,4	0,828	0,981	0,882	1,048	14,5

2.2 Расчет основных параметров задней подвески автомобиля

Исходные данные для расчета.

M_{si} , $i = 1, 2$ - центр колеса

E_{si} - центр пятна контакта колеса с дорогой

$[M_{si}E_{si}] = R_i$ - радиус колеса

$G_o; G_{s_i}; G_{v_o}; G_{v_{s_i}}$ – оси амортизатора и пружины соответственно

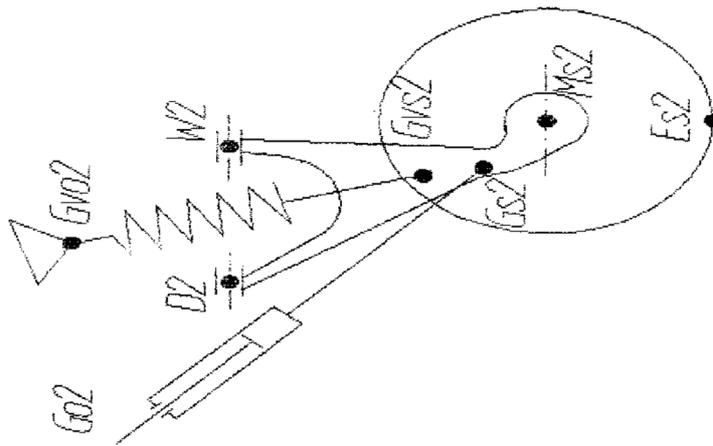


Рисунок 1 – Схема подвески

Расчёт пружины и подпружинника

«В результате расчёта методом последовательного приближения определяют параметры пружины и подпружинника, обеспечивающие требуемую жёсткость, статическую нагрузку, а также оптимально учитывающие компоновку.»[5]

Исходные данные

«В качестве исходных данных используются:

- статическая нагрузка на пружину и подпружинник, $R_{ст}$, мм;
- длина пружины с подпружинником под статической нагрузкой, $L_{ст}$, мм;
- динамический ход сжатия пружины с подпружинником, $f_{дин}$, мм;
- жёсткость пружины, $S_{пр}$, кГ/см;
- жёсткость подпружинника, $S_{под}$, кГ/см;

- модуль упругости второго рода для материала, из которого изготовлены пружина и подпружинник, E , кГ/см²
- средний диаметр пружины, $D_{ср}^{пр}$, мм;
- средний диаметр подпружинника, $D_{ср}^{под}$, мм.

В процессе расчёта, задаваясь числом рабочих витков, определяют диаметр прутка пружины и подпружинника, проверяют полученные пружину и подпружинник на соприкасаемость витков при динамическом ходе, на прочность по допускаемым напряжениям. Кроме того, контролируется нагрузка на пружине и подпружиннике при полном ходе отбоя. В случае если при заданных исходных данных не удаётся получить пружину с подпружинником с оптимальными параметрами, меняют длину пружины с подпружинником под статической нагрузкой и средний диаметр пружины или подпружинника (насколько позволяет компоновка), а также жёсткость пружины или подпружинника. Полученный в результате расчёта диаметр прутка округляют до 0,5 мм и проводят проверочный расчёт.

Для того, чтобы определить статическую нагрузку, действующую на пружину и подпружинник, необходимо определить подрессоренную массу, приходящуюся на одно колесо автомобиля:»[5]

$$M_{п1} = \frac{M_{п} \cdot B}{2 \cdot L} \quad (48)$$

«где $M_{п}$ - подрессоренная масса автомобиля, кг;

B - расстояние от центра масс до задней оси автомобиля, м;

L - база автомобиля.

Статическая нагрузка, действующая на пружину и подпружинник и подрессоренная масса, приходящаяся на колесо, связаны между собой через передаточное отношение $i_{ху}$ между пятном контакта колеса и местом присоединения пружины к колесу. В случае, если кинематическая схема направляющего устройства подвески задана (известны координаты всех шарниров, положение оси пружины и т.д.), для определения $R_{ст}$ может

использоваться программ.»[5]

$$\langle P_{ст} = 240,69 \text{ кГ.}$$

Длина пружины вместе с подпружинником под статической нагрузкой из компоновочных соображений:

$$L_{ст} = 277,08 \text{ мм.}$$

Динамический ход сжатия пружины с подпружинником также связан с ходом сжатия колеса через передаточное отношение.

$$f_{дин} = 95,18 \text{ мм, округляем в меньшую сторону, учитывая податливость верхней опоры: } f_{дин} = 95 \text{ мм.}$$

Средний диаметр пружины (из компоновочных соображений):

$$D_{ср}^{пр} = 72 \text{ мм.}$$

Средний диаметр подпружинника:

$$D_{ср}^{под} = 74,1 \text{ мм.}$$

Задаёмся вначале меньшей жёсткостью пружины и подпружинника:

$$S_{пр} = 39,0 \text{ кГ/см, } S_{под} = 90,42 \text{ кГ/см.}$$

Модуль упругости второго рода (модуль сдвига):

$G = 781000 \text{ кГ/см}^2$ для стали Ст60С2А (пружина) и Ст50ХФА (подпружинник) ГОСТ14959-79.

Задаёмся числом рабочих витков пружины и подпружинника:

$$i_{р}^{пр} = 9,5; i_{р}^{под} = 2,0$$

Исходные данные для расчёта пружины и подпружинника сведены в таблицу 14»[5]

«Таблица 14 - Исходные данные для расчёта пружины и подпружинника

Параметр	Значение
Статическая нагрузка на пружину с подпружинником	240,69 кГ
Динамический ход сжатия пружины с подпружинником	9,52 см
Ход отбоя пружины с подпружинником	9,884 см
Жёсткость пружины	39 кГ/см
Жёсткость подпружинника	90,42 кГ/см
Модуль сдвига	781000
Средний диаметр пружины	7,2 см
Средний диаметр подпружинника	7,41 см
Число рабочих витков пружины	9,5
Число рабочих витков подпружинника	2,0

Расчёт геометрических и силовых параметров упругого элемента задней подвески»[7]

«Упругий элемент задней подвески состоит из пружины и подпружинника, работающих последовательно и соединённых через стакан. Жёсткости пружины и подпружинника подобраны таким образом, что подпружинник при статической нагрузке находится уже в сжатом состоянии и включается в работу только при ходе отбоя.

Расчёт упругого элемента заключается в расчёте кинематики пружины и подпружинника при статической нагрузке, динамическом ходе сжатия, при ходе отбоя.

При расчете упругого элемента используются следующие параметры:

$S_{экв}$ - эквивалентная жёсткость (суммарная жёсткость при совместной работе пружины и подпружинника);

$\Delta l_{пр}$ - изменение длины пружины при приложении нагрузки;

$\Delta l_{подпр}$ - изменение длины подпружинника при приложении нагрузки.

Эквивалентная жёсткость упругого элемента:»[5]

$$C_{\text{экв}} = \frac{C_{\text{пр}} \cdot C_{\text{подпр}}}{C_{\text{пр}} + C_{\text{подпр}}} \cdot i^2 = \frac{39 \cdot 90,42}{39 + 90,42} \cdot 1,15^2 = 30,5 \text{ кГ/см} \quad (49)$$

$$I_{\text{пр}} + I_{\text{подпр}} = \frac{P_i}{C_{\text{экв}}} \quad \frac{I_{\text{пр}}}{I_{\text{подпр}}} = \frac{C_{\text{подпр}}}{C_{\text{пр}}} \quad (50)$$

«Решая систему из двух последних уравнений, задавшись при этом максимальным $I_{\text{подпр}}$ - изменением длины подпружинника при приложении нагрузки, находим точку перехода. Точка перехода – это точка, в которой подпружинник сжимается до соприкосновения витков, что приводит к изменению параметров упругого элемента. При дальнейшем сжатии после точки перехода работа упругого элемента сводится к работе одной пружины.

Найдём нагрузку на пружину, при которой подпружинник сожмётся до соприкосновения витков. $I_{\text{подпр}} = 29,5$ мм (из компоновочных соображений).

Ход пружины от свободного состояния до того, как сожмётся подпружинник:»[5]

$$I_{\text{пр}} = \frac{2,95 \cdot 90,42}{39} = 6,84 \text{ см} \quad (51)$$

«Нагрузка в момент полностью сжатого подпружинника:»[5]

$$P_{\text{пер}} = (2,95 + 6,84) \times 30,5 = 298,59 \text{ кГ}$$

«Статическая нагрузка на пружину с подпружинником»[5] $P_{\text{ст}} = 240,69$ кГ. «Нагрузка воспринимается не только пружиной, но и подпружинником, т.к. при статике он ещё не сжат.

Определим изменение длин пружины и подпружинника при статической нагрузке:»[5]

«Суммарный ход

$$l_{ст}^{\Sigma} = P_{ст} / C_{экв} = 7,89 \text{ см} = l_{ст}^{пр} + l_{ст}^{под}$$

$$L_{ст}^{\Sigma} = L_o^{\Sigma} - l_{ст}^{\Sigma} = 35,6 - 7,89 = 27,708 \text{ см} \quad (52)$$

$$l_{ст}^{пр} / l_{ст}^{под} = C_{под} / C_{пр} = 2,318$$

$$l_{ст}^{под} = l_{ст}^{пр} / 2,318$$

$$l_{ст}^{пр} + l_{ст}^{пр} / 2,318 = 7,89 \text{ см}$$

Отсюда

$$l_{ст}^{пр} = 5,513 \text{ см}; \quad l_{ст}^{под} = 7,89 - 5,513 = 2,378 \text{ см}$$

Длина пружины при статической нагрузке:»[5]

$$L_{ст}^{пр} = 303 - 55,13 = 248,7 \text{ мм}$$

Длина подпружинника при статической нагрузке:

$$L_{ст}^{под} = 56 - 23,78 = 32,22 \text{ мм}$$

Длина подпружинника в состоянии, когда он сжат:

$$L_{в}^{под} = 56 - 29,5 = 26,5 \text{ мм}$$

Определим изменение длин пружины и подпружинника при ходе отбоя.»[5]

«Суммарный ход отбоя»[5]

$$1_{\text{отб}}^{\Sigma} = 78 \text{ мм} = 1_{\text{отб}}^{\text{пр}} + 1_{\text{отб}}^{\text{под}}$$

$$1_{\text{отб}}^{\text{пр}} / 1_{\text{отб}}^{\text{под}} = C_{\text{под}} / C_{\text{пр}} = 2,318$$

$$1_{\text{отб}}^{\text{под}} = 1_{\text{отб}}^{\text{пр}} / 2,318$$

$$1_{\text{отб}}^{\text{пр}} + 1_{\text{отб}}^{\text{пр}} / 2,318 = 78 \text{ мм}$$

Отсюда

$$1_{\text{отб}}^{\text{пр}} = 54,49 \text{ мм}; \quad 1_{\text{отб}}^{\text{под}} = 23,5 \text{ мм}$$

«Определим изменение длин пружины и подпружинника при динамическом ходе сжатия.

Суммарный ход сжатия»[5]

$$1_{\text{дин}}^{\Sigma} = 95,18 \text{ мм} = 1_{\text{дин}}^{\text{пр}} + 1_{\text{дин}}^{\text{под}}$$

$$1_{\text{дин}}^{\text{под}} = 29,5 - 23,78 = 5,72 \text{ мм}$$

$$1_{\text{дин}}^{\text{пр}} = 89,46 \text{ мм}$$

$$L_{\text{дин}}^{\text{пр}} = 248,7 - 89,46 = 159,24 \text{ мм}$$

Расчёт геометрических, весовых и силовых параметров пружины и подпружинника

«Диаметр прутка пружины:»[5]

$$d_{np} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot C_{np} \cdot i_p \cdot D_{cp}^3}{G}} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 39 \cdot 9,5 \cdot 7,2^3}{781000}} = 1,098 \text{ см} = 10,98 \text{ мм} \quad (53)$$

«Округляем в большую сторону и получаем:»[5] $d_{np} = 11 \text{ мм}$.

«Стороны прутка подпружинника:»[5]

$$a = \frac{C_{подпр} \cdot \pi \cdot D_o^3 \cdot i_p}{4 \cdot G \cdot \beta \cdot b^3} = \frac{90,42 \cdot \pi \cdot 7,41^3 \cdot 2}{4 \cdot 781000 \cdot 0,229 \cdot 0,64^3} = 1,232 \text{ см} \cong 1,23 \text{ см} \quad (54)$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{C_{подпр} \cdot \pi \cdot D_o^3 \cdot i_p}{4 \cdot G \cdot \beta \cdot a}} = \sqrt[3]{\frac{90,42 \cdot \pi \cdot 7,41^3 \cdot 2}{4 \cdot 781000 \cdot 0,229 \cdot 1,31}} = 0,627 \text{ см} \cong 0,63 \text{ см} \quad (55)$$

«Жёсткость пружины:»[5]

$$C_{np} = \frac{G \cdot d_{np}^4}{8 \cdot i_p \cdot D_{cp}^3} = \frac{781000 \cdot 1,1^4}{8 \cdot 9,5 \cdot 7,2^3} = 40,5 \text{ кГ/см} \quad (56)$$

«Жёсткость подпружинника:»[5]

$$C_{подпр} = \frac{4 \cdot G \cdot \beta \cdot a \cdot b^3}{\pi \cdot D_o^3 \cdot i_p} = \frac{4 \cdot 781000 \cdot 0,229 \cdot 1,23 \cdot 0,63^3}{\pi \cdot 7,41^3 \cdot 2} = 96,06 \text{ кГ/см} \quad (57)$$

«Длина пружины в свободном состоянии:»[5]

$$L_0 = L_{ст} + 1_{ст} = 248,7 + 55,13 = 303,83 \text{ мм.}$$

«Длина пружины, сжатой до соприкосновения витков:»[5]

$$L_в = i_п \cdot d_{пр} + i_п \cdot 0,25 + 0,05 \cdot d_{п} = 11 \cdot 11 + 11 \cdot 0,25 + 0,05 \cdot 11 = 124,3 \text{ мм}$$

«где $i_п$ - полное число витков пружины;

0,25 - коэффициент, учитывающий толщину покрытия и допуск на диаметр витка, мм.

0,05 - коэффициент, учитывающий допуск на длину концевых витков.

Межвитковый зазор в пружине при динамическом ходе сжатия:»[5]

$$\delta = \frac{L_{дин} - L_в}{i_p} = \frac{159,24 - 124,3}{9,5} = 3,7 \text{ мм} \quad (58)$$

«Нагрузка пружины при статической длине:»[5]

$$P_{ст} = 240,695 \text{ кГ}$$

«Нагрузка пружины при полном динамическом ходе сжатия»[5]

$$P_{дин} = (L_0 - L_{дин}) \cdot C_{пр} = (303,83 - 159,24) \cdot 39 = 585,59 \text{ кГ} \quad (59)$$

«Нагрузка пружины, сжатой до соприкосновения витков»[5]

$$P_в = (L_0 - L_в) \cdot C_{пр} = (303,83 - 124,3) \cdot 39 = 727,1 \text{ кГ} \quad (60)$$

«Нагрузка пружины при полном ходе отбоя:»[5]

$$P_{отб} = 1_{отб} \cdot C_{пр} = 5,449 \cdot 39 = 220,68 \text{ кГ} \quad (61)$$

«Длина навиваемого прутка пружины:»[5]

$$l_{\text{пр}} = \sqrt{(ip \cdot \pi \cdot d_{\text{сп}})^2 + (L_{\text{см}} - d_{\text{нп}})^2} + (in - ip) \cdot \pi \cdot d_{\text{сп}} = 2501,57 \text{ мм} \quad (62)$$

«Масса пружины:»[5]

$$m = \frac{\pi \cdot d_{\text{нп}}^2}{4} \cdot \ln p \cdot p = 237732,15 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1,85 \text{ кг} \quad (63)$$

«Нагрузка подпружинника, сжатого до соприкосновения витков:»[5]

$$P_{\text{в}} = (L_{\text{о}} - L_{\text{в}}) \cdot C_{\text{под}} = (5,6 - 2,95) \cdot 96,06 = 283,38 \text{ кг} \quad (64)$$

«Нагрузка подпружинника при полном ходе отбоя:»[5]

$$P_{\text{отб}} = l_{\text{отб}} \cdot C_{\text{под}} = 2,35 \cdot 96,06 = 225,74 \text{ кг} \quad (65)$$

«Длина навиваемого прутка подпружинника:»[5]

$$L_{\text{пр}} = \sqrt{(ip \cdot \pi \cdot d_{\text{сп}})^2 + (L_{\text{см}} - d_{\text{нп}})^2} + (in - ip) \cdot \pi \cdot d_{\text{сп}} = 815,7 \text{ мм} \quad (66)$$

«Масса подпружинника:»[5]

$$m = a \cdot b \cdot l_{\text{пр}} \cdot p = 6,3 \cdot 12,3 \cdot 815,7 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} = 0,49 \text{ кг} \quad (67)$$

Расчёт пружины на прочность

«Расчет напряжения в цилиндрической пружине, свитой из прутка круглого сечения, для любой i -ой нагрузки ведётся по формуле:»[5]

$$\tau_i = \frac{8 \cdot K \cdot D_{\text{сп}}}{\pi \cdot d_{\text{нп}}^3} \cdot P_i, \quad (68)$$

«где τ - текущее значение напряжения;

P_i - текущее значение нагрузки пружины, кГ»[5]

«К- коэффициент формы пружины, учит-й концентрацию напряжений на внутренней поверхности витка от кривизны прутка и действия поперечной силы.

Для определения коэффициента К различными авторами предложен ряд формул, основанных на использовании соотношения $W = D_{cp}/d_{пр} :>$ [5]

$$1. K = \frac{W + 0.5}{W - 0.75} \quad \text{или}$$

$$2. K = \frac{4 \cdot W + 1}{4 \cdot W - 4} + 0.615 \cdot \frac{1}{W} \quad \text{или}$$

$$3. K = 1 + \frac{5}{4 \cdot W} + \frac{7}{8 \cdot W^2} + \frac{1}{W^3}$$

«Результаты расчетов по этим формулам сведены в таблицу 2.15»[5]

Таблица 15 - Определение коэффициентов К

Формула №	1	2	3
Коэффициент К	1,261	1,276	1,260

«Напряжение сдвига при статической нагрузке:»[5]

$$\tau_{ст} = \frac{8 \cdot 1,266 \cdot 72}{\pi \cdot 13,1} \cdot 240,69 = 39,53 \text{ кГ / мм}^2 \quad (69)$$

«Напряжение сдвига при нагрузке динамического хода сжатия:»[5]

$$\tau_{дин} = \frac{8 \cdot 1,266 \cdot 72}{\pi \cdot 13,1^3} \cdot 585,59 = 71,77 \text{ кГ / мм}^2 \quad (70)$$

«Напряжение сдвига пружины, сжатой до соприкосновения витков:»[5]

$$\tau_{\epsilon} = \frac{8 \cdot 1,266 \cdot 72}{\pi \cdot 13,1^3} \cdot 727,1 = 94 \text{ кГ / мм}^2 \quad (71)$$

«Допускаемое напряжение для пружин из стали С2А для задней подвески обычно берется равным 90...97 кГ/мм². Таким образом, рассчитанная пружина удовлетворяет условиям прочности. Кроме того, на пружинах подвесок спортивных автомобилей допустимо превышение расчётных напряжений допускаемые.»[5]

Расчёт подпружинника на прочность

«Для пружин прямоугольного поперечного сечения напряжения сдвига определяются по формуле:»[5]

$$\tau_i = \frac{\kappa \cdot D_o}{2 \cdot W_{\kappa}} \cdot P_i \quad , \quad (72)$$

«где W_{κ} - момент сопротивления сечения вала кручению»[5]

$$W_{\kappa} = \alpha \cdot b \cdot a^2 \quad (73)$$

$\alpha = 0,246$ для отношения сторон $b/a = 2$

$\kappa = 2,9$

$$W_{\kappa} = 0,246 \cdot 6,4 \cdot 13,1^2 = 270,183 \text{ мм}^3$$

«При статической нагрузке:»[5]

$$\tau_{cm} = \frac{2,9 \cdot 74,1}{2 \cdot 270,183} \cdot 240,69 = 95,66 \text{ кГ / мм}^2 \quad (74)$$

«При нагрузке на подпружинник, сжатый до соприкосновения

ВИТКОВ:»[5]

$$\tau_s = \frac{2,9 \cdot 74,1}{2 \cdot 270,183} \cdot 283,38 = 227,47 \text{ кГ / мм}^2 \quad (75)$$

Предельные значения параметров пружины и подпружинника

«Податливость пружины:»[5]

$$\frac{1}{C_{пр}} = \frac{1}{4,05} = 0,247 \text{ мм / кГ} \quad (76)$$

«Податливость подпружинника:»[5]

$$\frac{1}{C_{под}} = \frac{1}{9,606} = 0,111 \text{ мм / кГ} \quad (77)$$

«Допуск на податливость берется $\pm 3\%$ от $1/C$

Для пружины:»[5]

$$\Delta \frac{1}{C} = \pm 0,03 \cdot \frac{1}{C_{пр}} = \pm 0,0074 \text{ мм / кГ} \quad (78)$$

«Для подпружинника:»[5]

$$\Delta \frac{1}{C} = \pm 0,0332 \text{ мм / кГ}$$

«Допуск на статическую нагрузку:»[5]

$$\Delta P_{ст} = \pm (0,04...0,06) \times P_{ст} = \pm (9,62...14,43)\text{кГ}$$

«Допуск на диаметр прутка :»[5]

Для $d_{пр} < 25 \text{ мм}$ $\Delta d_{пр} = \pm 0,05 \text{ мм}$

«Допуск на внутренний диаметр пружины:»[5]

$$\Delta d_{вн} = \pm 1 \% = \pm 1 \text{ мм}$$

Расчёт дополнительной жёсткости подвески

Жесткость рычагов стабилизатора

«Изгибную жесткость рычага стабилизатора можно рассчитать по формуле:»[5]

$$C_L = \frac{3EJ_x}{L^3}, \text{ Н/м} \quad (79)$$

«где J_x - осевой момент инерции сечения рычага, м^4 ;

для двутавра :»[5]

$$J_x = \frac{a \cdot h^3}{12} + \frac{6}{12}(H^3 - h^3) \quad (80)$$

« E – модуль продольной упругости материала.

Для стали принимаем $E = 2,11 \cdot 10^{11} \text{ Па}$.

L – длина рычага, м.»[5]

$$J_x = \frac{2 \cdot 24^3}{12} + \frac{20}{12}(30^3 - 24^3) = 24,3 \text{ м}^4$$

«Тогда жесткость рычага, приведенную к закрутке торсиона, можно рассчитать как»[5]

$$C_\phi = C_L \cdot L^2 = \frac{3EJ_x}{L}, \text{ Нм/рад} \quad (81)$$

$$C_{\phi 1} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 11 \cdot 10^{11} \cdot 24 \cdot 3}{0.229} = 6.71 \cdot 10^{13} \text{ Нм / рад}$$

«Левый и правый рычаг стабилизатора представляет собой двутавр. Двутавр обладает высокой прочностью и жесткостью. Так как рычаги стабилизатора абсолютно одинаковые производим расчет на жесткость для одного рычага. Отсюда следует что»[5] $C_{\phi 3} = 6.71 \cdot 10^{13} \text{ Нм / рад}$

Жёсткость торсиона на кручение

«Жесткость торсиона на кручение рассчитывается по формуле»[5]

$$C_{\phi 2} = \frac{GJ_p}{a}, \text{ Нм/рад,} \quad (82)$$

«где G — модуль сдвига (модуль упругости второго рода). Для титана принимаем $G = 4,41 \cdot 10^{10} \text{ Па}$

J_p — центробежный момент инерции сечения торсиона. для круга»[5]

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \text{ м}^4 \quad (83)$$

«a — длина торсиона, м.

Жесткость титанового торсиона диаметром 17 мм на кручение составляет»[5]

$$C_{\phi 2} = \frac{4,41 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot 0,017^4}{32 \cdot 1,08} = 335 \text{ Нм/рад} \quad (84)$$

Жесткость стабилизатора на кручение

«Жесткость стабилизатора на кручение рассчитывается по формуле:»[5]

$$C_{\varphi} = \frac{C_{\varphi 1} \cdot C_{\varphi 2} \cdot C_{\varphi 3}}{C_{\varphi 1} \cdot C_{\varphi 2} + C_{\varphi 1} \cdot C_{\varphi 3} + C_{\varphi 2} \cdot C_{\varphi 3}}, \text{ Нм/рад} \quad (85)$$

«Стабилизатор имеет жесткость»[5] 334 Нм/рад,

Силы на стойках привода стабилизатора и дополнительная угловая жесткость подвески

«Расчет усилий на стойках привода стабилизатора проводим для двух вариантов нагружения — при полном разноименном ходе подвески (для оценки нагруженности стабилизатора) и при ходе подвески ± 30 мм (для оценки дополнительной угловой жесткости подвески). Так как рычаги стабилизатора симметричны усилия и дополнительная жесткость будут одинаковыми при крене кузова в левую и правую стороны, поэтому расчеты проводим в одну сторону.

Момент закрутки стабилизатора»[5]

$$M_{\varphi} = C_{\varphi} \cdot \varphi_{cm}, \quad (86)$$

«где φ_{cm} — угол закрутки стабилизатора по рычагам.

Сила на стойке привода стабилизатора»[5]

$$P_{\varphi} = M_{\varphi} / l_{\varphi}, \quad (87)$$

«где l_{φ} — длина плеча стабилизатора.

Сила на колесе»[5]

$$P_{\varphi k} = P_{\varphi} / i_{cm}, \quad (88)$$

«где i_{cm} — передаточное число стойки привода стабилизатора.

Дополнительная жесткость подвески (на колесо)»[5]

$$C_{\kappa} = \frac{P_{\varphi k_{лев}} + P_{\varphi k_{прав}}}{2 \cdot h \cdot 9,81}, \text{ кГс/см}, \quad (89)$$

«где $h = 3$ см — ход подвески.

Результаты расчетов сведены в таблицу 16»[5]

Таблица 16 - Исходные данные и результаты расчётов

Расчетные параметры	Крен вправо	
	Полн.	ход ±30
Угол закрутки стабилизатора, град	63,6	16,6
Момент закрутки Стабилизатора	368	93
Длина левого плеча стабилизатора, мм	100,0	174,0
Длина правого плеча стабилизатора, мм	154,6	173,5
Сила на левой стойке привода стабилиз., Н	3680	534,5
Сила на правой стойке привода стабилиз., Н	2380	536
Передаточное число лево стойки привода стабил.	1,27	1,18
Передаточное число право стойки привода стабил.	1,18	1,17
Сила на левом колесе, Н	2898	453
Сила на правом колесе, Н	2017	458,1
Дополнительная жесткость подвески, кГ/см		15,5

Показатели нагруженности стабилизатора

«Максимальные касательные напряжения торсиона при разноименных ходах подвески. Расчет проводится по формуле:»[5]

$$\tau = \frac{M_{\max}}{W} \text{ Па} \quad (90)$$

«где - M_{\max} — максимальный момент закрутки торсиона, Нм ;

W — полярный момент сопротивления сечению, м³ ;»[5]

для круга $W = \frac{\pi d^3}{16}$

$$\tau = \frac{368}{9,64 \cdot 10^{-7}} = 382 \text{ МПа} = 38,9 \text{ кГ/см}^2 < [\tau] = 54,7 \text{ кГ/см}^2$$

Результаты и выводы

«Расчетная дополнительная жесткость подвески от стабилизатора диаметром»[5] 17мм составляет 15,5 кГ/см (15,2 Н/мм).

«Нагруженность стабилизатора поперечной устойчивости»[5] 38,9 кГ/см. Не «превышает нагруженность стабилизатора (39,7 кГ/см²).»[5]

Расчёт угловой жёсткости подвески

Схема автомобиля на рисунке 2.

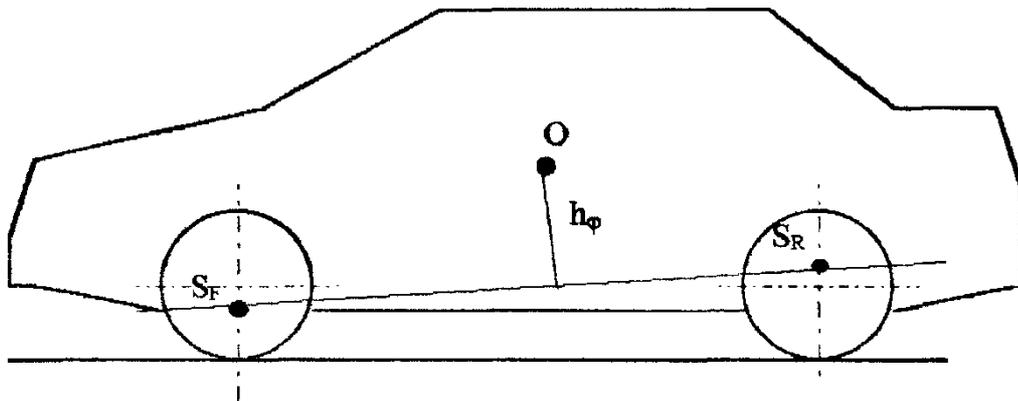


Рисунок 2 - Расположение оси крена автомобиля

«Здесь точка O - центр поддрессоренной массы.

Крен кузова автомобиля происходит относительно воображаемой линии, называемой осью крена, и соединяющей центры крена передней и задней подвесок. Центробежная сила (сила инерции) приложенная в точке O создаёт момент:»[5]

$$M = j_y \cdot m_n \cdot h_\phi \quad (91)$$

«где - m_n – поддрессоренная масса автомобиля, кг ;

j_y – боковое ускорение автомобиля, м/с² ;

h_ϕ – плечо крена (расстояние от точки O до оси крена).

Кроме того при смещении точки S и (или) точки O в сторону, возникает

момент от силы тяжести подрессоренной массы. Этот момент может быть вычислен по формуле:»[5]

$$M_2 = m_n \cdot g \cdot (h_\varphi \cdot \varphi + dy_s) \quad (92)$$

«Следует отметить, что величина h_φ также не является величиной постоянной, и зависит от угла крена φ .

Сумма моментов $M_1 + M_2$ (наружного и внутреннего) вызывает крен подрессоренной массы, в результате которого подвески наружных колёс совершают ход сжатия, а подвески внутренних – ход отбоя. При этом усилия в упругих элементах создают реактивный момент, уравнивающий сумму моментов $M_1 + M_2$. Уравнение установившегося крена можно записать как»[5]

$$j_y \cdot m_n \cdot h_\varphi + m_n \cdot g \cdot (h_\varphi \cdot \varphi + dy_s) = \varphi \cdot (C_{y12} + C_{y34}), \quad (93)$$

«где C_{y12} – угловая жесткость передней подвески, Нм/рад ;

C_{y34} – угловая жесткость задней подвески, Нм/рад.

Условие наименьшего кручения кузова обеспечивает такое распределение угловых жесткостей, что»[5]

$$(M_1 + M_2) / C_{y12} = (M_1 + M_2) / C_{y34} \quad (94)$$

«Угловая жёсткость задней подвески без стабилизатора, без учёта включения буферов сжатия, жёсткости верхней опоры может быть рассчитана как:»[5]

$$C_{y34} = 0,25 \cdot B^2 \cdot C_{n34} \quad (95)$$

«где - B – колея задних колес автомобиля, м;

C_{n34} – нормальная жёсткость задней подвески, Н/м;»[5]

$$C_{п34} = (C_{плев} + C_{пправ}) / I^2 , \quad (96)$$

«Где - $C_{псжат.}$ – нормальная жёсткость правой (левой) задней подвески при ходе сжатия Н/м;

$C_{потб.}$ – нормальная жёсткость левой (правой) задней подвески при ходе отбоя Н/м;

I – передаточное отношение подвески.

На ходе сжатия жёсткость упругого элемента (с прогрессивной характеристикой) примерно равняется жёсткости пружины, т.к. в процессе сжатия подпружинник сжимается до соприкосновения витков, а дальше действует пружина. На ходе отбоя жёсткость упругого элемента равняется эквивалентной жёсткости пружины и подпружинника.»[5]

$$C_{отб.} = 29920,5 \text{ Н/м};$$

$$C_{сжатия} = 38259 \text{ Н/м}.$$

«Нормальная жёсткость подвески:»[5]

$$C_{п34} = (29920,5 + 38259) / 1,1194 = 60907 \text{ Н/м};$$

«Угловая жесткость подвески:»[5]

$$C_{у34} = 0,25 \cdot 1,48^2 \cdot 60907 = 33352,7 \text{ Нм/рад};$$

«Угол крена подвески:»[5]

$$\varphi = m_{п} \cdot j_y / (C_{у34} - m_{п} \cdot g \cdot h_{\varphi}) \quad (97)$$

$$\varphi = 1050 \cdot 4 / (33352,7 - 1050 \cdot 9,81 \cdot 0,422) = 0,145 \text{ рад} = 8^{\circ}15'$$

$$\Delta C_{у34} = m_{п} \cdot j_y / \varphi + m_{п} \cdot g \cdot h_{\varphi} - C_{у34} \quad (98)$$

$$\Delta C_{у34} = 1050 \cdot 4 / 0,063 + 1050 \cdot 9,81 \cdot 0,422 - 33352,7 = 37660,8 \text{ Нм/рад}$$

«Согласно расчету расчётная максимальная дополнительная жёсткость

подвески от стабилизатора диаметром 17мм составляет $15,5 \text{ кГ/см} = 15200 \text{ Н/м}$; дополнительная угловая жёсткость при этом достигает $8323,52 \text{ Нм/рад}$. Таким образом для обеспечения условия: $\varphi = 3^\circ 6'$ при $j_y = 4 \text{ м/с}$ необходимо добавить ещё $37660,8 - 8323,52 = 29337,28 \text{ Нм/рад}$.

В процессе проектировочных расчетов задней подвески были достигнуты основные цели данного дипломного проекта, т.е. улучшенная управляемость и устойчивость автомобиля благодаря повышенной угловой жёсткости спроектированной подвески, низкое расположение центра её крена, применение упругих элементов с прогрессивной характеристикой, применение стабилизатора поперечной устойчивости.»[5]

Вывод

«В процессе проектировочных расчетов задней подвески были достигнуты основные цели данного дипломного проекта, т.е. улучшенная управляемость и устойчивость автомобиля благодаря повышенной угловой жёсткости спроектированной подвески, низкое расположение центра её крена, применение упругих элементов с прогрессивной характеристикой, применение стабилизатора поперечной устойчивости.»[5]

3 Технологическая часть

3.1 Анализ технологичности конструкции задней подвески

3.1.1 Изменения конструкции, приводящие к изменению техпроцесса

«По составу и общему количеству деталей проектируемая подвеска, существенно отличается от базовой. Проектируемая подвеска, в отличие от базовой, является независимой и крепится к поперечине задней подвески, который в свою очередь монтируется на кузов автомобиля.

В связи с этим, технология сборки проектируемой подвески для легкового переднеприводного автомобиля LADA VESTA, усложняется и увеличивается время на сборку в сравнении с базовым вариантом исполнения задней подвески.»[5]

3.1.2 Общие требования к технологичности конструкции подвески

«- Возможность узловой сборки.

Сборка задней независимой подвески может осуществляться независимо от сборки всего автомобиля.

- Возможность одновременного и независимого присоединения узлов к базовому элементу изделия.

Ходовая часть соединяется с трансмиссией и после этого монтируется на кузов автомобиля вместе с ней.

- Возможность механизации сборочных работ.

Сборочные работы полностью механизированы.

- Инструментальная доступность.

Инструмент располагается недалеко от рабочего (не более 1,5м) и на приемлемой высоте (около 1м), что обеспечивает хороший доступ к нему.

- Контролепригодность.

Моменты затяжки болтов контролируются самим пневмоинструментом.

- Высокая степень унификации деталей и сборочных единиц.

Большинство деталей проектируемой задней независимой подвески унифицировано с серийно выпускаемой подвеской автомобиля LADA VESTA.

- Применение несложных сборочных приспособлений.

Используются такие приспособления как рабочий стол и устройство для поддержки привода колеса.

- Использование методов обеспечения точности.

Использование метода полной взаимозаменяемости.»[5]

3.2 Разработка технологической схемы сборки задней независимой подвески

«Производственный процесс представляет собой последовательность этапов, которые включают установку и сборку различных компонентов изделия в соответствии со стандартами ГОСТ 2387-79. Этот процесс включает в себя сборочные операции, которые включают в себя соединение различных частей заготовки или готового изделия. Технологический переход является завершающим этапом производственного процесса, и он осуществляется с использованием того же оборудования и установок, что и на предыдущих этапах.

3.2.1 Составление перечня сборочных работ

«Перечень представлен в виде таблицы, содержащей названия сборочных операций, расположенных в порядке, определенном технологическими схемами сборки для общей и компонентной сборки, а также информацию о предоставлении всех необходимых видов сборки.

Эти операции весьма разнообразны и могут быть определены только путем расчета и анализа конкретных условий сборки. К ним относятся полная и точная механическая обработка деталей перед сборкой, методы, используемые для достижения замыкания, технологические приемы, используемые для выполнения соединений, и другие.

В зависимости от цели, процесс может быть разделен на несколько этапов, включая обработку, упаковку, демонтаж, изготовление отдельных компонентов, сборку соединений компонентов и действия, связанные с методами подъема и регулировки, выполняемые в зоне сборки.»[5]

Производственный процесс будет подробно описан ниже. В ходе этого процесса предварительно определенный продукт характеризуется перед изготовлением, и определяется, подходит ли он для крупномасштабного производства. «Крупномасштабное производство предполагает широкое использование специализированного оборудования, механизацию и автоматизацию производственных процессов. Строго придерживаясь принципа функциональной совместимости и назначая конкретные задачи соответствующему оборудованию с целью их упорядочивания в техническом процессе, можно добиться значительного сокращения времени сборки. Наиболее совершенной формой массового производства является непрерывное производство, которое предполагает одинаковое время обработки на каждом этапе производственной линии. Это гарантирует, что продукция обрабатывается и собирается в установленные сроки без задержек. Для выполнения задач, не укладывающихся в установленный производственный цикл, могут использоваться дополнительные инструменты.

В ходе производственного процесса осуществляется непрерывный контроль перемещения между этапами, что позволяет выполнять все операции одновременно на каждом рабочем месте. Список задач по сборке приведен в таблице 17.»[5]

«Таблица 17 – Перечень сборочных работ

N оп	Основное и дополнительное содержание перехода	Операционное вр., топ, мин
1	2	3
1. Сборка ступицы левого заднего колеса		
1	Вынуть из ящика ступицу заднего колеса и осмотреть со всех сторон	0,15
2	Зафиксировать ступицу в приспособление	0,27
3	Вынуть и осмотреть рычаг задней подвески с растяжками в сборе	0,19
4	Зафиксировать на рычаг задней подвески технологическое приспособление	0,28
5	Наживить верхний конец приспособления в отверстие в ступице заднего колеса	0,56
6	Закрепить рычаг	0,49
7	Закрепить гайку крепления рычага задней подвески к ступице, придерживая головки болтов от проворота	0,55
8	Вынуть и осмотреть рычаг стабилизатора в сборе	0,55
9	Зафиксировать на рычаг стабилизатора технологическое приспособление	0,58
10	Закрепить рычаг	0,56
11	Закрепить гайку крепления рычага стабилизатора задней подвески к рычагу задней подвески, придерживая головки болтов от проворота	0,31
12	Перенести ступицу с рычагами в сборе на основную сборку	
Итого:		4,49
2. Монтаж задней подвески на поперечине		
1	Вынуть и Зафиксировать поперечину задней подвески на приспособление закрепив его	0,19
2	Вынуть ступицу с рычагами в сборе и осмотреть	0,16
3	Наживить задние концы рычага задней подвески в кронштейны на подрамнике, отцентрировать и наживить их болтами, шайбами пружинными и гайками	0,32
4	Зафиксировать на рычаг стабилизатора технологическое приспособление	0,28
5	Вынуть стабилизатор в сборе	
6	Закрепить стабилизатор в сборе на рычаге стабилизатора	0,25

Продолжение таблицы 17

№ оп	Основное и дополнительное содержание перехода	Операционное вр., топ, мин
7	Закрепить гайку крепления стабилизатора	0,22
8	Вынуть и осмотреть стойку телескопическую с чашками и пружинами в сборе	0,35
9	Закрепить стойку телескопическую с помощью болтов	0,42
10	Зафиксировать правую ступицу колеса с рычагами в сборе на подрамник проделать аналогичные операции как и с левой ступицей	0,28 1,69
11	Разфиксировать заднюю подвеску в сборе с приспособления	0,2
12	для сборки	0,15
	Перенести на конвейер для установки на автомобиль	
	Итого:	4,51
	Всего Σt оп	9,00

3.2.2 Определение трудоемкости сборки задней подвески

Общее оперативное время на все виды работ по сборке задней независимой подвески определяем как сумму отдельных оперативных времен:»[5]

$$t_{оп}^{ОБЩ} = \Sigma t_{оп} = 4.49 + 4.51 = 9.00 \text{ мин} \quad (99)$$

«Суммарная трудоемкость сборки задней независимой подвески:»[5]

$$t_{шт}^{ОБЩ} = t_{оп}^{ОБЩ} + t_{оп}^{ОБЩ} \cdot (\alpha + \beta) / 100 = 9.00 + 9.00 \cdot (2 + 4) / 100 = 9.54 \text{ мин}, \quad (100)$$

«где α – часть оперативного времени на организационно-техническое обслуживание рабочего места в процентах. Принимаем $\alpha = 2\%$;

β – часть оперативного времени на перерывы для отдыха в процентах. Принимаем $\beta = 4\%$.»[5]

3.3 Определение типа производства

«Тип производства при сборке определяем по таблице в зависимости от годового выпуска автомобилей и ориентировочной определенной суммарной трудоемкости сборки подвески. Принимаем крупносерийное производство.

Определяем такт выпуска автомобилей:»[5]

$$T_B = \frac{F_d \cdot 60m}{N} = \frac{4015 \cdot 60}{45000} = 5,35_{мин} , \quad (101)$$

«где F_d – действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования в одну смену;

m – количество рабочих смен в сутки;

N – годовой объем выпуска автомобилей.»[5]

3.4 Выбор организационной формы сборки

«Учитывая конструкцию подвески, ее размеры и массу, объем выпуска, сроки (длительность) выпуска и тип производства принимаем как организационную форму сборки подвижную поточную сборку с расчленением процесса на операции и передачей собираемого объекта от одной позиции к другой посредством механических транспортирующих устройств.»[5] Маршрутная технология представлена в таблице 18.

3.5 Составление маршрутной технологии

«Таблица 18 – Технологическая карта

N операции	Операция	Содержание переходов	Приспособлени е	Врем я
1	2	3	4	5
1. Сборка ступицы левого заднего колеса				
005	Сборка ступицы левого заднего колеса	<p>Достаньте ступицу заднего колеса из коробки и осмотрите ее со всех сторон.</p> <p>Зафиксируйте ступицу в приспособлении.</p> <p>Достаньте из коробки рычаг задней подвески в сборе со стяжными тягами и осмотрите его. Установите технологическое приспособление на рычаг задней подвески.</p> <p>Вставьте верхний конец приспособления в отверстие в ступице заднего колеса.</p> <p>Закрепите рычаг.</p> <p>Закрепите гайку, крепящую рычаг задней подвески к ступице, удерживая головки болтов от проворачивания.</p> <p>Достаньте рычаг стабилизатора в сборе из коробки и осмотрите его. Закрепите технологическое устройство на рычаге стабилизатора.</p> <p>На этом этапе необходимо закрепить рычаг стабилизатора. Затем закрепите гайку, крепящую рычаг стабилизатора задней подвески к рычагу задней подвески, не допуская проворачивания головок болтов.</p> <p>Наконец, перенесите ступицу и рычаг в сборе в основной узел.</p>	<p>Приспособлени е для сборки ступицы</p> <p>Пневмогайковерт</p> <p>Ключи</p> <p>Устройство для настройки гайковерта</p>	4,8

Продолжение таблицы 18

N операции	Операция	Содержание переходов	Приспособление	Время
2. Монтаж задней подвески на подрамнике				
010	Монтаж задней подвески на подрамнике	<p>Снимите поперечину задней подвески и закрепите ее в приспособлении.</p> <p>Снимите ступицу и рычаг в сборе и осмотрите их.</p> <p>Вставьте задние концы рычагов задней подвески в кронштейны на подрамнике, убедитесь, что они отцентрированы, и затяните их болтами, пружинными шайбами и гайками.</p> <p>Прикрепите технологию к рычагу стабилизатора.</p> <p>Снимите стабилизатор в сборе.</p> <p>Прикрепите стабилизатор в сборе к кронштейну стабилизатора.</p> <p>Закрепите гайку крепления стабилизатора.</p> <p>Снимите и осмотрите телескопическую стойку в сборе с чашками и пружинами.</p> <p>Закрепите телескопическую стойку болтами.</p> <p>Закрепите ступицу правого колеса с рычагами в сборе на подрамнике и выполните те же операции, что и с левой ступицей.</p> <p>Снимите узел задней подвески с монтажного приспособления.</p> <p>Передайте на конвейер для установки на автомобиль.</p>	<p>Грузонесущий подвесной конвейер.</p> <p>Приспособление для сборки задней подвески на подрамнике</p> <p>Стол рабочий</p> <p>Пневмогайковёрт</p> <p>Ключи</p> <p>Устройство для настройки гайковерта</p>	4,83

Вывод»[5]

В механизме деятельности над дипломной деятельностью мы выработали блок-схему и методику маршрутизации, которая представлена в чертеже формата А1.

4 Безопасность и экологичность объекта

4.1 Описание рабочего места, оборудования, выполняемых операций

Схема рабочей зоны для инженерно-технических работников представлена на рисунке 3.

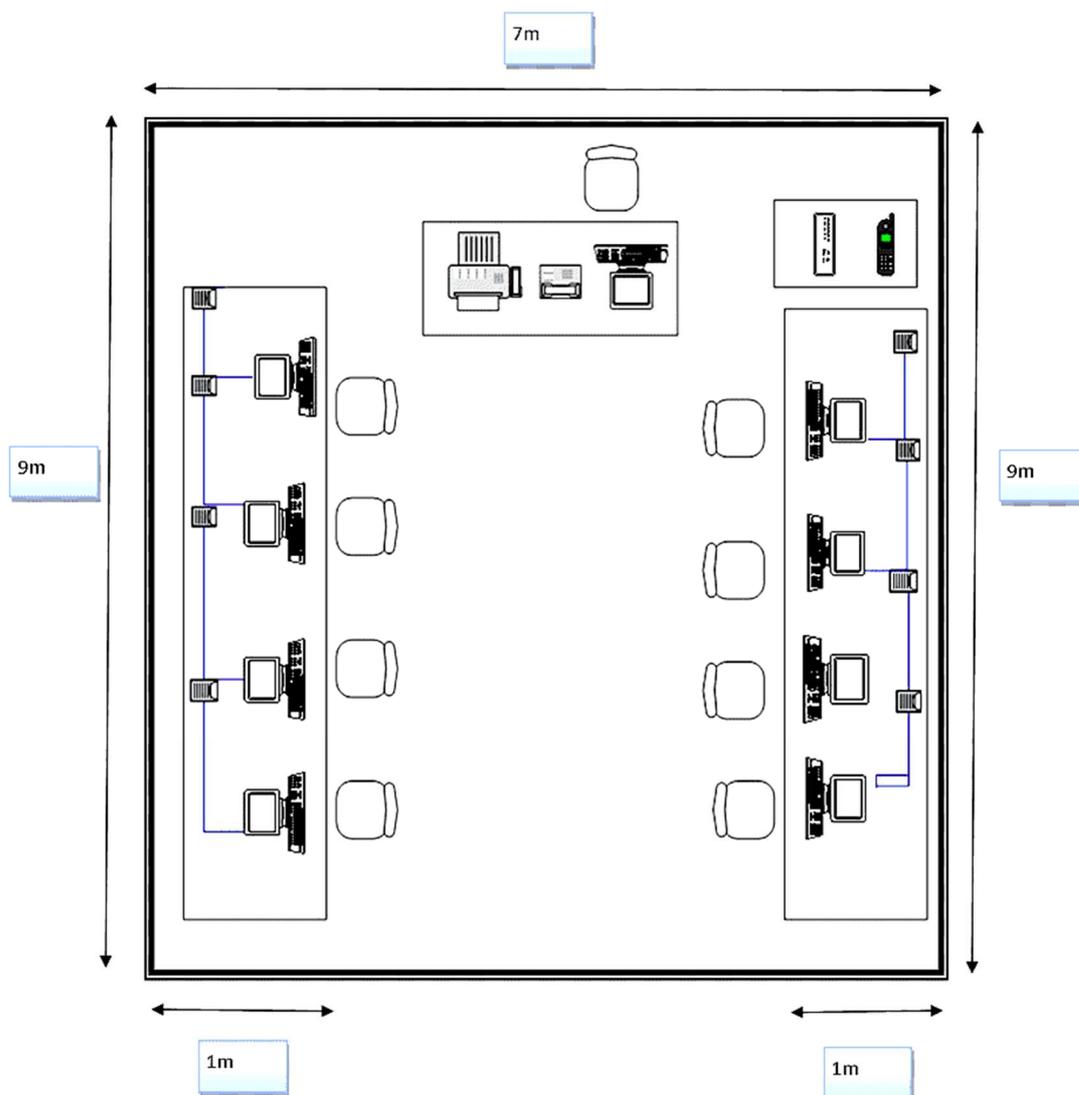


Рисунок 3 – Схема рабочей зоны ИТР

«Основные операции дипломного проекта включают:

выполнение чертежей, расчёты и составление пояснительной записки.

Эти операции осуществляются на компьютерах или Pentium. Кроме техники они требуют различного программного обеспечения, соответствующих знаний, а также дополнительного (по сравнению с выполнением дипломного проекта

вручную) времени на ввод информации и вывод результатов на печать. Для вывода на печать существуют специальные устройства, с которыми очень часто приходится иметь дело (принтеры, плоттеры). Большая же часть работы выполнена на компьютерах машинного зала НТЦ.

Рабочее место находится в машинном зале НТЦ. Это помещение площадью 6x10 м² и высотой 4м, в котором расположены терминалы и персональные вычислительные машины (далее - ВДТ и ПЭВМ) в количестве 8 комплектов. Помимо этого в помещении расположены устройства для вывода на печать и серверы.»[7]

4.2 Опасные и вредные производственные факторы

«Основными опасными и вредными производственными факторами при работе с ВДТ и ПЭВМ являются: повышенный уровень статического электричества; повышенное напряжение в электроцепи; электромагнитные излучения; ионизация окружающего воздуха. Источниками шума и вибраций являются: устройства, выводящие на печать (принтер, плоттер), системные блоки, клавиатура. Источниками повышенного уровня статического электричества, электромагнитных излучений, ионизации окружающего воздуха являются, в основном, дисплеи, а также системные блоки, серверы.»[7]

«Опасные и вредные производственные факторы указаны в таблице 19, с указанием видов работ или оборудования, при работе на котором он встречается.

Напряжение питания ВДТ и ПЭВМ (220 В) при несоблюдении мер безопасности представляет собой серьезную опасность для здоровья и жизни людей.

Машинный зал по пожарной опасности относится к категории Д – это производства, в которых обрабатываются негорючие вещества и материалы в холодном состоянии (цеха холодной обработки материалов и т.д.).»[7]

Таблица 19 – Опасные и вредные производственные факторы

Название профессионального риска	Рабочие ситуации и техническое оборудование для работы с опасными производственными элементами.
Статическое электричество	Производится функциями компьютера, От работы плоттеров, принтеров, системного оборудования и серверов.
Высокое напряжение вэлектрических цепях.	Подключение электрооборудования.
Излучениеэлектромагнитных волн.	Генерируется в результате работы. Компьютера, VDT, блока операционной системы и сервера
Ионизация окружающего воздуха.	Производится в результате работы. ПК и VDT, а также блока питания и сервера.
Монотонная работа.	Вырабатывается в результате работы
Перегрузка (оптических) анализаторов.	Возникает в результате эксплуатации персонального компьютера
Статическая нагрузка	Появились в результате работы Возникли в результате длительного сидения

4.3 Воздействие производственного фактора на организм работающих

«Высокое напряжение в электроцепи приводит к тому ,что в случае контакта человека с электрическим током сильно поражается человек.

Ионизация окружающего воздуха приводит к чувству усталости, может наблюдаться тошнота.

Монотонность труда приводит к быстрой утомляемости человека, способствует снижению внимания и увеличению числа ошибок при выполнении работы, снижается производительность труда и ухудшается качество работы.

Перенапряжение анализаторов в нашем случае зрения. Высокая долговременная нагрузка на зрительные анализаторы приводит к постепенному снижению зрения, появлению близорукости и дальнозоркости, астигматизму глаза.

Статическая нагрузка приводит к ухудшению кровообращения, а также появляется раздражительность и утомляемость.»[7]

4.4 Организационные, технические мероприятия по созданию безопасных условий труда

«Для снижения и предотвращения воздействия ОВПФ необходимо строго соблюдать правила техники безопасности и выполнять санитарно гигиенические нормы. Для снижения утомляемости, повышения производительности и качества работ выполняются следующие требования и проводятся мероприятия при работе с ВДТ и ПЭВМ

4.5 Экологическая экспертиза машинного зала

«Машинное отделение - это помещение с высокой концентрацией оргтехники, электромагнитного излучения, ионизации воздуха, статического электричества, шума и оборудования, создающего вибрацию. Такое воздействие вызывает у работников физическое недомогание, снижает производительность труда и ухудшает память.

4.6 Безопасность в чрезвычайных и аварийных ситуациях

«При несчастном случае немедленно сообщите руководителю, ближайшему технику и обратитесь в пункт первой помощи.

Если вы видите, что другие работники нарушают инструкции или подвергают опасности окружающих, не оставляйте их без присмотра, а предупредите их и сообщите руководителю участка о необходимости соблюдения требований безопасности на рабочем месте.»[7]

Вывод

- Обнаружены рискованные и небезопасные факторы процесса интеграции.
- Предопределены контрмеры по уменьшению воздействия нецелесообразных и опаснейших технологических факторов.
- Изложены реагирования, которые необходимо осуществить в моменте формирования экстренной или непредвиденной обстановке на промышленном субъекте.
- При установлении контрмер перестраховки субъект должен считаться оптимальным для граждан и окружающего сообщества.

5 Экономическая эффективность проекта

5.1 Расчет себестоимости проектной конструкции подвески.

«Таблица 20 – Исходные данные для расчет себестоимости изделия

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Выпуск изделий в год	Уг.	Шт.	45000
Страховой взнос в структуры ФОМС, ПФР, ФСС	Есц.	%	30
Расходы общие заводские	Ео.зав.	%	215
Коммерческие расходы	Ек.	%	5
Содержательные и эксплуатационные расходы на оборудование	Еоб.	%	194
Транспортные заготовительные расходы	Кт.зр.	%	1,45
Цеховые расходы	Ецх	%	183
Расходы на оснащение и инструменты	Еинс.	%	3
Рентабельность плана накопительного	Крнт.	%	30
Доплаты и выплаты не связанные с производством	Квп.	%	12
Премии и доплаты связанные с производством	Кпрм.	%	23
Возвратные отходы производства	Квт	%	1
Часовой тариф – 4 разряд	Ср4	руб.	72,24
Часовой тариф – 6 разряд	Ср6	руб.	93,81
Образующие капитал инвестиции	Ки	%	8,30

Расходы "Сырье и материалы" производится»[8]

$$M = C_{M_i} \cdot Q_{M_i} \cdot \left(1 + \frac{K_{m.зр}}{100} - \frac{K_{вм}}{100} \right) \quad (102)$$

«где Ц_М – оптовая цена материала i-го вида,руб.;

Q_М – норма расхода материала i-го вида,кг.,м.;

К_{т.зр} – коэффициент транспортно-заготовительных расходов,%;

К_{вм} – коэффициент возвратных отходов,%;

Таблица 21 - Расчет затрат на сырье и материалы

Наименование	Ед.изм	Цена за	Норма	Сумма
Металлопрокат	тонн	36355	0,002	72,71
Дробь ДСЛ-8	тонн	8941,18	0,0082	73,32
Эмаль П-ЭП-45	тонн	131000	0,0002	26,2
Итого материалов:				172,23
Электрoэнергия	Квт.ч	2,582	1,78	4,60
Газ	м3	1,177	0,238	0,28
Итого:				177,10
К _{т.зр}		1,45		2,57
К _{вм}		1		1,77
Всего				181,44

$$M = 181.44$$

Расходы Покупные изделия и полуфабрикаты»[8]

$$P_u = C_i \cdot n_i \cdot \left(1 + \frac{K_{m.зр}}{100} \right) \quad (103)$$

«где Ц_и - оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i-го вида,руб.; n_и - количество покупных изделий и полуфабрикатов i-го вида,шт.»[8]

«Таблица 22 - Расчет затрат на покупные изделия

Наименование изделия	Цена,руб.	Кол-во,шт.	Сумма, руб.
Пружина бочкообразная	1118	2	2236,00
Нижняя изолирующая прокладка пружины подвески	11,86	2	23,72
Верхняя изолирующая прокладка пружины	27	2	54,00
Буфер хода сжатия	243	2	
Болт крепления верхней продольной штанги	15	4	60,00
Итого			2373,72
Ктз		1,45	34,42
Всего			2408,14

Пи = 2408.14

Расходы "Основная заработная плата

производственных рабочих" производится по формуле:

$$Z_o = Z_T \cdot \left(1 + \frac{K_{прм.}}{100} \right) \quad (104)$$

где Z_T - тарифная заработная плата,руб.,которая рассчитывается по формуле:

$$Z_T = C_{р.і} \cdot T_i \quad (105)$$

где $C_{р.і}$ - часовая тарифная ставка,руб.;

T_i - трудоёмкость выполнения операции,час.;

$K_{прем}$ - коэффициент премий и доплат,

связанных с работой на производстве,%.»[8]

«Таблица 23 - Расчет затрат на выполнение операций

Виды операций	Разряд	Трудоемк.	Тариф	Зар.Пл. осн.
Сборка стойки телескопической	4	0,11	72,24	7,95
Сборка продольной тяги	4	0,11	72,24	7,95
Контрольно-испытательная	6	0,08	93,81	7,50
Итого				23,40
Премияльные доплаты			23	5,38
Основная з/п				28,78

$Z_o = 28.78$ »[8]

«Расходы "Дополнительная заработная плата производственных рабочих" выполняется по формуле:»[8]

$$K_{\text{ВП}} = 0.12 \quad (106)$$

$$З_{\text{дп}} = З_0 \cdot K_{\text{ВП}}$$

$$З_{\text{дп}} = 28.78 \cdot 0.12 = 3.45$$

«где $K_{\text{ВП}}$ – коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве,%.

Расходы "Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС" выполняется по формуле:»[8]

$$E_{\text{с.н}} = 0.30 \quad (107)$$

$$C_{\text{с.н}} = (З_0 + З_{\text{дп}}) \cdot E_{\text{сц.н}}$$

$$C_{\text{с.н}} = (28.78 + 3.45) \cdot 0.30 = 9.67$$

«где $E_{\text{сц.н}}$ - коэффициент отчислений в страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС,%;

Расходы "Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования" выполняется по формуле:»[8]

$$E_{\text{об}} = 1.94 \quad (108)$$

$$C_{\text{с.об}} = З_0 \cdot E_{\text{обор}}$$

$$C_{\text{с.об}} = 28.78 \cdot 1.94 = 55.83$$

«где $E_{\text{об}}$ - коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования,%;

Расходы "Цеховые расходы" выполняется по формуле:»[8]

$$E_{\text{цх}} = 1.83 \quad (109)$$

$$C_{\text{цх}} = З_0 \cdot E_{\text{цх}}$$

$$C_{\text{цх}} = 28.78 \cdot 1.83 = 52.67$$

где $E_{\text{цх}}$ - коэффициент цеховых расходов,%;

«Расходы "Расходы на инструмент и оснастку" выполняется по формуле:»[8]

$$E_{\text{инс}} = 0.03$$

$$C_{\text{инс}} = Z_0 \cdot E_{\text{инстр}} \quad (110)$$

$$C_{\text{инс}} = 28.78 \cdot 0.03 = 0.86$$

«где $E_{\text{инс}}$ - коэффициент расходов на инструмент и оснастку,%;

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле:»[8]

$$C_{\text{цх.с.с.}} = M + \Pi_{\text{и}} + Z_0 + C_{\text{сц.н}} + Z_{\text{дп}} + C_{\text{с.об}} + C_{\text{цх}} + C_{\text{инс}} \quad (111)$$

$$C_{\text{цх.с.с.}} = 181.44 + 2408.14 + 28.78 + 9.67 + 3.45 + 55.83 + 52.67 + 0.86 = 2740.85$$

«Расходы "Общезаводские расходы" выполняется по формуле:»[8]

$$E_{\text{о.зав}} = 2.15$$

$$C_{\text{о.зав}} = Z_0 \cdot E_{\text{о.зав}} \quad (112)$$

$$C_{\text{о.зав}} = 28.78 \cdot 2.15 = 61.88$$

«где $E_{\text{о.зав}}$ - коэффициент общезаводских расходов,%;

Расчет общезаводской себестоимости выполняется по формуле:»[8]

$$C_{\text{о.зав.с.с.}} = C_{\text{о.зав}} + C_{\text{цх.с.с.}} \quad (113)$$

$$C_{\text{о.зав.с.с.}} = 61.88 + 2740.85 = 2802.72$$

«Расходы "Коммерческие расходы" выполняется по формуле:»[8]

$$E_{\text{к}} = 0.05$$

$$C_{\text{к}} = C_{\text{о.зав.с.с.}} \cdot E_{\text{к}} \quad (114)$$

$$C_{\text{к}} = 2802.72 \cdot 0.05 = 140.14$$

«где E_k - коэффициент коммерческих расходов,%;

Расчет полной себестоимости выполняется по формуле:»[8]

$$C_{п.пр.} = C_{о.зав.с.с.} + C_k \quad (115)$$

$$C_{п.пр.} = 2802.72 + 140.14 = 2942.86$$

«Расчет отпускной цены для проектируемого узла выполняется по формуле:

$$K_{рнт} = 0.3 \quad C_{п.б.} = 2420.38 \quad (116)$$

$$C_{от.пр.} = C_{п.б.} \cdot (1 + K_{рнт}) \quad C_{о.пр.} = 3146.49$$

где $K_{рнт}$ - коэффициент рентабельности и плановых накоплений равный 30%;

Сравнительная калькуляция представлена в таблице 24.

Таблица 24 - Сравнительная калькуляция себестоимости базовой и проектируемой конструкции.

Наименование показателей	Обознач.	Затр.на	Затр.на
Основные материалы	М	171,40	181,44
Комплектующие изделия	Пи	1950,20	2408,14
Заработная плата	Зо	24,78	28,78
Дополнительная зар.плата	Зд	2,97	3,45
Страховой взнос в ПФР,	Сс.н.	8,33	9,67
Содержательные и экспл.	Сс.обор	48,07	55,83
Цеховые расходы	Сцх	45,35	52,67
Расходы на оснащение и INSTR.	Синс	0,74	0,86
Себестоимость по цеху	Сц.с.с.	2251,84	2740,85
Общие заводские расходы	Со.зав	53,28	61,88
Себестоимость по заводу	Со.зав.с.с.	2305,12	2802,72
Коммерч. расходы	Ск	115,26	140,14
Себестоимость	Спол	2420,38	2942,86
Цена	Цот	3146,49	3825,72

5.2 Расчет точки безубыточности

Определение переменных затрат на единицу изделия:

$$Зперуд = М + Пи + Зо + Здп + C_{сц.н} \quad (117)$$

$$Зперуд = 181.44 + 2408.14 + 28.78 + 3.45 + 9.67 = 2631.48$$

на годовую программу выпуска изделия:»[8]

$$Зпер = Зперуд \cdot V_{Г} \quad V_{Г} = 45000 \quad (118)$$

$$Зпер = 2631.48 \cdot 45000 = 118416765.6 \quad (119)$$

«Определение постоянных затрат на единицу

изделия: Амортизационные отчисления, руб. :»[8]

$$Ам.у = \frac{(Сс.об + Синс) \cdot НА}{100} \quad НА = 13 \quad (120)$$

$$Ам.уд. = ((55.83 + 0.86) \cdot 13) / 100 = 7.37$$

«здесь НА - доля амортизационных отчислений, %;»[8]

Выводы и рекомендации

Новая задняя подвеска дороже базовой конструкции, но она лучше работает. Это повышает долговечность задней подвески и автомобиля в целом. Это хорошая новость для производителя. Новая задняя подвеска более долговечна, что позволило компании сэкономить деньги. Проект оправдал себя. Задняя подвеска теперь в 1,35 раза долговечнее, а положительный экономический эффект составляет 1,17.

Компания может покрыть свои расходы за счет продаж 27 210 единиц. При запланированном объеме производства в 45 000 единиц компания получит чистую прибыль в размере 553 850 979,99 руб.

Проект окупится менее чем за год, поэтому риски невелики. Данные хорошие, так что теперь мы можем подавать заявки на новые автомобили.

Заключение

Анализ выбора схем подвески, стадии проектирования и сравнение с ближайшими аналогами привели к выводу, что наиболее удачное сочетание решений отмеченных вопросов может быть достигнуто за счет технологической отработки выбранной схемы подвески.

Проектируемый вариант системы подвески является наименее технологически сложным в изготовлении по отношению к системе передней подвески и способен решить все основные задачи модернизации.

Анализ экономической эффективности показывает, что при учете всех значимых факторов проектируемая независимая задняя подвеска имеет явные преимущества по потребительским и эксплуатационным свойствам.

Дальнейшее повышение потребительских качеств подвески может быть достигнуто за счет применения несущего подрамника с упругим креплением к кузову. Такая конфигурация позволит более полно решить задачи шумоизоляции и кинематической точности.

Конструкторскими подразделениями ДТР ОАО "АвтоВАЗ" накоплен значительный опыт в разработке подвесок типа MacPherson. Этот опыт позволяет позиционировать появление таких подвесок для задней оси на модернизированных и перспективных автомобилях ВАЗ.

Список используемых источников

1. Васильев, Б.С. Автомобильный справочник / Б.С. Васильев, - М. : Машиностроение, 2004. - 704 с: ил. - Библиогр. : с. 696. – Прил. : с. 483-695.
2. Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: учеб. Пособие / Л. А. Черепанов; ТолПИ. - Тольятти: ТолПИ, 2001.- 40 с: ил. - Библиогр. : с. 39.
3. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Легковые автомобили. / Б.В. Кисуленко, – М. : Автополис-плюс, 2005. - 482 с.
4. Лукин, П.П. Конструирование и расчёт автомобиля / П.П. Лукин;. – М. : Машиностроение, 1984. -376 с.
5. Анурьев, В.И. Справочник технолога машиностроителя / В.И. Анурьев;. – М. : Машиностроение, 1980. – 688 с.
6. Егоров, А.Г. Методические указания к выполнению дипломных проектов технического направления / А.Г. Егоров;. - Тольятти 1988. - 35 с.
7. Горина, Л.Н. Обеспечение безопасности труда на производстве / Л.Н. Горина;. - Тольятти 2002. – 34 с.
8. Капрова, В.Г. Методические указания по технико-экономическому обоснованию дипломного проекта конструкторского и исследовательского направлений для студентов специальности 150100 – “Авто-мобиле- и тракторостроение”. / В.Г.Капрова;. Тольятти: ТГУ. 2003. – 50 с.
9. Куклин, Н.Г. Детали машин / Н.Г. Куклин;. – М. : Высшая школа, 1973. - 384с.
10. Кузнецов, Б.А. Краткий автомобильный справочник / Б.А. Кузнецов. - М. : Транспорт, 1984. – 250 с.
11. Гришкевич, А.И. Конструкция, конструирование и расчет автомобиля / А.И. Гришкевич;. - М. : Высшая школа, 1987.–377 с.
12. Малкин, В.С. Конструкция и расчет автомобиля / В.С. Малкин; - КуАИ, 1978. – 195 с.
13. Лысов, М.И. Машиностроение / М.И. Лысов;. - М. : Машиностроение, 1972.– 233 с.
14. Осепчугов, В.В.; Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета / В.В.

- Осепчугов; А.К. Фрумкин; - М. : Машиностроение, 1989.-304с.
- 15.Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко; - Киев: Наукова думка, 1988.-736с.
16. Бюллетень нормативных актов федеральных органов исполнительной власти, № 39,2003; Информационный фонд НТЦ "Система".
- 17.Раскин, А.М., Основы расчета и указания к дипломному проектированию агрегатов шасси автомобиля / А.М. Раскин; А.Ф. Яшин; - Саратов: Ротапринт, 1975.-68с.
18. Родионов, В. Ф., Легковые автомобили / В.Ф. Родионов; Б.М. Фиттерман; - М. : Машиностроение, 1971.-376с.
- 19.Фчеркан, Н. С. Детали машин. Справочник. Т.3. / Н.С. Фчеркан;. - М. : Машиностроение, 1969. – 355с.
- 20.Чайковский, И.П. Рулевые управления автомобилей / И.П. Чайковский; П.А. Саломатин;. - М. : Машиностроение, 1987.-176с.
21. Duna, Tariq Yaseen, Graphical user interface (GUI) for design of passenger car system using random road profile / Tariq Yaseen, Duna;. - International Journal of Energy and Environment, 2016. – 97s.
22. Jan, Ziobro. Analysis of element car body on the example silentblock / Ziobro Jan;. - Advances in Science and Technology Research Journal, 2015. -37s.
23. Lucian, Roman, Mathematical model and software simulation of system from opel cars / Roman, Lucian;. - Annals of the Oradea University: Fascicle Management and Technological Engineering, 2014. -77s.
24. Dainius, Luneckas. Vilius Bartulis, Research on Probability for Failures in VW Cars During Warranty and Post-Warranty Periods / Luneckas, Dainius. Bartulis, Vilius;. - Mokslas: Lietuvos Ateitis, 2014. -85s.
25. Catalin, Alexandru. Vlad, Totu, Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms / Alexandru, Catalin. Totu, Vlad;. - Ingeniería e Investigación, 2016. – 137s.

Приложение А

Графики тягово-динамического расчета

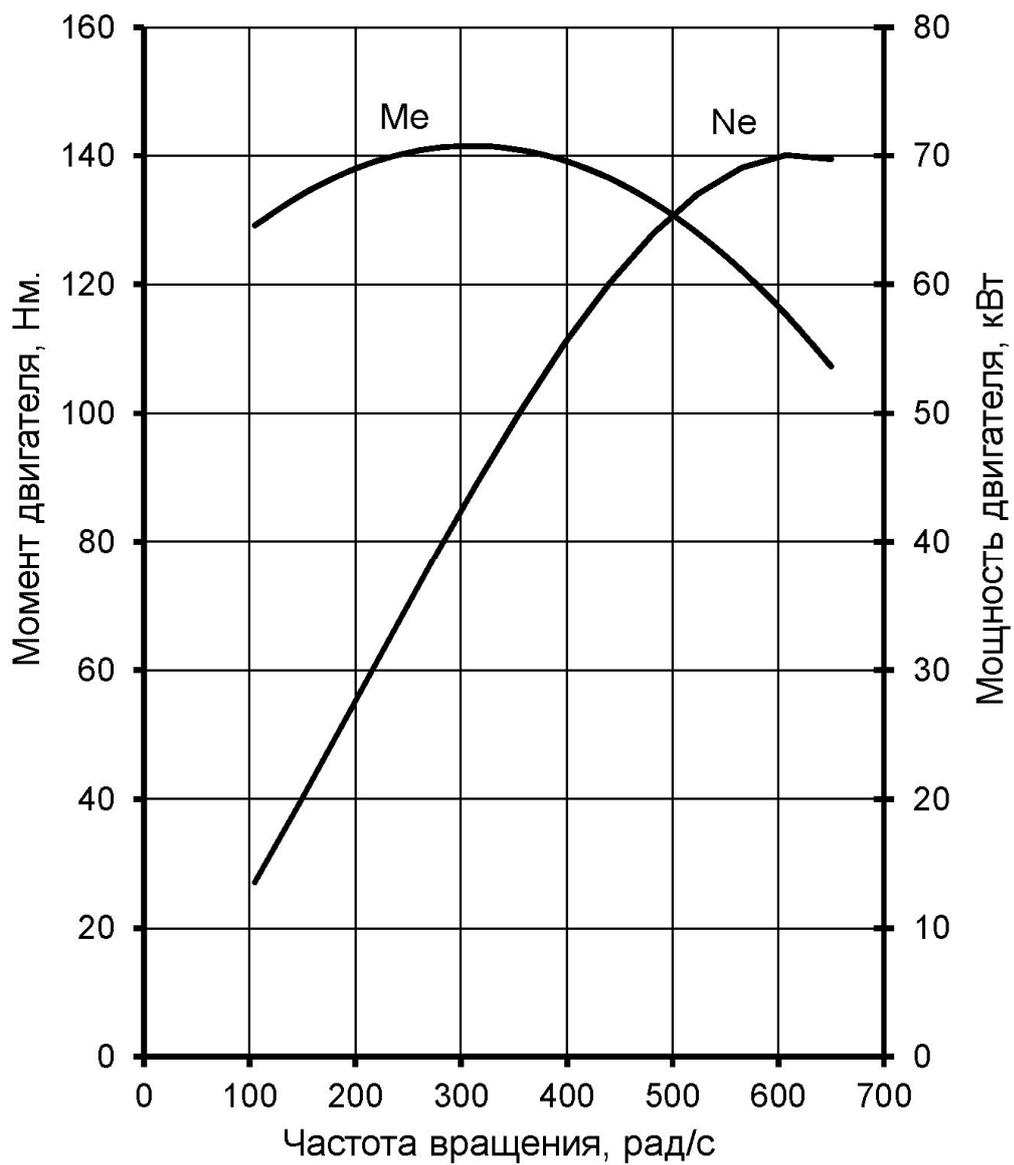


Рисунок А.1 – Внешняя скоростная характеристика

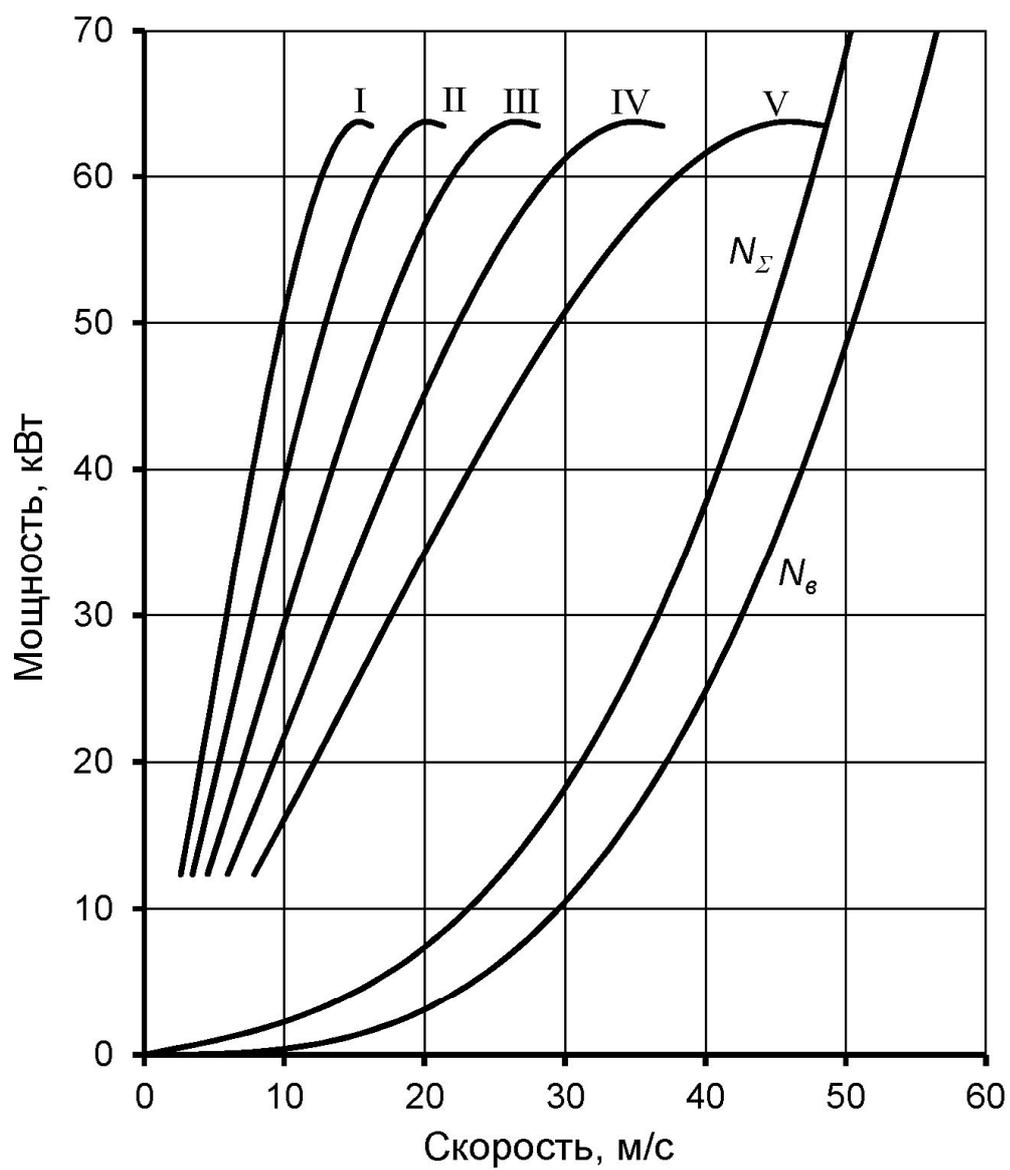


Рисунок А.2 – Баланс мощностей

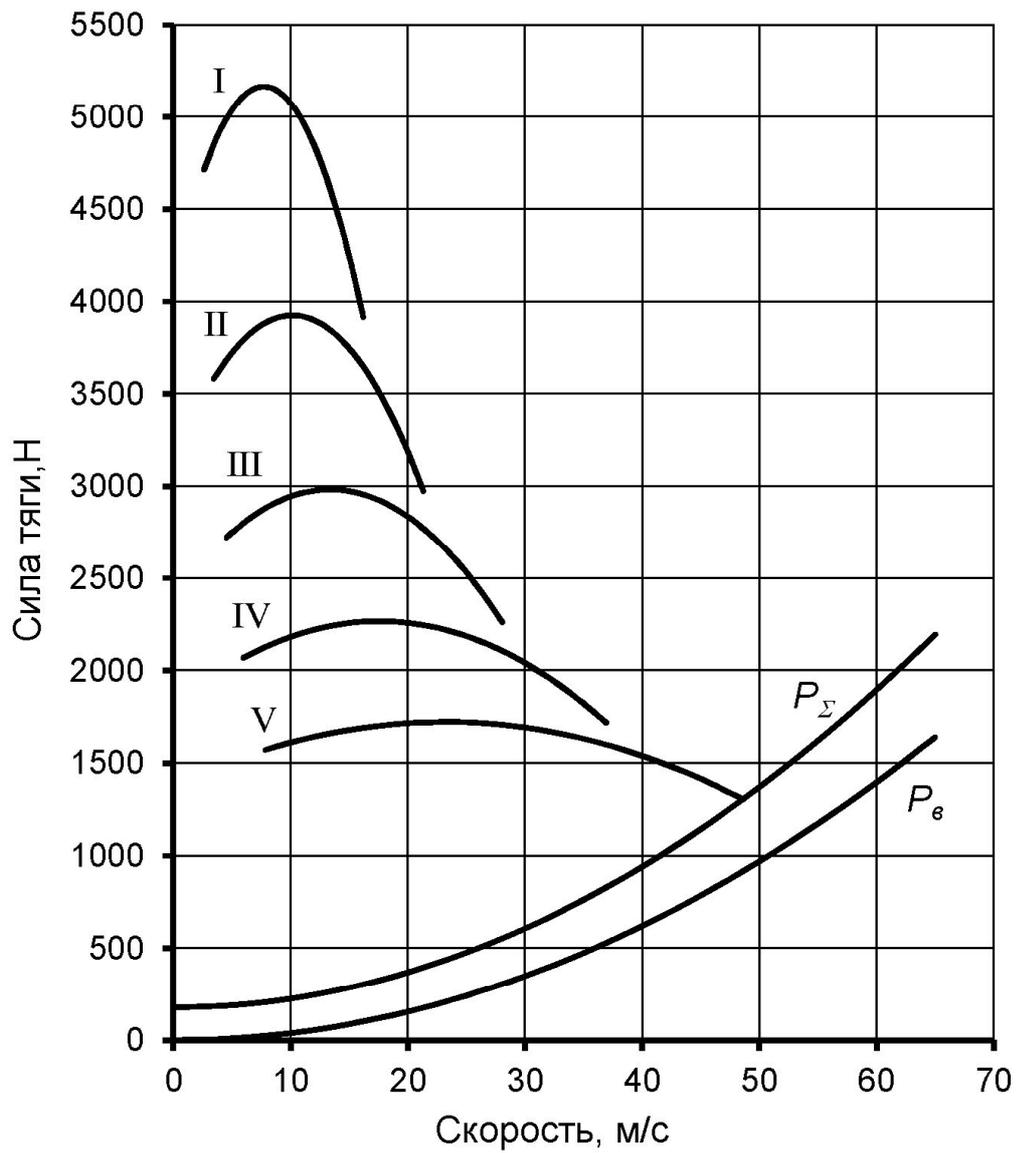


Рисунок А.3 – Тяговый баланс

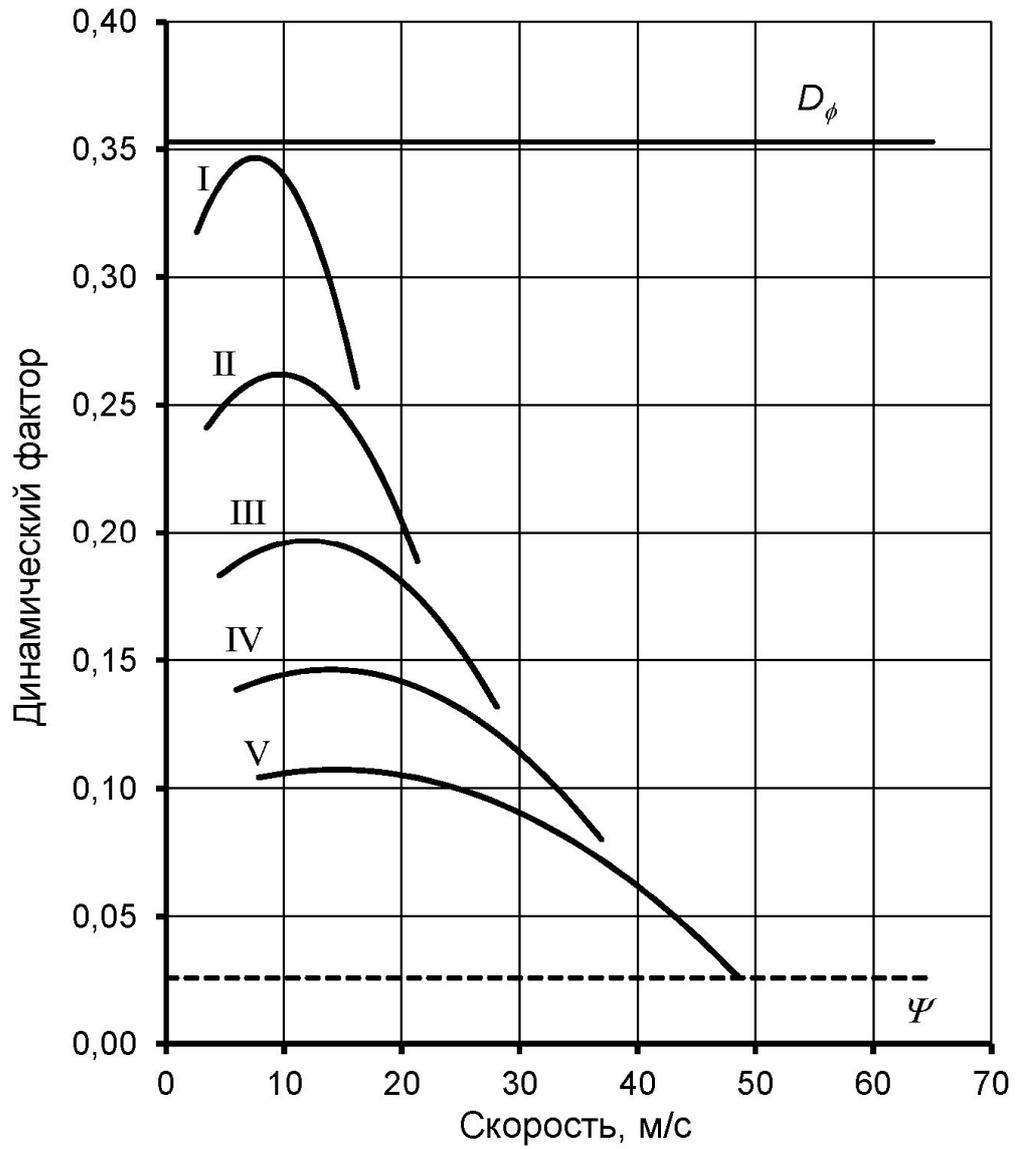


Рисунок А.4 – Динамический баланс

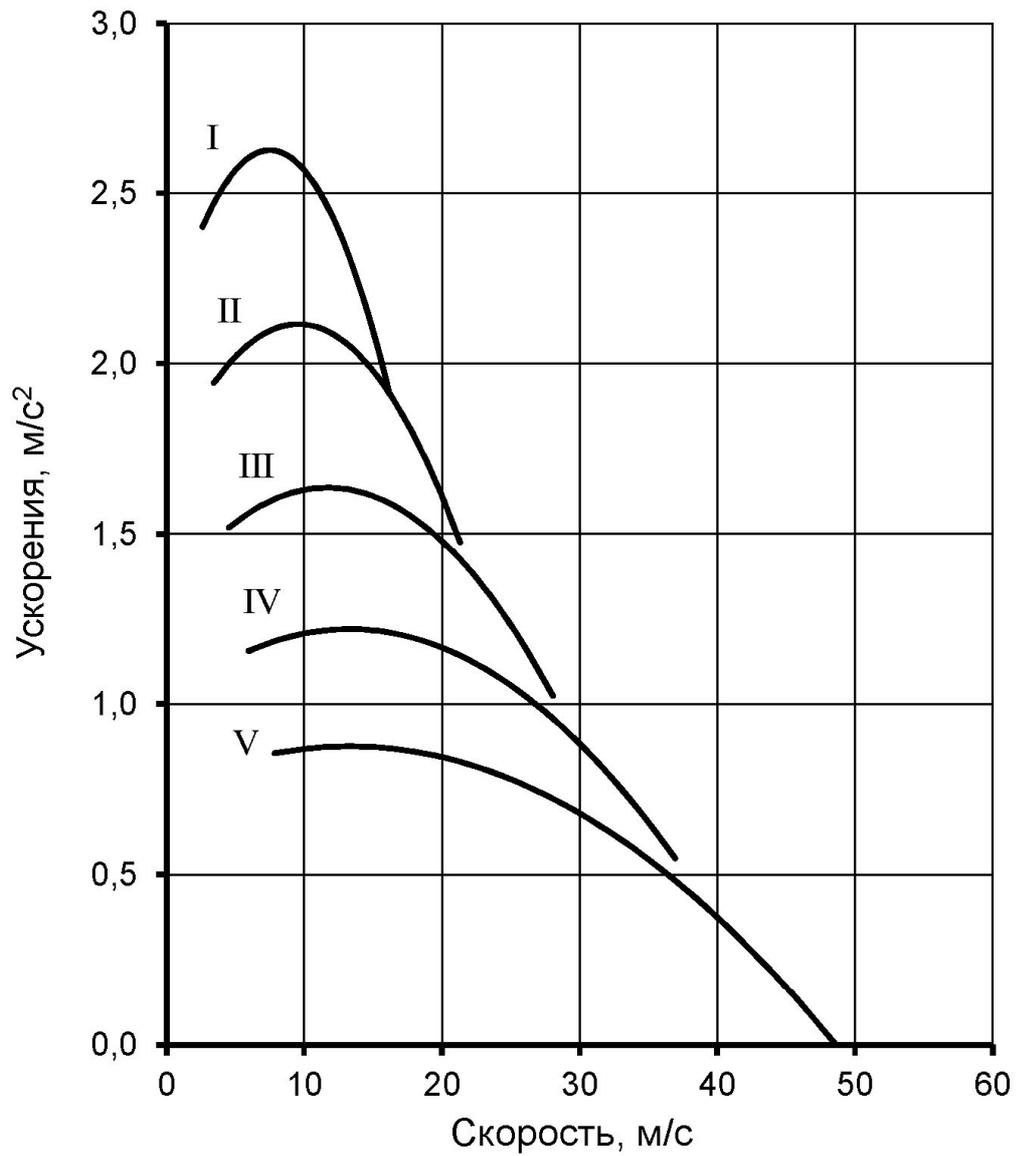


Рисунок А.5 – Ускорения на передачах

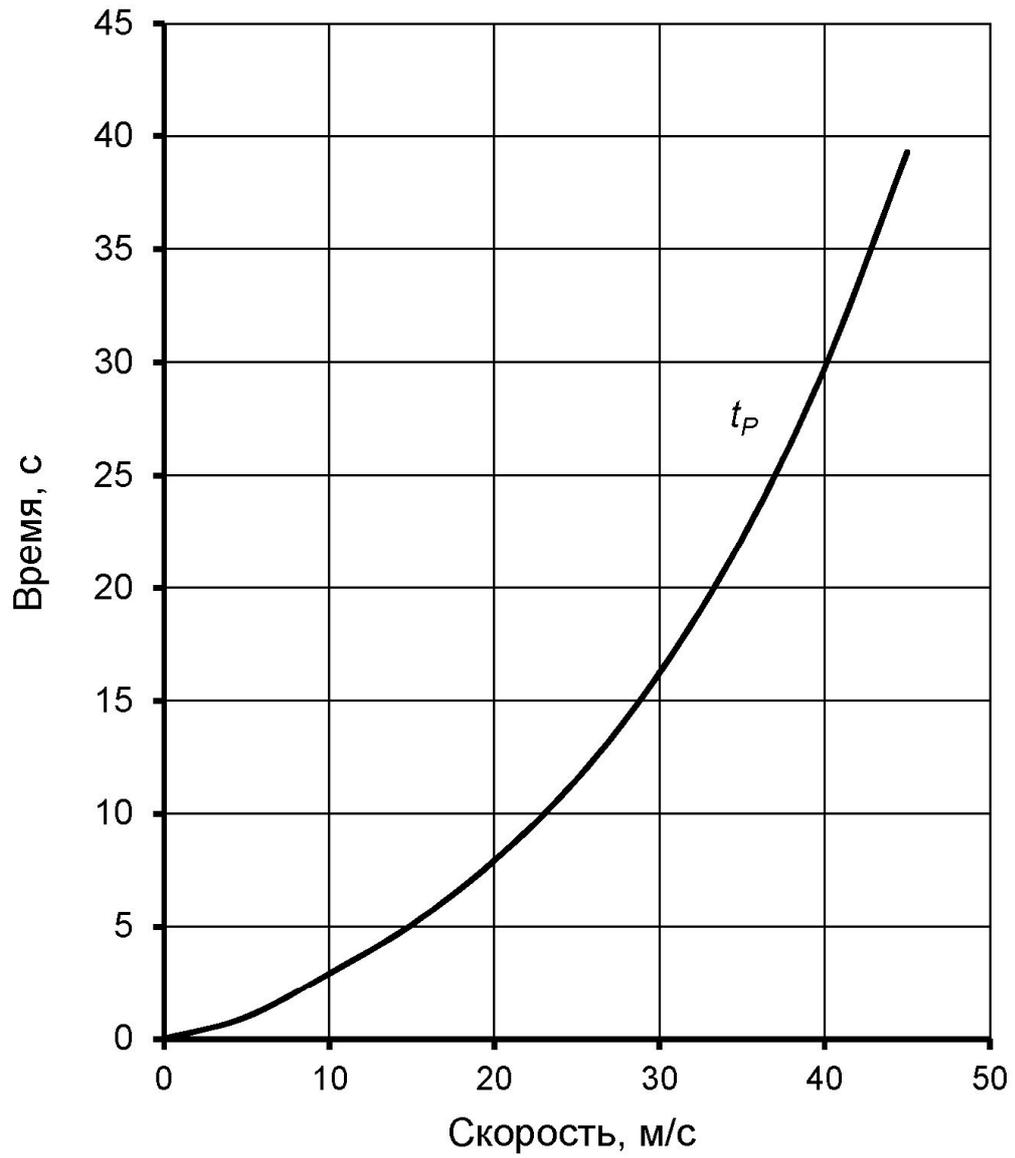


Рисунок А.6 – Время разгона

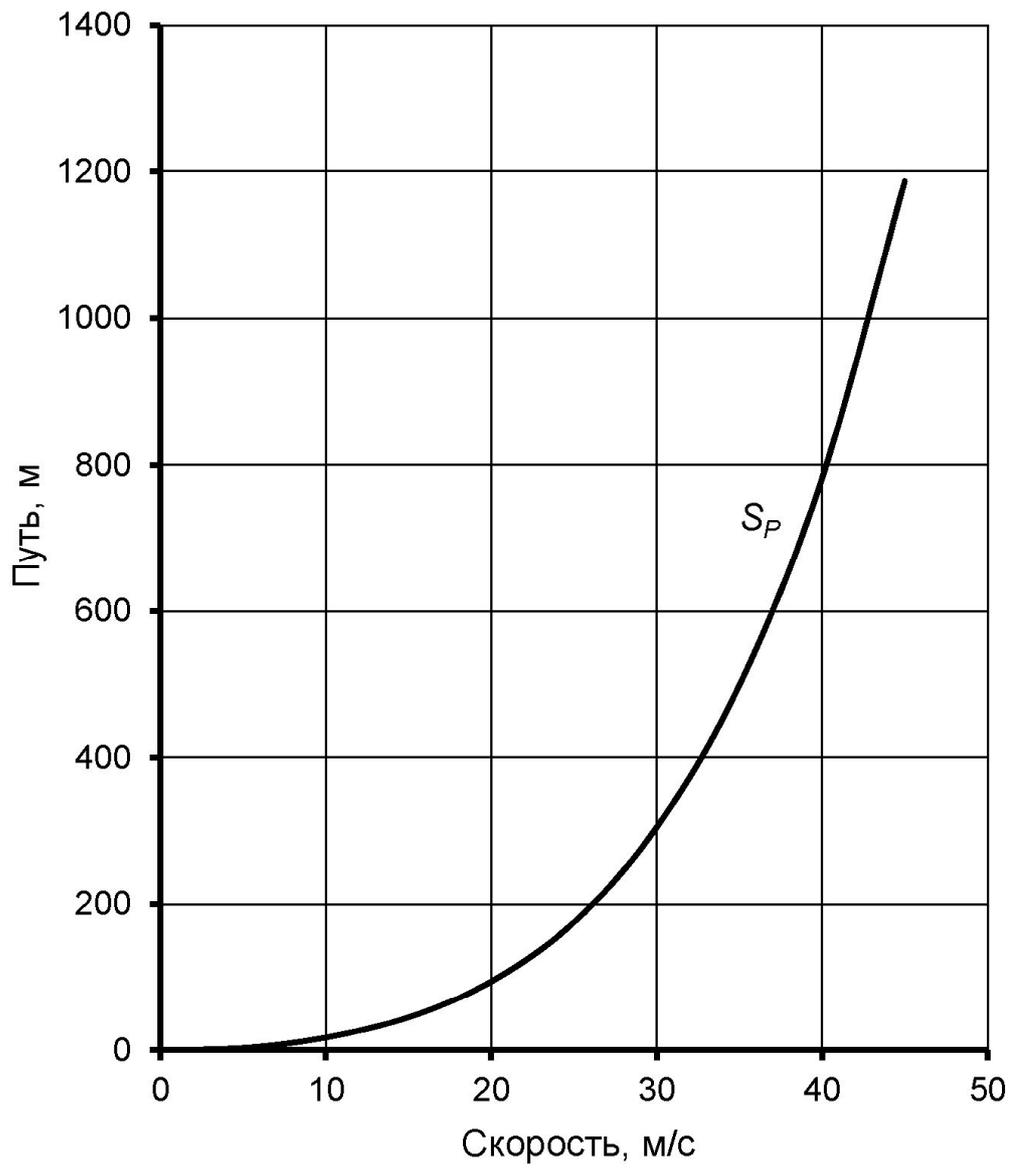


Рисунок А.7 – Путь разгона

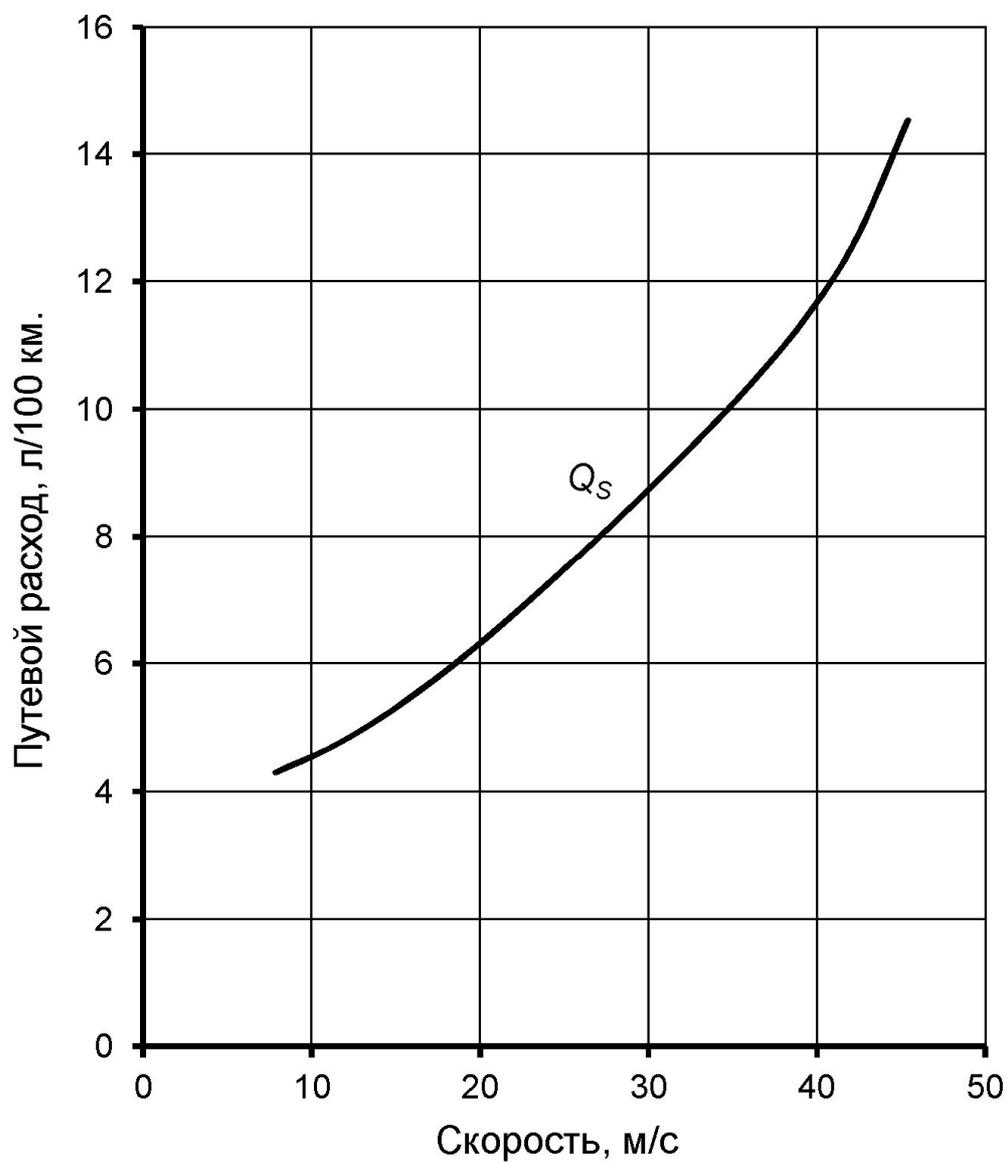


Рисунок А.8 – Путевой расход топлива