

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 Легковой автомобиль особо малого класса с разработкой системы
переменного демпфирования амортизатора

Студент

А.А. Маврин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

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

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

Консультанты

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

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

канд. экон. наук, доцент Е.А. Боргардт

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

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

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

Тольятти 2020

Аннотация

В соответствии с заданием на выполнение ВКР, выданным кафедрой «Проектирование и эксплуатация автомобилей», была выполнена работа на тему: «Легковой автомобиль особо малого класса с разработкой системы переменного демпфирования амортизатора».

Цель работы: усовершенствование подвески переднеприводного автомобиля особо малого класса, путем внедрения в ее конструкцию регулируемого трехступенчатого амортизатора, что позволяет иметь оптимальное для выбранных дорожных условий и стиля езды демпфирование в подвеске. Вышеприведенное техническое решение позволило расширить диапазон применения проектируемого автомобиля по сравнению с базовым.

ВКР включает в себя пять разделов.

В первом разделе рассмотрено назначение и устройство подвески, выбор конструкции и технико-экономическое обоснование передней подвески.

Во втором разделе выполнен расчет тягово-динамических характеристик автомобиля.

В третьем разделе проведено конструирование и расчет передней подвески.

В четвертом разделе рассмотрены безопасность и экологичность проекта.

В пятом разделе определена экономическая эффективность проекта.

Выпускная квалификационная работа состоит из 116 страниц, и включает в себя 29 иллюстраций, 20 таблиц, 40 источников.

Abstract

The title of the graduation work is: «The development of a system of variable shock absorbers damping for the small class car».

Currently, the number of cars in Russia has risen sharply. But at the same time, the income of the average Russian citizens is relatively low. Therefore, the country's automotive industry is faced with the task of producing comfortable, economical and most fully satisfying cars with a highly versatile.

This graduation project allows to expand the applications range of a front-wheel drive small class car due to the shock absorbers modernization. The use of modernized shock absorbers will allow to get the optimal balance of smooth ride and stability both when performing sports maneuvers and when driving slowly on poor roads.

The aim of the graduation work is to improve the suspension of a front-wheel drive small class car by introducing adjustable three-stage shock absorbers into its construction. Upgraded absorbers will allow optimal damping in the suspension and will expand the application range of the designed car compared to the standard one.

The thesis of graduation project consists of five parts.

In the first part we review the design choice and the feasibility study of the front suspension.

In the second part we perform the calculation of the traction and dynamic car characteristics.

In the third part we develop the construction and calculate the front suspensions.

The fourth part deals with safety and ecological compatibility of the project.

The fifth part defines the economic efficiency of the project.

The graduation work consists of 116 pages, including 29 illustrations, 20 tables, 40 sources of literature.

Содержание

Введение.....	6
1 Выбор конструкции и технико-экономическое обоснование передней подвески	7
1.1 Выполнение анализа результатов испытаний на плавность хода.....	7
1.2 Назначение и устройство подвески.....	8
1.3 Выбор конструкции подвески.....	21
1.4 Амортизаторы с переменным демпфированием.....	32
2 Тяговый расчет автомобиля	36
2.1 Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	36
2.2 Передаточные числа трансмиссии	41
2.3 Тяговый баланс автомобиля.....	47
2.4 Динамическая характеристика автомобиля	48
2.5 Характеристика ускорения автомобиля.....	49
2.6 Характеристика разгона автомобиля	53
2.7 Мощностной баланс автомобиля.....	57
2.8 Топливная экономичность автомобиля	58
3 Конструирование и расчет передней подвески.....	62
3.1 Выбор вертикальной упругой характеристики подвески	62
3.2 Анализ кинематики подвески	65
3.3 Расчет пружины.....	68
3.4 Выбор и расчет амортизатора.....	70
3.5 Расчет нагрузочных режимов	75
3.6 Расчет деталей подвески на прочность и долговечность.....	86
4 Безопасность и экологичность технического объекта	90
4.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием.....	90
4.2 Определение профессиональных рисков.....	92
4.3 Способы снижения профессиональных рисков	94

4.4 Пожарная безопасность технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием	98
4.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием	100
5 Экономическая эффективность проекта.....	103
5.1 Расчет суммы капитальных вложений.....	103
5.2 Расчет текущих затрат и прогнозирование цены.....	104
5.3 Расчет эффективности	110
Заключение	112
Список используемой литературы и используемых источников.....	113

Введение

Автомобиль в современном мире является массовым продуктом для потребителей, одним из основных параметров которого является конечная стоимость. В условиях постоянной конкуренции между автопроизводителями, особенно в низшем и среднем ценовых сегментах, автопроизводители стараются использовать оптимальные с точки зрения качества, потребительских свойств и цены технические решения. Именно по данной причине современные автомобили очень схожи друг с другом. Так, например, для бюджетного класса конструктивным стандартом по факту стали задняя полузависимая подвеска и передняя подвеска типа МакФерсон «качающаяся свеча» с реечным рулевым механизмом, установленным на подрамнике. Однако даже при условии использования схожих схем подвески, показатели курсовой устойчивости, управляемости и плавности хода у автомобилей одного класса могут существенно отличаться. Окончательные значения данных характеристик подвески определяются во время доводки автомобиля.

Конкуренция за место быть первым на авторынке сбыта, заставляет автопроизводителей уменьшать длительность жизненных поколений существующих моделей и сокращать сроки разработки новых автомобилей. Требуется постоянное улучшение потребительских и ездовых характеристик по возможности с минимальными затратами.

Цель работы: модернизация амортизаторов передней подвески с целью расширения диапазона применения переднеприводного автомобиля особо малого класса для получения оптимального соотношения плавности хода и устойчивости, как при выполнении маневров спортивного характера, так и при медленной езде по разбитым и проселочным дорогам.

1 Выбор конструкции и технико-экономическое обоснование передней подвески

В целях выбора конструкции и технико-экономического обоснования передней подвески проведем анализ испытания плавности хода переднеприводного автомобиля.

1.1 Выполнение анализа результатов испытаний на плавность хода

«Испытания проводились в соответствии с ОН 025.3.32-69 в двух весовых состояниях: при полной массе и при частичной нагрузке. Замеры среднеквадратических ускорений производились на месте водителя. Среднеквадратичные вертикальные ускорения колебаний поддрессоренной массы автомобиля определялись в двух частотных диапазонах 0-5,6 и 0-22,4 Гц» [7].

«Среднеквадратичные ускорения определялись по формуле (1):

$$\delta = \sqrt{D}, \quad (1)$$

где D – дисперсия, которая определяется по формуле (2).

$$D = K \frac{N}{T}, \quad (2)$$

где K – тарированный коэффициент;

N – отсчет диспермометра;

T – время отсчета» [3].

«Испытания проводились в двух типах дорожных условий на булыжном покрытии дороги и на асфальтном покрытии, при различных скоростях движения 40,50,60,70,80 и 90 км/ч» [7].

Результаты испытаний приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты испытаний автомобиля на плавность хода

«Состояние дороги и автомобиля»	Частотный диапазон, Гц	Предел скорости, км/ч	δ_{\min} , м/с ²	δ_{\max} , м/с ²
Булыжное покрытие с частичной нагрузкой	0-5,6	40-70	0,8	1,13
	0-22,5	40-70	0,85	1,25
Булыжное покрытие с полной нагрузкой	0-5,6	40-70	0,52	0,65
	0-22,5	40-70	1,25	1,80
Асфальтное покрытие с частичной нагрузкой	0- 5,6	50-90	0,4	0,75
	0-22,5	50-90	0,45	1,4
Асфальтное покрытие с полной нагрузкой	0-5,6	50-90	0,45	0,8
	0-22,5	50-90	0,75	1,5» [2]

Результаты испытаний показывают, что оценка плавности хода и вертикальных ускорений имеет преимущество перед другими автомобилями данного класса. Для более детального анализа можно привести дополнительные исследования в более узких полосах частотного диапазона.

1.2 Назначение и устройство подвески

Подвеской называется система элементов и устройств, обеспечивающих упругую связь несущего кузова легкового автомобиля с его колесами или мостами. Через подвеску осуществляется передача на кузов автомобиля всех усилий, возникающих при взаимодействии колес автомобиля с дорогой.

Подвеска служит для смягчения толчков и ударов, передаваемых на кузов автомобиля при наезде его колес на неровности и препятствия на дороге. Подвеска обеспечивает уменьшение передаваемых на кузов автомобиля при его движении вертикальных нагрузок и возникающих при этом вертикальных колебаний кузова и колес в целях повышения устойчивости, управляемости и плавности хода автомобиля и соответственно повышения безопасности и комфортабельности перевозки пассажиров, сохранности перевозимых грузов, а также уменьшения вредного воздействия неровностей дороги на кузов и другие установленные на нем элементы конструкции автомобиля.

Подвески левого и правого колес одной оси автомобиля имеют одинаковую (симметричную) конструкцию, а подвески колес разных осей имеют различную конструкцию, что обусловлено различием функций, выполняемых колесами передней и задней осей автомобиля, т.е. от того являются ли они управляемыми, ведущими или ведомыми.

В связи с этим различают переднюю и заднюю подвески, обеспечивающие соединение с кузовом автомобиля соответственно его передних и задних колес.

Общее устройство подвесок автомобиля. Передняя и задняя подвески автомобиля включают в себя следующие элементы и устройства: упругие элементы, направляющее устройство, гасящие устройства (амортизаторы), а также стабилизатор поперечной устойчивости.

Упругие элементы подвески обеспечивают упругое соединение несущего купона автомобиля с элементами направляющего устройства подвески, соединенными непосредственно с колесами.

Основными упругими элементами подвесок легковых автомобилей являются спиральные (витые) цилиндрические пружины (пружинная подвеска) или устанавливаемые продольно листовые рессоры (рессорная подвеска), изготавливаемые из специальной рессорно-пружинной стали.

Пружины отличаются простотой изготовления и невысокой стоимостью, компактностью; они имеют высокую энергоемкость при сравнительно невысокой массе. Они работают бесшумно, практически не изнашиваются и не требуют ухода в процессе эксплуатации. Однако пружины могут передавать на кузов только вертикальные усилия, а поперечные и продольные усилия (в том числе тяговые и тормозные) в пружинной подвеске передаются на кузов элементами ее направляющего устройства, которое соответственно имеет более сложную конструкцию, по сравнению с направляющим устройством рессорной подвески.

Рессоры для обеспечения требуемых характеристик упругости состоят, как правило, из нескольких стальных листов полуэллиптической или

параболической формы, соединенных между собой при помощи хомутов, т.е. являются многолистовыми.

Самый длинный лист рессоры называется коренным, так как при помощи имеющихся на его концах загнутых ушек осуществляется крепление рессоры к кузову автомобиля. Крепление рессоры на легковых автомобилях осуществляется при помощи резинометаллических шарниров. Причем в связи с изменением длины рессоры при ее прогибе заднее ее крепление к кузову выполняется при помощи серьги, которая при прогибах рессоры качается на оси, компенсируя тем самым изменение длины рессоры.

При прогибе листов многолистовой рессоры в процессе ее работы между ними возникает трение. Поэтому многолистовые рессоры нуждаются в периодической смазке в процессе эксплуатации и могут издавать шум (скрипеть) при движении автомобиля.

Рессоры более сложны в изготовлении и имеют более высокую массу и соответственно более высокую стоимость по сравнению с пружинами. Однако в отличие от пружин рессоры обеспечивают передачу на кузов не только вертикальных, но и прочих усилий (в том числе тяговых и тормозных), выполняя, таким образом, одновременно функцию элемента направляющего устройства подвески. Поэтому направляющее устройство рессорной подвески имеет более простую конструкцию по сравнению с пружинной.

Основные упругие элементы подвески подразделяют все части конструкции автомобиля (в том числе и элементы самой подвески) на неподрессоренные и поддрессоренные.

Неподрессоренными называются части конструкции автомобиля, которые соединены непосредственно с колесами автомобиля и воспринимают от них все усилия, возникающие при взаимодействии колес с дорогой. К ним относятся колеса, ступицы колес и их тормозные механизмы, ведущие мосты (при зависимой подвеске), поворотные кулаки и др.

Подрессоренными называются части конструкции автомобиля, которые опираются на упругие элементы подвески. К ним относятся несущий кузов и другие установленные на нем части конструкции легкового автомобиля.

Работа упругих элементов подвески осуществляется следующим образом. При наезде колеса автомобиля, например, на выпуклую неровность дороги оно перемещается в вертикальном направлении относительно кузова за счет изменения размеров упругого элемента (сжатия пружины или прогиба рессоры). При этом часть кинетической энергии от перемещения колеса и соединенных с ним неподрессорных элементов подвески передается через упругий элемент на кузов, вызывая его перемещение, а другая часть преобразуется в потенциальную энергию сжатого упругого элемента, то есть упругий элемент аккумулирует в себе часть передаваемой через него энергии.

После проезда неровности дороги колесо под воздействием упругого элемента возвращается в исходное положение вместе с соединенными с ним неподрессорными элементами подвески. Таким образом, одна доля аккумулируемой упругим элементом энергии расходуется на перемещение неподрессоренных частей автомобиля, а другая доля – на перемещение его подрессоренных частей. В результате работы упругих элементов подвески сила воздействия толчков и ударов, передаваемых на кузов и другие подрессоренные части конструкции автомобиля при наезде его колес на неровности дороги, значительно ослабляется. При этом значительная доля кинетической энергии неподрессоренных частей автомобиля преобразуется в плавные колебания его подрессоренных частей на упругих элементах подвески.

Возникающие при работе упругих элементов подвески колебания кузова и других, соединенных с ним подрессоренных частей конструкции автомобиля характеризуется значительно меньшими величинами скоростей, ускорений и частот по сравнению с аналогичными величинами колебаний неподрессоренных частей, что обеспечивает требуемую плавность хода

автомобиля и предотвращает копирование кузовом автомобиля профиля дороги.

Чем меньше обеспечиваемая конструкцией подвески автомобиля масса его неподрессоренных частей, тем меньшее воздействие при наезде на неровности дороги она оказывает на его поддрессоренные части и соответственно тем выше (при прочих равных условиях) будет плавность хода автомобиля.

Основной характеристикой упругих элементов подвески, оказывающей влияние на эксплуатационные свойства автомобиля, является их жесткость. При повышенной жесткости упругих элементов подвески уменьшается крен кузова автомобиля на поворотах и соответственно улучшается его поперечная устойчивость, но в то же время ухудшается плавность хода, так как при этом становится более ощутимым воздействие на кузов толчков на неровностях дороги. При уменьшенной жесткости упругих элементов подвески вследствие повышенного крена кузова ухудшается поперечная устойчивость автомобиля на поворотах, но улучшается плавность хода. Однако при этом повышается вероятность «пробоя» подвески, когда при наезде колеса на значительную неровность дороги оно приблизится к кузову на минимально возможное расстояние, обеспечиваемое ограничителем хода подвески, с ударным воздействием неподрессоренных элементов подвески о кузов автомобиля.

Для уравнивания боковых кренов кузова автомобиля и обеспечения хорошей его поперечной устойчивости, устанавливаемые в подвеске с левой и правой стороны упругие элементы должны иметь одинаковую и достаточно высокую жесткость. Поэтому при выходе из строя из-за поломки или проседания (потери упругости) одного из упругих элементов передней или задней подвески (пружины или рессоры), оба ее упругих элемента заменяют парой.

К дополнительным упругим элементам подвески можно отнести резиновые и резинометаллические детали подвески, которые обеспечивают

дополнительное уменьшение передаваемых на кузов автомобиля толчков, ударов и вибраций за счет упругих свойств резины. К таким элементам относятся резинометаллические шарниры (сайлентблоки) креплений рычагов, штанг и амортизаторов подвески, резиновые буферы, резиновые прокладки пружины и другие шумовиброизолирующие резиновые прокладки, втулки.

Резинометаллический шарнир (сайлентблок) – это резинометаллическая деталь, состоящая из упругой резиновой втулки, соединенной с одной (внутренней) или двумя (внутренней и наружной) металлическими втулками. Резинометаллические шарниры могут иметь различную конструкцию и форму. Резиновая втулка шарнира может быть плотно зажата между втулками (внутренняя и наружная) или размещена на внутренней втулке. Сайлентблоком чаще всего называют резинометаллический шарнир, состоящий из внутренней и наружной цилиндрической втулки, между которыми располагается цилиндрическая резиновая втулка.

При любой конструкции резинометаллического шарнира он запрессовывается своей наружной поверхностью (с наружной металлической втулкой, а при ее отсутствии – наружной поверхностью резиновой втулки) в цилиндрическое отверстие одной соединяемой детали (например, в отверстие рычага), а своей внутренней втулкой он неподвижно закрепляется на другой соединяемой детали (например, на оси). При этом обеспечивается поворот одной детали относительно другой по оси шарнира за счет упругости его резиновой втулки, работающей на кручение. Резинометаллические шарниры бесшумны и не требуют смазки, так как работают без скольжения, однако они позволяют соединяемым деталям поворачиваться относительно друг друга главным образом в одной плоскости, перпендикулярной оси шарнира, и на сравнительно небольшой угол.

Резинометаллические шарниры обеспечивают в основном снижение шума и стуков при работе подвески, а также уменьшение передаваемых на

кузов автомобиля вибраций. Кроме того, они несколько уменьшают вертикальные колебания деталей подвески, способствуя работе ее основных гасящих устройств – амортизаторов. Поскольку резинометаллические шарниры обеспечивают необходимые при работе подвески перемещения деталей ее направляющего устройства и вместе с ними осуществляют передачу усилий между колесами автомобиля и его кузовом их можно также отнести и к элементам направляющего устройства подвески. Срок службы резинометаллических шарниров в значительной степени зависит от правильной сборки соединяемых ими деталей. Окончательная затяжка креплений внутренней втулки резинометаллических шарниров подвески должна производиться при нагруженных (сжатых) ее основных упругих моментах (пружинах или рессорах). Порядок и степень нагрузки упругих элементов подвески при затяжке ее резинометаллических шарниров указывается производителем автомобиля в руководстве по его техническому обслуживанию и ремонту. Выполнение указаний производителя обеспечивает при движении автомобиля наиболее благоприятные для работы резинометаллических шарниров симметричные колебания соединяемых ими деталей подвески относительно некоторого среднего их положения, а при стоянке автомобиля – максимальную разгрузку шарниров (при условии стоянки автомобиля на горизонтальной площадке).

Направляющее устройство подвески включает в себя систему конструктивных элементов (рычагов, тяг, штанг, шарниров и прочего), обеспечивающих необходимые для работы упругих элементов подвески вертикальные перемещения колес относительно кузова автомобиля, а также передачу от колес на кузов автомобиля усилий, возникающих при взаимодействии его колес с дорогой. Передача действующих в продольном направлении тяговых и тормозных усилий, а также действующих при поворотах автомобиля в поперечном направлении боковых усилий осуществляется направляющим устройством непосредственно на несущий кузов, а передача вертикальных усилий – через упругие элементы подвески и

амортизаторы. Направляющее устройство передней подвески, кроме того, должно обеспечивать требуемый поворот, а также необходимую регулировку углов установки передних управляемых колес. По конструкции направляющего устройства передние и задние подвески автомобилей подразделяют на два основных типа: независимые и зависимые.

Независимая подвеска – это подвеска, конструкция направляющего устройства которой обеспечивает практически независимое друг от друга перемещение левого и правого колес одной оси автомобиля относительно кузова при наезде их на неровности дороги. Схема устройства и работа такой подвески на примере двухрычажной передней подвески приведена на рисунке 1а. Конструкция независимой подвески состоит из двух одинаковых по конструкции симметричных подвесок левого и правого колеса, которые работают практически независимо друг от друга. Направляющее устройство подвески каждого колеса состоит из поперечных рычагов (нижний 12 и верхний 3) шарнирно на осях 4 и 10, крепящихся к общей поперечине 9, и поворотного кулака 1 со ступицей колеса, который шарнирно соединяется с рычагами при помощи шаровых шарниров 2 и 14. Рычаги подвески, качаясь на осях, обеспечивают необходимые для работы упругого элемента вертикальные перемещения колеса относительно кузова 7автомобиля.

Действующие на колесо при движении автомобиля силы реакции дороги передаются через ступицу колеса и подшипники на поворотный кулак 1. Продольные и поперечные усилия от поворотного кулака передаются через оба шарнира 2 и 14 и оба рычага 3 и 12 на поперечину 9 и жестко соединенный с ней кузов автомобиля. Вертикальные усилия от поворотного кулака передаются через нижний шаровой шарнир 14 на нижний рычаг 12. А от нижнего рычага вертикальные усилия передаются на поперечину 9 подвески и кузов через пружину 5 и амортизатор 6, которые уменьшают передаваемые на кузов вертикальные нагрузки и возникающие при этом колебания кузова и подвески. Поворотный кулак, поворачиваясь на шаровых шарнирах 2 и 14 вместе со ступицей колеса, обеспечивает поворот переднего

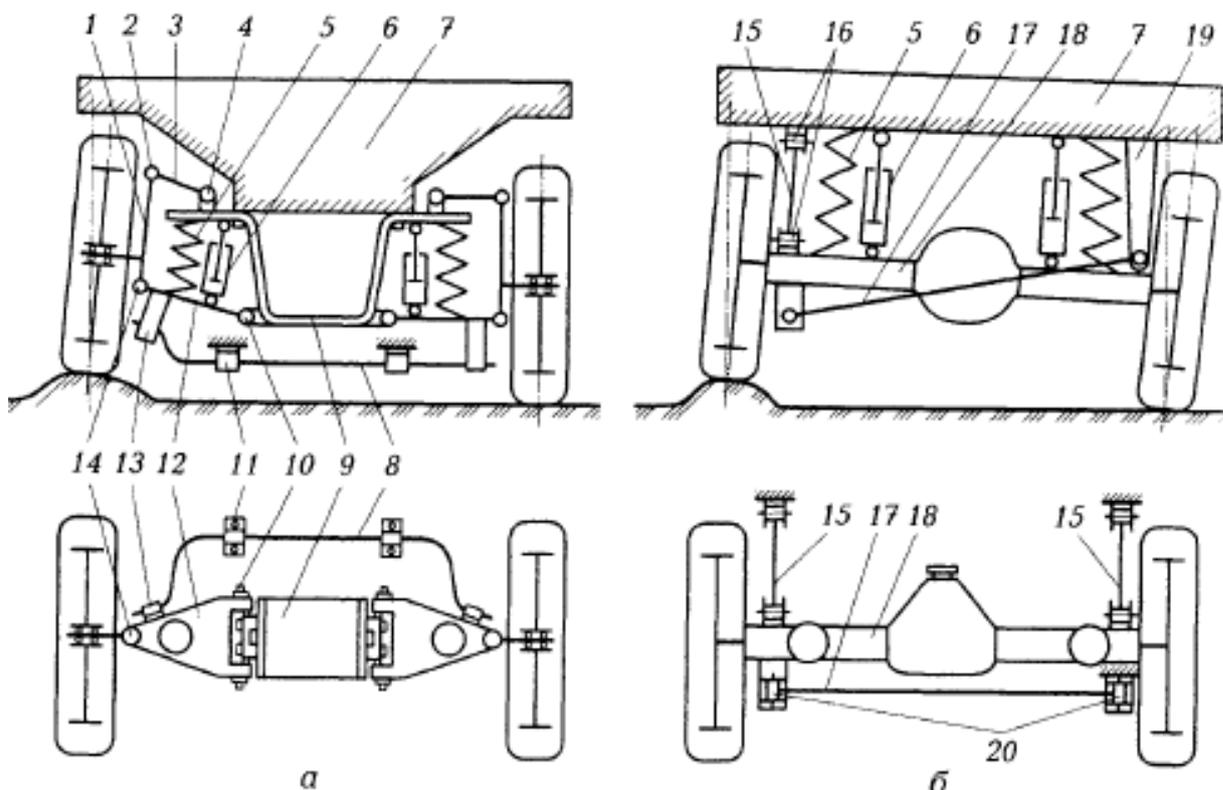
управляемого колеса. Элементы подвесок левого и правого колеса в независимой подвеске могут крепиться к единой жестко соединенной с кузовом 7 автомобиля поперечине 9 (подрамнику или (частично или полностью) непосредственно к его несущему кузову. Если все элементы подвески крепятся к единой поперечине, то такая подвеска составляет отдельный сборочный узел и может устанавливаться на автомобиль и демонтироваться с него в сборе (например, передняя подвеска автомобиля ГАЗ-3110). Поперечина 9 независимой подвески жестко крепится к кузову автомобиля и, являясь частью его несущей конструкции, входит в состав поддрессоренных частей автомобиля. Масса неподдрессоренных элементов конструкции независимой подвески, к которым относятся поворотные кулаки со ступицами колес, шаровые шарниры 2 и 14, рычаги 3 и 12, а также цилиндры амортизаторов 6 (штоки амортизаторов относятся к поддрессоренным массам), относительно невелика по сравнению с массой неподдрессоренных элементов зависимой подвески, что обуславливает более высокую плавность хода автомобиля, обеспечиваемую независимой подвеской по сравнению с зависимой.

В качестве упругих элементов в независимых подвесках применяются пружины 5.

Зависимая подвески – это подвеска, у которой перемещение одного колеса оси на неровностях дороги относительно кузова зависит от перемещений другого колеса. Схема устройства и работы такой подвески на примере подвески заднего ведущего моста легкового автомобиля приведена на рисунке 1б.

К направляющему устройству пружинной зависимой подвески относятся также продольные и поперечная штанги 15 и 17 с шарнирами 16 и 20, соединяющие балку 18 моста с кузовом 7 автомобиля и обеспечивающие передачу от балки на кузов продольных и поперечных усилий от колес автомобиля, а также вертикальные перемещения моста относительно кузова при наезде колес на неровности дороги.

Основным элементом направляющего устройства зависимой подвески является жесткая балка 18 моста, соединяющая левое и правое колесо друг с другом, что и обуславливает их взаимозависимые перемещения на неровностях дороги относительно кузова автомобиля. Балка моста выполняет функцию базового элемента направляющего устройства зависимой подвески, к которому крепятся все остальные ее элементы.



а – независимой (двухрычажной) передней подвески; б – зависимой задней подвески;
 1 – поворотный кулак со ступицей колеса; 2 – нижний шаровой шарнир; 3 – верхний шаровой шарнир; 3 – верхний рычаг; 4 – ось верхнего рычага; 5 – пружина подвески; 6 – амортизатор; 7 – кузов автомобиля; 8 – стабилизатор поперечной устойчивости; 9 – поперечина передней подвески; 10 – ось нижнего рычага; 11 – кронштейн крепления стабилизатора к кузову; 12 – нижний рычаг; 13 – стойка стабилизатора. 14 – нижний шаровой шарнир;
 15 – продольная штанга; 16 – резинометаллические шарниры продольной штанги; 17 – поперечная штанга; 18 – балка заднего моста; 19 – кронштейн кузова для крепления поперечной штанги; 20 – резинометаллические шарниры поперечной штанги

Рисунок 1 – Схемы устройства и работы подвесок автомобиля

Кузов 7 автомобиля опирается на балку моста через упругие элементы 5, обеспечивающие передачу на кузов вертикальных усилий и смягчающих толчки и удары при наезде колес на неровности дороги.

Зависимая подвеска применяется на легковых автомобилях в основном для задних ведущих мостов (зависимая подвеска переднего ведущего моста применяется только на автомобилях повышенной проходимости, например на автомобилях УАЗ).

К недостаткам конструкции зависимой подвески помимо взаимовлияния перемещений ее левого и правого колеса, увеличивающего крены автомобиля при движении, следует также отнести более высокую по сравнению с независимой подвеской массу неподрессоренных частей из-за вхождения в их состав тяжелого моста, что ухудшает плавность хода автомобиля.

Основными достоинствами зависимой подвески являются постоянство дорожного просвета под осью, ширины колеи и углов установки колес при ходах подвески, простота и надежность конструкции, а также относительно невысокая стоимость, как самой подвески, так и привода колес.

В качестве упругих элементов в зависимой подвеске ведущего моста могут применяться как пружины, так и рессоры. В рессорной зависимой подвеске рессоры крепятся шарнирно концами к кузову автомобиля, а средней частью жестко при помощи стремянок – к балке моста. В направляющем устройстве рессорной подвески отсутствуют продольные и поперечные штанги, так как их функции по передаче на кузов продольных и поперечных усилий выполняют сами рессоры, что упрощает конструкцию такой подвески по сравнению с пружинной зависимой подвеской.

Основной характеристикой направляющего устройства подвески является обеспечиваемая его конструкцией величина полного хода подвески.

Полным ходом подвески называется максимально обеспечиваемое ее конструкцией перемещение колеса относительно кузова автомобиля. Ход подвески, при котором колесо приближается к кузову автомобиля и происходит нагружение упругого элемента (сжатие пружины или прогиб рессоры), называется ходом сжатия подвески, ход подвески, при котором

колесо удаляется от кузова автомобиля и происходит разгружение упругого элемента подвески – ходом отдачи подвески.

Для ограничения ходов сжатия и отдачи подвески в ее направляющем устройстве могут предусматриваться специальные ограничители – буферы ходов сжатия и отдачи. Гасящие устройства подвески (амортизаторы) обеспечивают гашение вертикальных колебаний кузова автомобиля и его колес, возникающих при работе элементов подвески при наезде колес автомобиля на неровности дороги. Тем самым они улучшают контакт колес автомобиля с дорогой, что обеспечивает улучшение его управляемости и устойчивости, а также улучшают плавность хода автомобиля и таким образом повышают его безопасность и комфортабельность.

На изучаемых легковых автомобилях применяются телескопические гидравлические амортизаторы и амортизаторные стойки (в независимых подвесках типа «Макферсон») двустороннего действия, которые обеспечивают гашение колебаний как при ходе сжатия, так и при ходе отдачи подвески. Амортизаторная стойка по устройству и принципу действия аналогична обычному амортизатору и отличается в основном повышенной прочностью и увеличенными размерами, так как одновременно является основным элементом направляющего устройства независимой подвески типа «Макферсон», конструкция которой рассматривается ниже.

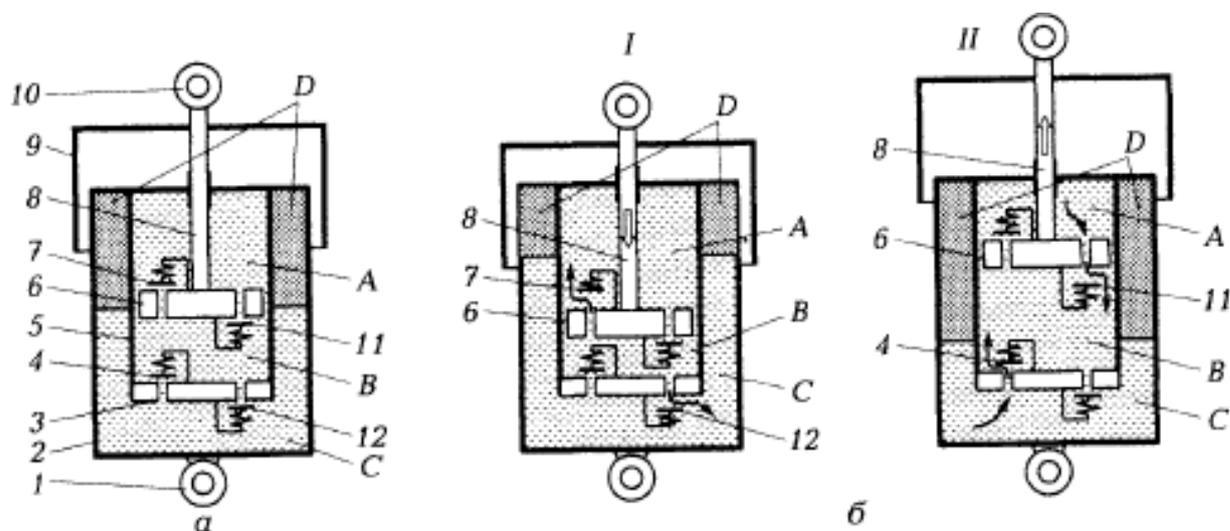
Принцип действия гидравлического амортизатора основан на преобразовании энергии колебаний кузова и подвески в теплоту, которая образуется в результате принудительного прокачивания жидкости внутри амортизатора через отверстия его клапанов. При этом амортизатор оказывает сопротивление колебаниям упругих элементов подвески, обеспечивая тем самым их уменьшение. А теплота, образующаяся в результате жидкостного трения при прокачивании жидкости через отверстия малого сечения клапанов амортизатора, рассеивается в атмосферу путем обдува поверхности амортизатора потоком воздуха при движении автомобиля.

На автомобилях применяются в основном двухтрубные амортизаторы атмосферного или низкого давления, но могут устанавливаться и однотрубные газонаполненные амортизаторы высокого давления, общее устройство и работа которых рассматриваются далее.

Двухтрубный гидравлический амортизатор состоит из резервуара 2 (рисунок 2а), который изготавливается из стальной трубы и выполняет функцию корпуса амортизатора, и размещенного в резервуаре рабочего цилиндра 5 также трубчатой формы, что и обусловило название «двухтрубный». Внутри рабочего цилиндра размещается поршень 6 с клапанами 7, и который разделяет полость цилиндра на две части (полости а и В) и может перемещаться в цилиндре под воздействием штока 8. В днище 3 рабочего цилиндра выполнены отверстия клапанов 4 и 12.

Внутренняя полость рабочего цилиндра заполняется при сборке амортизатора специальной амортизаторной жидкостью, часть которой размещается в полости резервуара, располагающейся между его стенками и наружной поверхностью рабочего цилиндра (полость С). Остальную часть полости резервуара (полость D) занимает воздух, который при сборке амортизатора находится под атмосферным давлением, а при работе амортизатора его давление может увеличиваться до 0,08-0,1 МПа.

Амортизаторы крепятся к тем же элементам конструкции, что и упругие элементы подвески, и размещаются обычно рядом с ними, а в независимых пружинных подвесках устанавливаются чаще всего внутри пружин. Для крепления амортизатора к его резервуару приваривается проушина 1, при помощи которой амортизатор крепится к рычагу независимой подвески или балке моста зависимой подвески (рисунок 1). На штоке 8 (рисунок 2а) амортизатора также предусматривается проушина 10 или резьбовой хвостовик, при помощи которых может осуществляться крепление штока к поперечине передней независимой подвески или непосредственно к несущему кузову автомобиля.



а – схема устройства; б – схемы работы амортизатора при ходах сжатия (схема I) и отдачи (схема II): 1 – проушина резервуара; 2 – резервуар (корпус) амортизатора; 3 – днище рабочего цилиндра; 4 – впускной клапан; 5 – рабочий цилиндр; 6 – поршень; 7 – перепускной клапан; 8 – шток; 9 – защитный кожух; 10 – проушина штока; 11 – клапан отдачи; 12 клапан сжатия; А и В полости рабочего цилиндра, занимаемые амортизаторной жидкостью за поршнем и перед поршнем соответственно; С и О полости резервуара, занимаемые амортизаторной жидкостью и воздухом соответственно

Рисунок 2 – Схемы устройства и работы двухтрубного гидравлического амортизатора

Для уменьшения вибраций, которые могут передаваться через амортизатор на кузов автомобиля, крепление амортизаторов осуществляется с применением резиновых упругих элементов: подушек, втулок или резинометаллических шарниров.

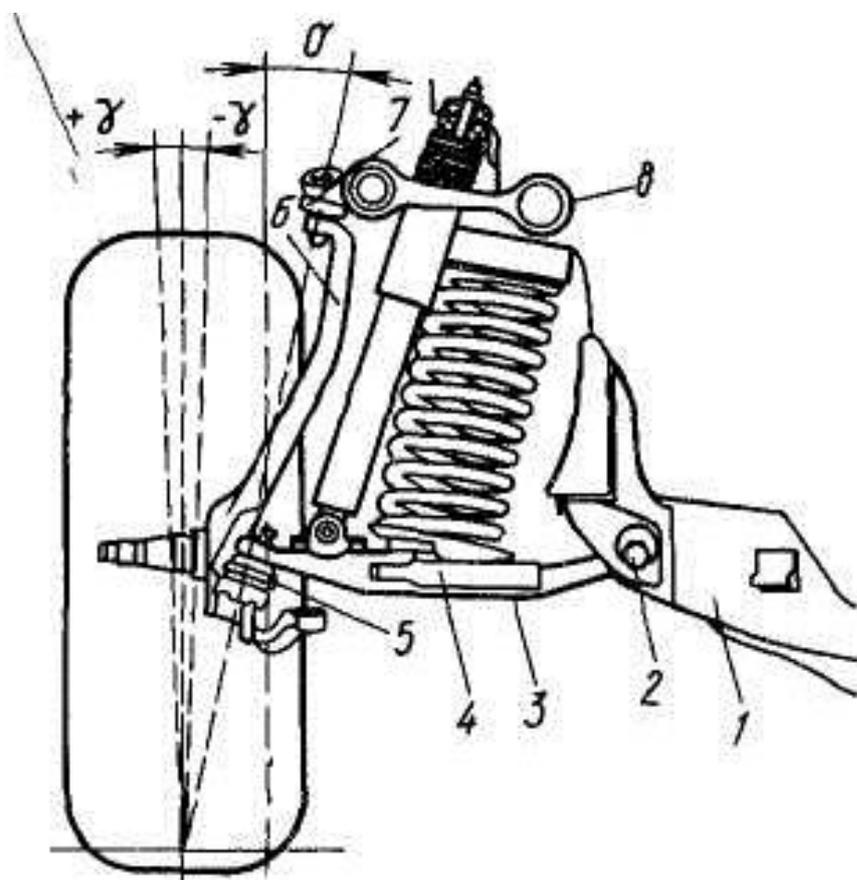
1.3 Выбор конструкции подвески

Для оптимального выбора конструкции подвески предлагается сравнить их конструкции, которые применяют при разработке переднеприводных автомобилей.

Подвеска на двойных поперечных рычагах.

«В этой конструкции с каждой стороны есть два поперечных рычага, имеющих поворотные опоры на раме, поперечине или кузове. Наружные концы рычагов – в случае передней подвески – соединяются посредством

шаровых шарниров с поворотной цапфой или кулаком. Чем больше может быть расстояние между поперечными рычагами, тем меньше силы в рычагах и их опорах, то есть тем меньше податливость всех деталей и точнее кинематика подвески. Этому способствует эластичное восприятие жесткого качения радиальных шин верхними рычагами (что возможно лишь при этой конструкции независимой подвески). Хотя продольные силы, вызываемые сопротивлением качению, на верхнем рычаге лишь незначительно меньше, однако нижний рычаг и его опоры выполняются с расчетом на явно большие нагрузки, которые возникают под действием боковых сил или при торможении» [3].



γ – угол развала колеса; α – наклон передней стойки; l – плечо обката;
 1 – поперечная балка; 2 – эксцентриковый палец изменения развала колеса; 3 – нижний поперечный рычаг; 4 – вспомогательная тяга; 5 – шаровая опора; 6 – поворотная стойка;
 7 – верхняя шаровая опора; 8 – верхняя шаровая опора

Рисунок 3 – Схема подвески на двойных поперечных рычагах

«Главное преимущество подвески на двойных поперечных рычагах – ее кинематические качества: взаимным положением рычагов можно определить высоту, как центра поперечного крена, так и центра продольного крена. Кроме того, за счет различной длины можно влиять на угловые перемещения колес при ходах отбоя и сжатия, то есть на изменение развала и (в определенных границах), независимо от этого, на изменение колеи. При более коротких верхних рычагах колеса при ходе сжатия наклоняются в сторону отрицательного развала, а при ходе отбоя – в сторону положительного. За счет этого можно противодействовать изменению развала, обусловленному боковым креном кузова.

Если центр продольного крена может быть размещен выше оси колес, это не только повысит эффективность противодействия крену при торможении, но и уменьшит «приседание» при разгоне в случае ведущих колес» [3].

Недостатками данной конструкции является то, что при торможении на нижний рычаг действует большая горизонтальная сила, различная длина рычагов создает изменение развала колеса и изменение колеи.

Подвеска на продольных рычагах.

«При этой конструкции подвески с каждой стороны автомобиля имеется расположенный в направлении движения продольный рычаг с поворотной опорой на поперечине подвески или на кузове. Такой рычаг должен воспринимать силы во всех направлениях и испытывает высокие нагрузки на изгиб и кручение, тем не менее, под воздействием вертикальных и боковых сил развал и схождение не должны изменяться. Этого можно достичь жестким на изгиб и кручение коробчатым профилем или применением литого рычага вместе с двумя максимально разнесенными жесткими в радиальном направлении опорами.

Подвеска на продольных рычагах сравнительно проста и часто применяется на переднеприводных автомобилях в качестве задней подвески. Она дает возможность выполнить ровным пол кузова и расположить между

рычагами топливный бак или запасное колесо. Если оси качания продольных рычагов параллельны плоскости дороги, то при ходах сжатия и отбоя колес не происходит никаких изменений колеи, развала и схождения, лишь база незначительно укорачивается. За счет длины рычагов можно влиять на прогрессивность характеристики упругости и получать более благоприятные параметры колебаний при нагрузке. Точки качания рычагов являются одновременно центрами продольного крена, то есть при торможении задняя часть кузова в этом месте подтягивается вниз» [3].

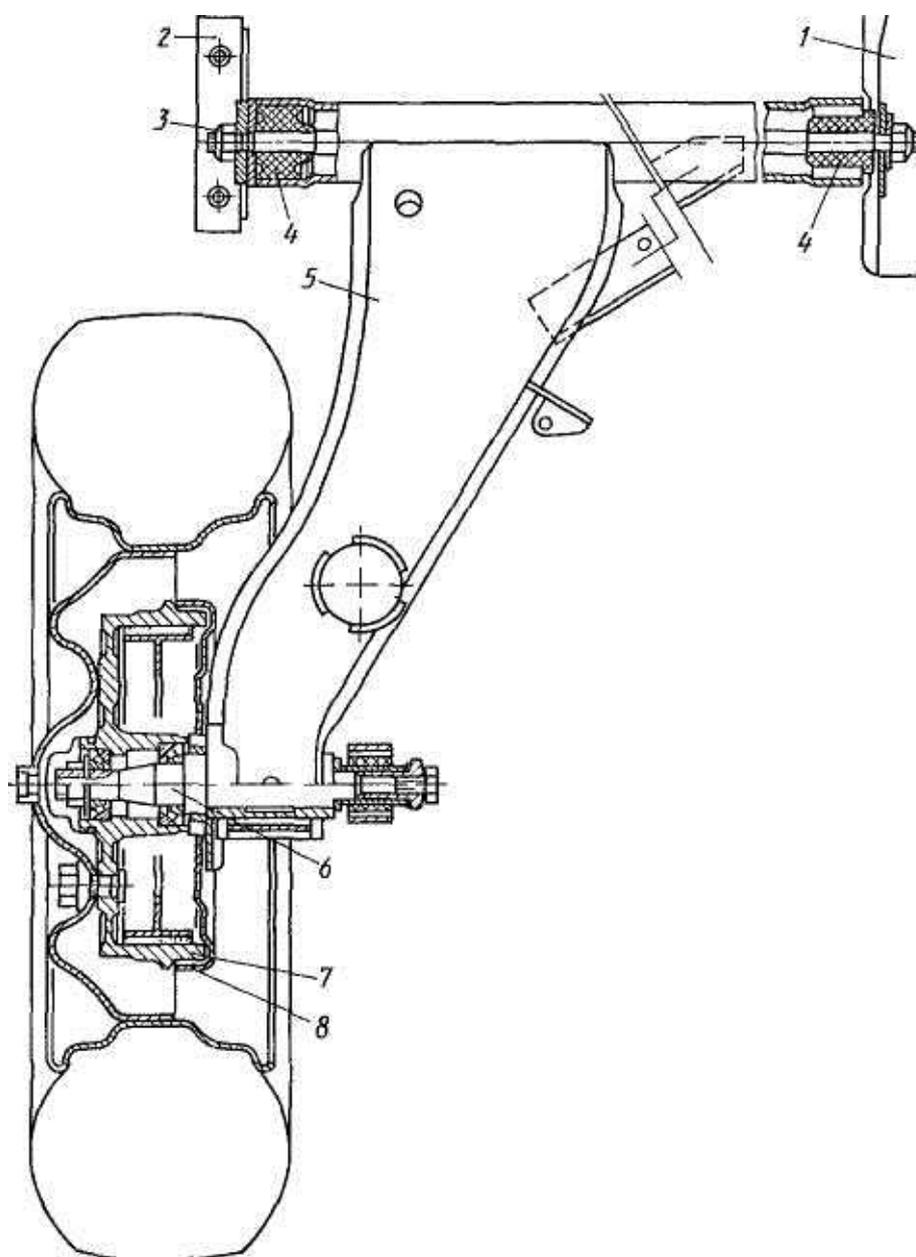


Рисунок 4 – Подвеска на продольных рычагах

«Недостатком является низкое (на уровне дороги) положение центра поперечного крена; кроме того, при движении на повороте колеса сильнее наклоняются вместе с кузовом, чем при других независимых подвесках. Вертикальные силы, увеличивающиеся при ходе сжатия и уменьшающиеся при ходе отбоя, вызывают различное нагружение на кручение продольного рычага; последний скручивается, и происходит изменение развала, которое приводит к уменьшению возможности передачи шиной боковых сил. Коэффициент изменения развала при крене составляет в среднем 1,05. Кроме того, надо учитывать, что боковая сила дополнительно отжимает внешнее на повороте колесо в направлении положительного развала, а внутреннее – в сторону отрицательного.

В случае применения подвески на продольных рычагах для передних колес недостатком является увеличение продольного наклона оси поворота при ходе сжатия и уменьшение при ходе отбоя» [3].

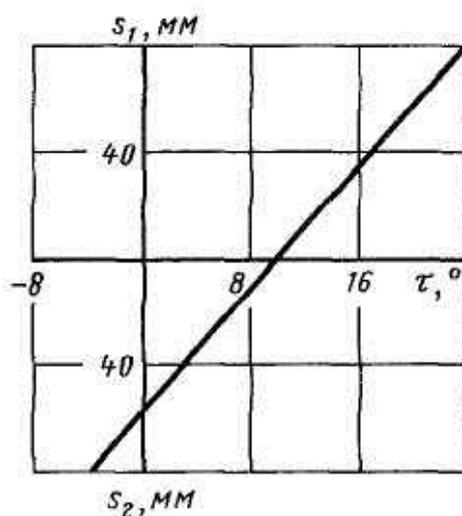


Рисунок 5 – Зависимость продольного наклона оси поворота от хода подвески

«За счет этого изменяются силы, действующие в рулевом управлении: на наружном при повороте колесе, совершающем ход сжатия, увеличивается возвратный момент. Указанный недостаток является, вероятно, причиной того, что простая и экономичная в изготовлении подвеска на продольных

рычагах применяется для передних колес только на относительно легких и «тихоходных» легковых автомобилях.

Подвеска на продольных и поперечных рычагах

Эта конструкция представляет собой подвеску с направляющей стойкой, в которой с целью разгрузки брызговика крыла верхние опорные усилия воспринимаются продольным рычагом, установленным на относительно жестком щите передка.

Большое расстояние между несущим и направляющим шарниром обуславливает возникновение малых усилий, путем наклона оси верхнего рычага в поперечном направлении можно влиять на изменение развала и колеи колес и на высоту центра крена» [4].

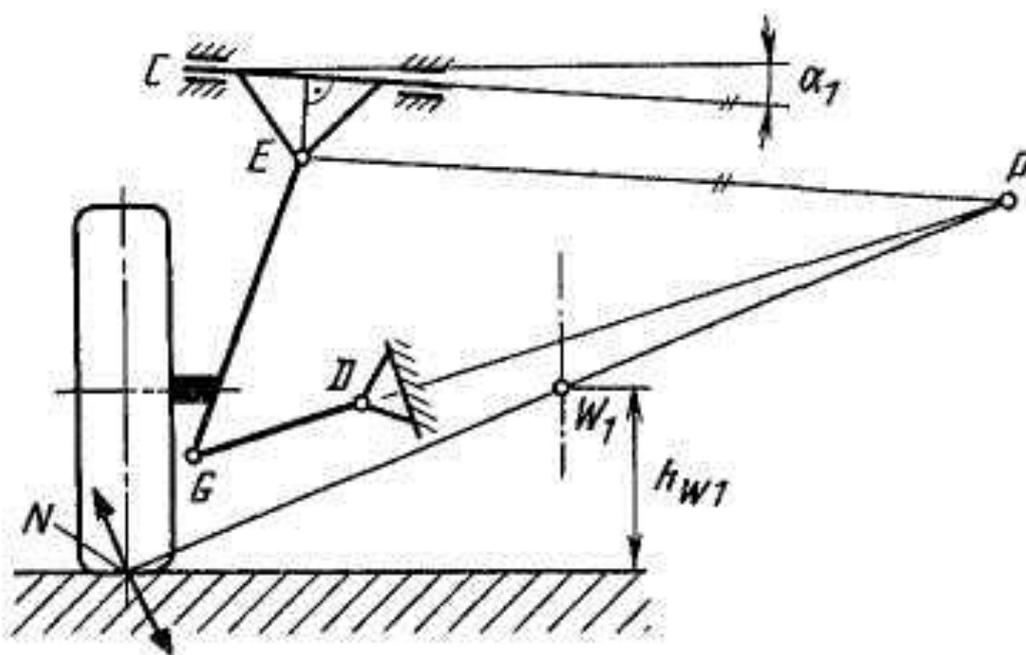


Рисунок 6 – Схема подвески на продольных и поперечных рычагах

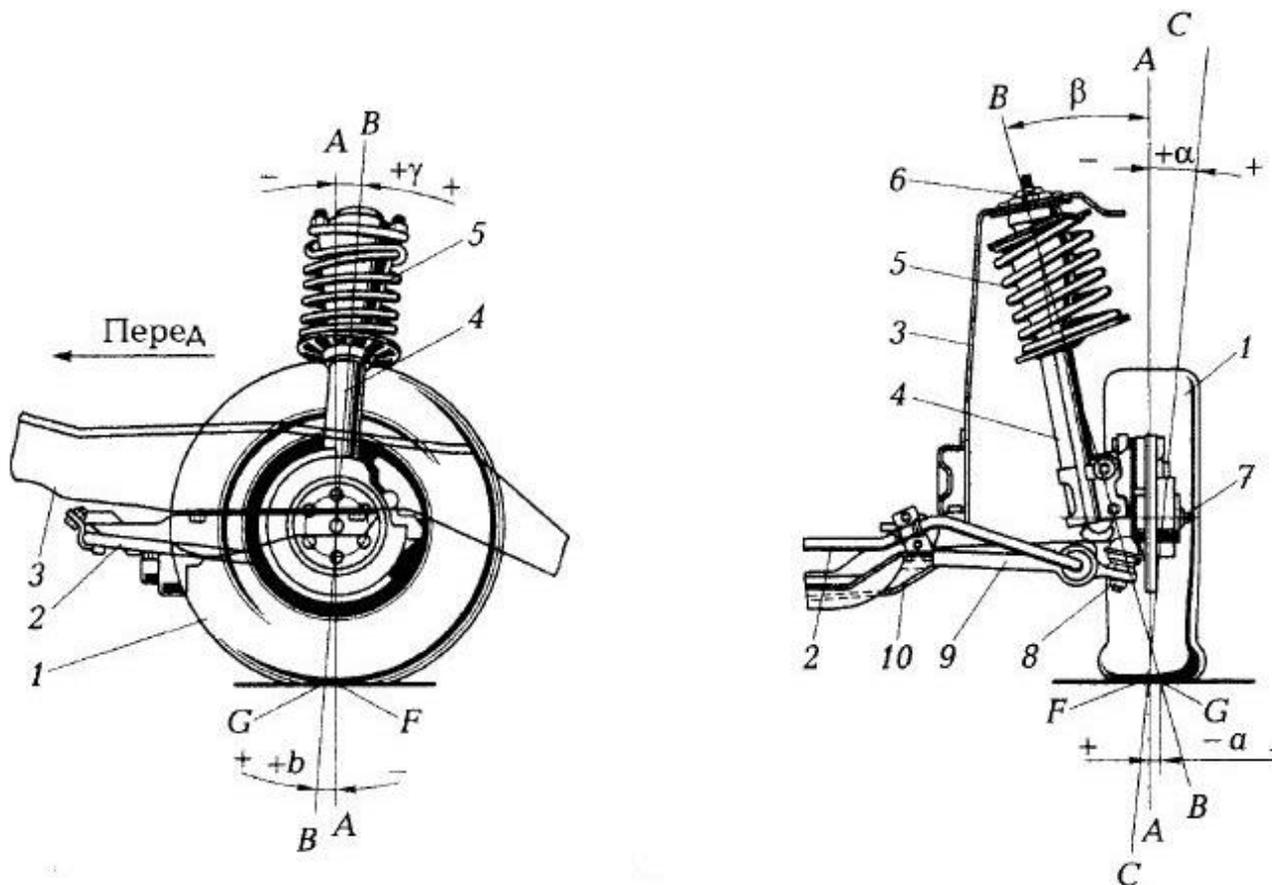
Недостатком является большое число шарниров и повышение затрат, а также большая трудоемкость изготовления.

«Подвеска на направляющих пружинных стойках (Макферсон).

Направляющая пружинная стойка представляет собой дальнейшее развитие подвески на двойных поперечных рычагах. Верхний рычаг здесь

заменен точкой крепления на брызговике крыла кузова, где опирается шток стойки и пружина подвески. В этой точке воспринимаются силы во всех направлениях, которые, со своей стороны, вызывают нагружение штока на изгиб» [7].

Общее устройство подвески приведено на рисунке 7.



1 – переднее колесо; 2 – стабилизатор поперечной устойчивости, 3 – несущий кузов автомобиля; 4 – телескопическая амортизаторная стойка; 5 – пружина; 6 – верхняя опора стойки; 7 – поворотный кулак со ступицей крепления колеса; 8 – шаровой шарнир; 9 – рычаг; 10 – поперечина подвески; α – угол развала колес; β – угол поперечного наклона оси поворота колеса; γ – угол продольного наклона оси поворота колеса; δ – угол схождения колес; ω – угол максимального поворота внутреннего колеса; a – плечо обкатки колеса; b – плечо стабилизации колеса; h – перемещение управляемого колеса при повороте; A – A – вертикаль, проходящая через центр пятна контакта колеса с дорогой; B–B – геометрическая ось поворота колеса; C–C – линия пересечения центральной плоскости вращения колеса с поперечной плоскостью, проходящей через центр пятна контакта колеса с дорогой; D–D – центральная линия колеи; E–E – линия пересечения центральной плоскости вращения колеса с поверхностью дороги; F – центр пятна контакта колеса с дорогой; G – точка пересечение геометрической оси поворота колеса с поверхностью дороги

Рисунок 7 – Схемы устройства передних подвесок и углов установки передних колес

Подвеска включает в себя телескопическую амортизаторную стойку 4 с установленной на ней пружиной 5 и жестко прикрепленным к ее нижней части поворотным кулаком 7 со ступицей, поперечный рычаг 9 и стабилизатор 2 поперечной устойчивости. Телескопическая амортизаторная стойка является основным элементом подвески. Она выполняет функцию элемента направляющего устройства подвески и одновременно амортизатора. Шток амортизаторной стойки крепится к кузову 3 автомобиля при помощи верхней резинометаллической опоры 6, обеспечивающей возможность качания нижней части стойки вместе с поворотным кулаком 7 и колесом 1 при ходах подвески и снижающей передаваемые на кузов автомобиля вибрации. К нижней части корпуса стойки приварен кронштейн, к которому болтами крепится поворотный кулак 7 со ступицей колеса.

Амортизаторная часть телескопической стойки, располагаемая внутри ее корпуса, по устройству аналогична обычному амортизатору. Пружина 5 устанавливается между нижней опорной чашкой, приваренной к средней части корпуса амортизаторной стойки и верхней опорной чашкой, которая вместе с верхней опорой 6 стойки крепится к ее штоку. Верхняя чашка пружины опирается на опору 6 стойки через упорный подшипник, обеспечивающий легкий поворот корпуса стойки вместе с пружиной относительно верхней опоры 6 стойки со штоком при повороте колеса 1 автомобиля с поворотным кулаком 7.

Пружина устанавливается не соосно стойке, а с наклоном своей нижней части в сторону колеса, что уменьшает поперечные нагрузки на штоке стойки, на направляющей штока и на его поршне.

Рычаг 9 подвески стальной, кованый. Он крепится внутренним концом к поперечине 10 подвески (на автомобилях ИЖ) или к кронштейну кузова автомобиля (на автомобилях ВАЗ) при помощи резинометаллического шарнира, что обеспечивает качание рычага на оси шарнира в поперечной плоскости при ходах подвески. Наружным концом рычаг крепится к поворотному кулаку 7 с помощью шарового шарнира 8.

Шаровой шарнир представляет собой стальной палец 34 (рисунок 2) с шаровой головкой, размещенной внутри корпуса 33 шарнира асферичном подшипнике трения. Подшипник выполняется из антифрикционного материала, обеспечивающего возможность поворота головки пальца в корпусе шарнира с невысоким трением и минимальным износом. Благодаря повороту головки пальца в подшипнике палец может качаться относительно центра сферы головки, отклоняясь от своего центрального положения в корпусе шарнира на некоторый угол в любую сторону, а также поворачиваться вокруг своей оси.

От попадания внутрь корпуса влаги и грязи шарнир предохраняется защитным чехлом 35, в который при сборке закладывается определенное количество консистентной смазки. Для крепления шарнира на его корпусе выполнены отверстия под болты его крепления к поворотному кулаку 29, а на пальце 34 имеется конусная часть с резьбовым хвостовиком для установки пальца в конусное отверстие рычага 36 и крепления к нему при помощи гайки 37. Благодаря качанию пальца в корпусе шарнира обеспечивается изменение угла между рычагом 9 и поворотным кулаком 7 при ходах подвески, а благодаря повороту пальца в корпусе вокруг своей оси – поворот кулака относительно рычага при поворотах передних управляемых колес.

Шаровые шарниры подвесок выполняются, как правило, неразборными и ремонту не подлежат (кроме замены защитных чехлов).

Поворотный кулак подвижно соединяется со ступицей колеса при помощи двухрядного шарикового подшипника. Поворотный кулак образует со ступицей подшипниковый ступичный узел, который позволяет ступице с колесом и тормозным диском свободно вращаться относительно неподвижного кулака. В ступичном узле подвесок типа «Макферсон» изучаемых автомобилей применяется двухрядный шариковый подшипник закрытого типа с двумя внутренними кольцами.

Конструкция ступичного узла зависит оттого, являются ли передние колеса ведущими, поэтому у переднеприводных автомобилей (автомобили

ВАЗ) и автомобилей с классической схемой компоновки (автомобили ИЖ) имеет некоторые различия, рассматриваемые далее.

К поворотному кулаку неподвижно крепится болтами передний тормозной механизм (кроме тормозного диска) и защитный кожух (щит) тормоза. Поворотный кулак вместе с установленным на нем на ступице колесом 1 и другими деталями поворачивается совместно с корпусом телескопической стойки 4 и пружиной 5 на шаровом шарнире 8, что обеспечивает повороты автомобиля. Для поворота кулака в подвеске предусматривается соединяемый с рулевой тягой поворотный рычаг (на схеме не показан), который размещается на поворотном кулаке (на автомобилях ИЖ) либо приваривается к корпусу стойки (на автомобилях ВАЗ).

Ступица колеса служит для крепления к ней колеса вместе с тормозным диском переднего тормозного механизма, а на переднеприводных автомобилях также и для передачи на колесо крутящего момента от наружного шарнира привода.

Стабилизатор поперечной устойчивости 2 крепится центральной торсионной частью при помощи кронштейнов с резиновыми подушками к поперечине 10 подвески или к кузову, а изогнутыми плечами – к рычагам 9 подвески.

Стабилизатор поперечной устойчивости в подвесках типа «Макферсон» выполняет функцию элемента направляющего устройства, воспринимающего и передающего на кузов автомобиля тяговые и тормозные усилия. В передней подвеске переднеприводных автомобилей ВАЗ применяются продольные растяжки рычагов, которые совместно со стабилизатором поперечной устойчивости воспринимают и передают на кузов тяговые и тормозные усилия.

Работа подвески осуществляется следующим образом. При ходе сжатия подвески (например, при наезде колеса на выпуклую неровность дороги) колесо 1 под действием вертикальной силы реакции дороги перемещается

вверх, приближаясь к кузову. При этом происходит уменьшение длины телескопической стойки 4 за счет утапливания ее штока внутрь корпуса и сжатие пружины 5, а также перемещение наружного конца рычага 9 вместе с плечом стабилизатора 2 вверх, ближе к кузову автомобиля. При ходе отдачи происходит обратное перемещение деталей подвески. При ходах подвески происходит качание телескопической амортизаторной стойки относительно центра ее верхней опоры 6, за что данная подвеска и получила название «качающаяся свеча». Гашение колебаний пружины при работе подвески осуществляется амортизаторной частью телескопической стойки, которая при перемещении ее штока работает как обычный гидравлический амортизатор.

Все усилия, возникающие при взаимодействии колеса с дорогой, передаются через ее ступицу и подшипник на поворотный кулак 7. Вертикальные усилия от поворотного кулака передаются на кузов через поворотную стойку 4, пружину 5 и верхнюю опору 6 стойки. Поперечные усилия от поворотного кулака передаются на кузов или жестко прикрепленную к нему поперечину подвески через шаровой шарнир 8 и рычаг 9. А тяговые и тормозные усилия передаются от поворотного кулака через шаровой шарнир 8, рычаг 9 и далее при помощи соединенного с рычагом стабилизатора 2 поперечной устойчивости, а также растяжки рычага (если она предусмотрена конструкцией подвески) на кузов либо жестко соединенную с ним поперечину.

Преимуществами подвески типа «Макферсон» являются:

- простота конструкции, уменьшенное число деталей и шарниров;
- компактность, позволяющая расширить пространство моторного отсека;
- увеличенные расстояния между опорами пружин, уменьшающие нагрузки на элементы несущего кузова;
- простота установки, меньшая чувствительность к ее точности.

К недостаткам подвески можно отнести большую высоту установки, значительные изменения колеи, углов развала колес и повышенный износ направляющих элементов стойки при больших ходах подвески, а также более высокую шумность по сравнению с двухрычажной бесшкворневой подвеской.

В связи с достоинствами, которыми обладает подвеска, а также в связи с тем, что она отвечает необходимым условиям и требованиям эксплуатации, для проектируемого легкового переднеприводного автомобиля особо малого класса предлагается использовать подвеску «Макферсон».

1.4 Амортизаторы с переменным демпфированием

«Уже в 50-е годы некоторые автомобили повышенной комфортности были оборудованы такими системами, как Armstrong Selectaride, которые давали возможность водителю вручную выбирать predetermined установки амортизатора от мягкого до жесткого уровня. Современные системы работают автоматически (хотя часто с возможностью изменения регулировок водителем), используя управление через процессор, чтобы выбрать наиболее подходящую настройку для любой скорости, поверхности дороги и условий движения. Большинство систем, использовавшихся на автомобилях высшего класса до 2001 года, работают с помощью одного или двух электромагнитных перепускных клапанов, которые открываются или закрываются для обеспечения двух или трех демпфирующих характеристик» [6].

«В трехуровневой системе самая жесткая характеристика получается при двух закрытых клапанах и часто именуется «спорт», когда один клапан открывается, система переходит в «нормальный» режим. Открытие обоих клапанов обеспечивает самый мягкий режим «комфорт».

Mercedes разработал более совершенную систему ADS (Adaptive Damping System – адаптивную демпфирующую систему), которая использует

перепускные клапаны различных размеров, обеспечивая четыре различных установки демпфирования. Mercedes утверждает, что система устанавливается на самый мягкий режим больше половины времени движения, даже если автомобиль едет с максимальной скоростью» [5].

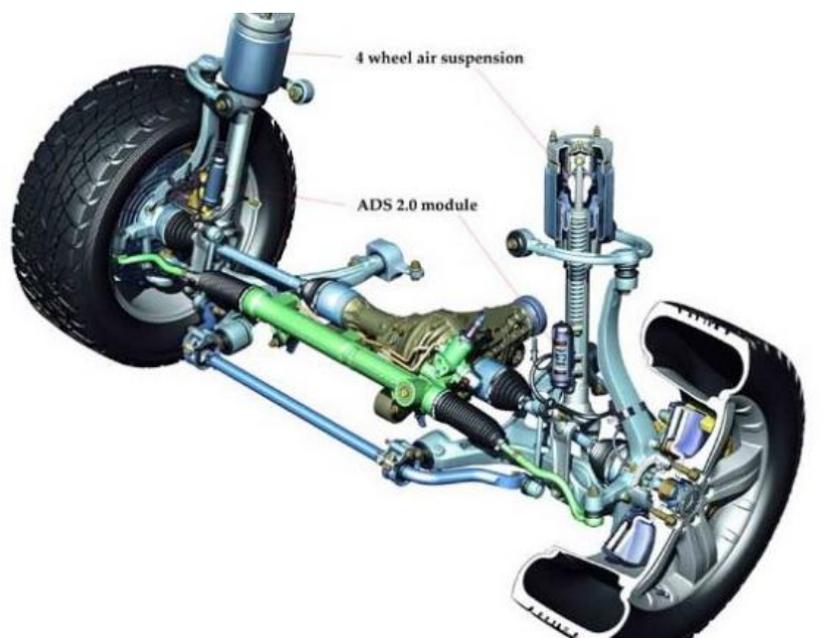


Рисунок 8 – Адаптивная демпфирующая система от Mercedes

«Совершенно другой подход был предложен поставщиком систем Delphi в его концепции Magneride (рисунок 9). В ней используется тот факт, что некоторые вязкие жидкости можно сделать чувствительными к электромагнитным полям, когда вязкость жидкости увеличивается с усилением поля, молекулы «выстраиваются в ряд» и создают большее сопротивление.

Компания Delphi продемонстрировала автомобили, оборудованные амортизаторами, в которых обычные отверстия заменялись узкими проходами, в которых жидкость проходила между электромагнитными катушками. Система Magneride имеет огромное преимущество, которое заключается в том, что вязкость жидкости, следовательно, и степень демпфирования, полностью изменяемые, в зависимости от изменения мощности электромагнитного поля, которая контролируется компьютером» [6].

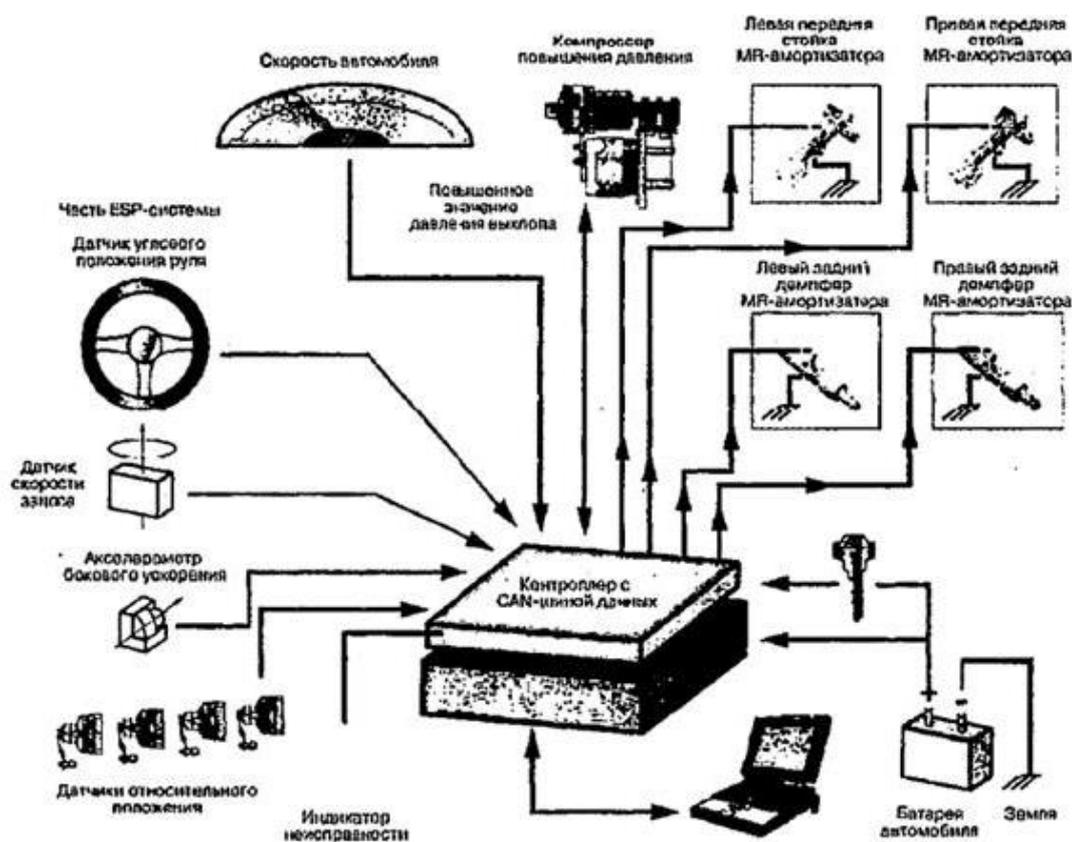


Рисунок 9 – Стойки и амортизаторы Magnaride, как комплекс систем управления

«Современные конструкции адаптивных амортизаторов отличаются также по способу управления амортизаторами.

Наиболее простые системы предполагают ручной выбор демпфирования водителем. Следующее поколение систем управления амортизатором имеет как ручное, так и автоматическое переключение в зависимости от скорости движения или показаний датчиков ускорения, закрепленных на кузове автомобиля (обычно на крыльях). И, наконец, блоки управления в самых последних разработках используют в качестве входных данных электронный блок управления электронной системы стабилизации, что делает процесс управления амортизатором, зависящим от множества факторов» [3].

Предлагаемая к разработке конструкция амортизатора представляет собой обычный двухтрубный амортизатор имеющий следующие конструктивные отличия:

- жидкость из полости под поршнем в полость над поршнем перетекает не только по каналам в поршне, но и дополнительно через осевой канал в штоке и далее через радиальные каналы, выполненные в штоке (два на уровне поршня и два в надпоршневой полости);
- радиальные каналы в штоке перекрываются калиброванными отверстиями разного диаметра в управляющем штоке. Управляющий шток представляет собой трубку с 6-ю радиальными отверстиями соединенную с шаговым электродвигателем для придания ему вращательной подвижности внутри штока. При вращательных передвижениях отверстия на штоке могут перекрываться с каждым из шести отверстий на управляющем штоке, что позволяет изменять гидравлическое сопротивление при переходе жидкости из одной полости в другую в зависимости от того через крупное или мелкое отверстие проходит жидкость в данный момент.

Данная конструкция амортизатора позволяет изменять коэффициент демпфирования амортизаторов в зависимости от дорожной обстановки (при применении автоматизированной системы управления) или выбранного стиля езды.

2 Тяговый расчет автомобиля

«Задачей тягового расчета является нахождение основных параметров двигателя и трансмиссии, обеспечивающих автомобилю необходимые основные показатели тягово-скоростных характеристик: силы тяги на ведущих колесах, скорость и ускорение движения и другое, время и путь разгона автомобиля на горизонтальной дороге с нормальным покрытием» [3].

2.1 Внешняя скоростная характеристика двигателя

«Выполнение тягового расчета автомобиля начинается с выбора типа двигателя и определения его параметров. При этом необходимо учитывать назначение и компоновку автомобиля, условия работы двигателя на различных типах и модификациях автомобилей, согласовывать в процессе проектирования исходные данные с базовыми параметрами автомобилей» [3].

«Эффективная мощность двигателя необходимая для движения автомобиля массой $M_a = 1560$ кг с установившейся скоростью движения $V_{\max} = 172$ км/ч определяется по формуле (3):

$$N_v = \left(\psi_v g M_a + \frac{K_a F V_a^2}{3,6^2} \right) \frac{V_{\max}}{3600 \eta_{mp} K_p}, \quad (3)$$

где ψ_v – коэффициент сопротивления дороги максимальной скорости автомобиля, на наивысшей передаче, который при скорости движения $V_{\max} = 172$ км/ч определяется по формуле (4);

g – ускорение свободного падения;

K_a – коэффициент сопротивления воздуха, для легкового автомобиля принимаем $K_a = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$;

F – площадь лобового сечения автомобиля. Для легковых автомобилей она определяется по формуле (5);

$\eta_{mp.}$ – КПД трансмиссии автомобиля, для нашего автомобиля принимаем $\eta_{mp.} = 0,93$;

$K_p.$ – коэффициент коррекции, значение которого зависит от комплектации и стандартных условий стендовых испытаний, предварительно принимаем $K_p. = 0,95$ » [7].

$$\psi_v = f_0 \cdot (1 + A \cdot V_a^2), \quad (4)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качения при малых скоростях движения и для дорог с асфальтно-бетонным и цементно-бетонным покрытием, в хорошем состоянии принимается равным: $f_0 = 0,01 - 0,015$, в удовлетворительном состоянии $f_0 = 0,015 - 0,02$.

В нашем случае принимаем $f_0 = 0,015$;

A – постоянная величина, принимаем $A = 4 \cdot 10^{-5}$.

$$\begin{aligned} \psi_v &= 0,015 \cdot (1 + 4 \cdot 10^{-5} \cdot 172^2) = 0,0328, \\ F &= (0,78 \dots 0,8) \cdot B_r \cdot H_r, \end{aligned} \quad (5)$$

где B_r – габаритная ширина автомобиля, $B_r = 1,55$ м;

H_r – габаритная высота автомобиля, $H_r = 1,41$ м.

Тогда, согласно формуле (5)

$$F = (0,78 \dots 0,8) \cdot 1,55 \cdot 1,41 = 1,7 \text{ м}^2.$$

Подставив эти значения в формулу (3), получаем:

$$N_v = \left(0,0328 \cdot 9,81 \cdot 1560 + \frac{0,2 \cdot 1,7 \cdot 172^2}{3,6^2} \right) \cdot \frac{172}{3600 \cdot 0,93 \cdot 0,95} = 69,11 \text{ кВт} .$$

«При эксплуатации часть мощности двигателя расходуется на неучтенных при снятии стендовой характеристики потребителей. Мощность, которая передается через трансмиссию на ведущие колеса меньше номинальной внешней характеристики двигателя. Максимальную мощность двигателя на внешней характеристике двигателя определим по эмпирической зависимости (6):

$$N_{\max} = \frac{N_v}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}, \quad (6)$$

где λ – отношение частоты вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости автомобиля к частоте вращения при максимальной мощности, для данного автомобиля, принимаем 1,1. a , b и c – коэффициенты, постоянные для данного двигателя. Так, как мы не имеем технической характеристики двигателя, то для нахождения этих коэффициентов воспользуемся формулами (7-9), которые определяют значения по характерным точкам скоростной характеристики» [6].

«Максимальную частоту вращения, определим по технической характеристике для данного двигателя, $n_N = 5409 \text{ мин}^{-1}$. Соответственно $n_v = n_N \cdot \lambda = 5950 \text{ мин}^{-1}$.

$$a = 2 - \frac{25}{M_3}, \quad (7)$$

$$b = \frac{50}{M_3} - 1, \quad (8)$$

$$c = \frac{25}{M_3}, \quad (9)$$

где M_3 – запас крутящего момента, который определяется по формуле (10):

$$M_3 = \left(\frac{M_{\max}}{M_N} - 1 \right) \cdot 100\% , \quad (10)$$

где M_N – крутящий момент при максимальной мощности двигателя;
 K_N – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте, для легковых автомобилей с бензиновым двигателем – 1,2-2,5» [18].

$$M_N = 9550 \frac{N_{\max}}{n_N} . \quad (11)$$

«Так, как мы не знаем внешней характеристики двигателя, то рассчитаем коэффициенты a , b , c по существующим двигателям, аналогам, близким к проектируемому двигателю. Для двигателя, который будет установлен на проектируемый автомобиль, примем следующие значения: $M_3 = 20$, $K_N = 1,6$ » [3].

При таких величинах M_3 и K_N постоянные a , b , c будут равны:

$$a = 2 - \frac{25}{20} = 0,75, \quad b = \frac{50}{20} - 1 = 1,5, \quad c = \frac{25}{20} = 1,25$$

Зная значения этих постоянных и параметра λ , рассчитаем максимальную мощность двигателя по формуле (6):

$$N_{\max} = \frac{69,11}{0,75 \cdot 1,1 + 1,5 \cdot 1,1^2 - 1,25 \cdot 1,1^3} = 70,8 \text{ кВт} .$$

«Для определения других поточных значений мощности двигателя в различных точках кривой внешней скоростной характеристики двигателя необходимо найти 8-10 точек и применить эмпирическую формулу (12).

$$N_e = N_{\max} \left[a \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] = N_{\max} K_{\mathcal{D}}. \quad (12)$$

где $K_{\mathcal{D}}$ – эмпирический коэффициент, значения которого зависят от принятых промежуточных значений частоты вращения коленчатого вала, и определяется по формуле (13)» [4].

$$K_{\mathcal{D}} = a \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3. \quad (13)$$

Минимальная частота вращения коленчатого вала должна находиться в пределах 400-900 об/мин, таким образом, принимаем $n_{\min} = 850 \text{ мин}^{-1}$.

Крутящий момент двигателя определим по соответствующим значениям мощности двигателя N_e и частоты вращения коленчатого вала n_e при помощи формулы (14):

$$M_{\mathcal{D}} = 9550 \cdot N_e / n_e. \quad (14)$$

Результаты вычислений формул (12-14) сведем в таблицу 2.

Таблица 2 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

n_e / n_N	0,16	0,26	0,37	0,47	0,58	0,68	0,79	0,89	1,00	1,10
$K_{\mathcal{D}}$	0,15	0,28	0,42	0,56	0,69	0,81	0,91	0,97	1,00	0,98
n_e , об/мин	850	1416	1983	2550	3116	3683	4250	4816	5383	5950
N_e , кВт	5,97	11,02	16,51	22,12	27,49	32,29	36,16	38,78	39,78	38,84
$M_{\mathcal{D}}$, Н·м	67,0	74,26	79,51	82,84	84,24	83,72	81,26	76,88	70,58	62,34

По данным таблицы 2 строим внешнюю скоростную характеристику (рисунок 10).

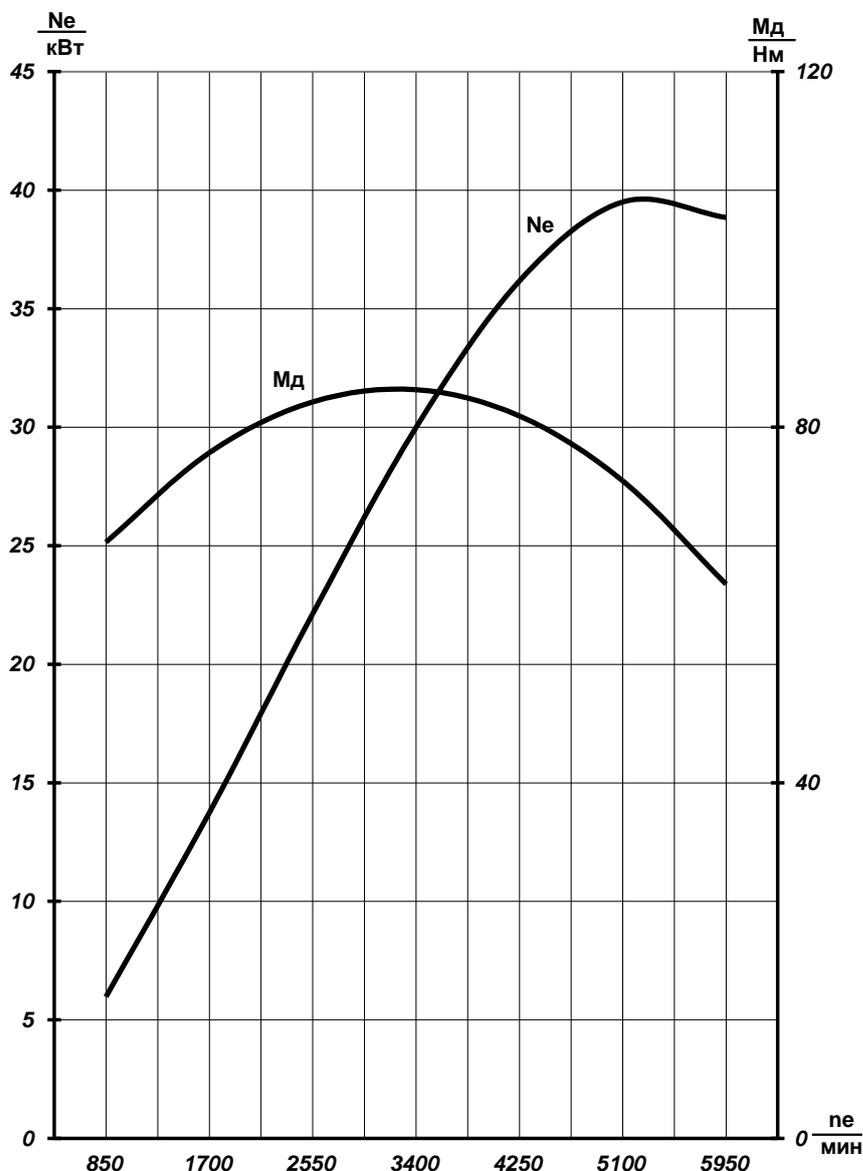


Рисунок 10 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

2.2 Передаточные числа трансмиссии

«Передаточное число главной передачи определяется исходя из максимальной скорости движения автомобиля на высшей передаче в коробке передач и дополнительной коробке при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n_{\max} = n_v$ по формуле (15):

$$U_0 = 0,377 \cdot \frac{n_{\max} \cdot r_d}{V_{\max} \cdot U_{кв}}, \quad (15)$$

где r_d – динамический радиус колеса, м;

$U_{кв}$ – передаточное число коробки передач на высшей передаче» [6].

«Динамический радиус колеса может быть принятым равным статическому радиусу, который можно определить с некоторой погрешностью по формуле (16).

$$r_d \approx r_c \approx [0,5 \cdot d + H \cdot (1 - \lambda_{ш})], \quad (16)$$

где d – диаметр обода колеса, м;

H – высота профиля шин, м;

$\lambda_{ш}$ – коэффициент радиальной деформации шин, при полной нагрузке автомобиля на твердой опорной поверхности, для стандартных и широкопрофильных шин принимается в диапазоне 0,1-0,16. Для данного автомобиля принимаем $\lambda_{ш} = 0,15$ » [5].

Данный автомобиль оснащен низкопрофильными шинами со следующими размерами: 155/70R13. Таким образом, динамический радиус колеса:

$$r_d = 0,5 \cdot 0,33 + 0,155 \cdot 0,7 \cdot (1 - 0,15) \approx 0,257 \text{ м.}$$

Высшая передача данного автомобиля, не прямая, является ускоряющей, то высшее передаточное число коробки передач $U_{к.в} = 0,97$, таким образом:

$$U_0 = 0,377 \cdot \frac{5950 \cdot 0,257}{145 \cdot 0,97} = 3,98.$$

В дальнейшем при расчете U_0 может изменяться с целью улучшения тягово-скоростных и экономических показателей автомобиля.

2.2.1 Определение передаточных чисел коробки передач

«Передаточное число на первой передаче трансмиссии должно удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечивать преодоление максимального заданого подъема;
- не вызывать буксование ведущих колес автомобиля при нормальных условиях их сцепления с дорогой и передаче максимального крутящего момента двигателя» [6].

$$U_{1\psi} = (U_{k1}) \geq \frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot r_d}{M_{\partial\max} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp} \cdot K_p}, \quad (17)$$

$$U_{1\varphi} = (U_{k1}) \leq \frac{\psi \cdot Z_1 \cdot r_d}{M_{\partial\max} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp} \cdot K_p}, \quad (18)$$

где Z_1 – нормальная реакция дороги на ведущие колеса автомобиля.

$$Z_1 = 577 \cdot 9,81 = 5660,4 \text{ Н.}$$

При этом должно выполняться неравенство

$$U_{1\psi} \leq U_{1\varphi}.$$

Для проектируемого автомобиля максимальный коэффициент сопротивления дороги $\psi_{\max} = 0,38$, коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой для хороших дорожных условий $\varphi = 0,8$.

$$U_{1\psi} = \frac{0,38 \cdot 10889,1 \cdot 0,257}{80,4 \cdot 3,98 \cdot 0,93 \cdot 0,95} = 3,766,$$

$$U_{1\varphi} = \frac{0,8 \cdot 5660,4 \cdot 0,257}{80,4 \cdot 3,98 \cdot 0,93 \cdot 0,95} = 4,12.$$

Таким образом $U_{K1(\psi)} = 3,8$.

Передаточные числа промежуточных передач определяются по формуле (19):

$$U_{K2} = U_{K1(\psi)}^{\frac{k-n}{k-1}}, \quad (19)$$

$$U_{K2} = U_{K1\psi}^{\frac{k-n}{k-1}} = 3,8^{\frac{4-2}{4-1}} = 2,44;$$

$$U_{K3} = U_{K1\psi}^{\frac{k-n}{k-1}} = 3,8^{\frac{4-3}{4-1}} = 1,56;$$

$U_{K4} = 0,97$ (так как КПП двухвальная);

2.2.2 Корректировка передаточных чисел трансмиссии

«Необходима корректировка передаточных чисел трансмиссии в целях улучшения тягово-скоростных характеристик автомобиля, а также экономических качеств.

На рисунке 11 представлена кинематическая схема двухвальной пятиступенчатой коробки передач.

Определяем межосевое расстояние в двухвальной коробке передач по следующей формуле (20):

$$a_w = a^3 \sqrt{M_{\partial \max}}, \quad (20)$$

где a – коэффициент для легковых автомобилей, $a = 15$ » [18].

$$a_w = 15 \cdot \sqrt[3]{80,4} = 64 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2185-66 принимаем $a_w = 70$ мм.

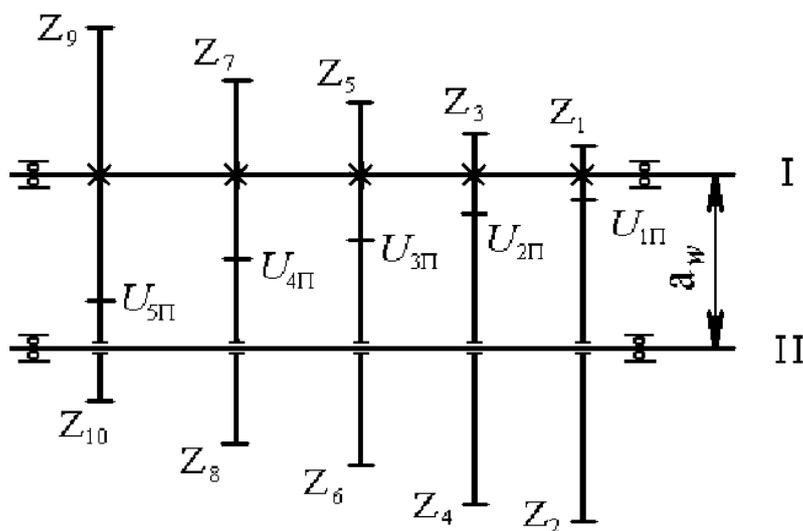


Рисунок 11 – Кинематическая схема двухвальной пятиступенчатой коробки передач

$$U_{1n} = 3,909, U_{2n} = 2,375, U_{3n} = 1,571, U_{4n} = 0,97, U_{5n} = 0,73.$$

«Исходя из условий постоянства межосевого расстояния, а также принимая, что модули зубьев и угол их наклона на всех передачах одинаковы, количество зубьев определяется по следующей формуле (21):

$$Z_n = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n \cdot (1 + U_{mn})}, \quad (21)$$

где β – угол наклона зуба косозубых передач, $\beta = 30^\circ$;

m_n – модуль зубчатых колес, 2,25 мм» [5].

Полученные значения Z_n округляют.

$$Z_1 = \frac{2 \cdot 70 \cdot \cos 30^\circ}{2,25 \cdot (1 + 3,909)} = 11,$$

$$Z_3 = \frac{2 \cdot 70 \cdot \cos 30^\circ}{2,25 \cdot (1 + 2,375)} = 16,$$

$$Z_5 = \frac{2 \cdot 70 \cdot \cos 30^\circ}{2,25 \cdot (1 + 1,571)} = 21,$$

$$Z_7 = \frac{2 \cdot 70 \cdot \cos 30^\circ}{2,25 \cdot (1 + 0,97)} = 27.$$

Количество зубьев остальных зубчатых колес соответственно передаче:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{1n};$$

$$Z_2 = 11 \cdot 3,909 = 43;$$

$$Z_4 = Z_3 \cdot U_{2n};$$

$$Z_4 = 16 \cdot 2,375 = 38;$$

$$Z_6 = Z_5 \cdot U_{3n};$$

$$Z_6 = 21 \cdot 1,571 = 33;$$

$$Z_8 = Z_7 \cdot U_{4n};$$

$$Z_8 = 27 \cdot 0,97 = 27.$$

Таким образом, передаточные числа после проектирования будут:

$$U_{K1} = \frac{Z_2}{Z_1},$$

$$U_{K1} = \frac{43}{11} = 3,909,$$

$$U_{K2} = \frac{Z_4}{Z_3},$$

$$U_{K2} = \frac{38}{16} = 2,375,$$

$$U_{K3} = \frac{Z_6}{Z_5},$$

$$U_{K3} = \frac{33}{21} = 1,57,$$

$$U_{K4} = \frac{Z_8}{Z_7},$$

$$U_{K4} = \frac{27}{27} = 1.$$

При одинаковом модуле на всех передачах должно выполняться условие:

$$\sum Z = (Z_1 + Z_2) = (Z_3 + Z_4) = (Z_5 + Z_6) = (Z_7 + Z_8), \quad (22)$$

$$\sum Z = 11 + 43 = 16 + 38 = 21 + 33 = 27 + 27 = 54.$$

Передаточное число заднего хода автомобиля устанавливается из условий компоновки коробки передач:

$$U_{3.X} = 3,358.$$

2.3 Тяговый баланс автомобиля

«Тяговый баланс представляет собой отношение тяговой силы на ведущих колесах на всех передачах и сил сопротивления от скорости движения автомобиля. Уравнение тягового баланса при установившемся режиме движения имеет вид:

$$P_K = P_\psi + P_W, \quad (23)$$

$$\frac{M_\partial \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot K_P}{r_d} = \psi \cdot g \cdot M_a + \frac{K_a \cdot F \cdot V_a}{13} \gg [3] \quad (24)$$

Используется при проектировании новых и оценки тягово-скоростных качеств существующих моделей автомобилей.

Скорость движения автомобиля определяется по формуле (25):

$$V_a = 0,377 \cdot \frac{n_e}{U_{mp}} \cdot r_d, \quad (25)$$

Расчет значений P_k делают по M_∂ , а скорости V_a по n_e для всех передач, и значения заносятся в таблицу 3.

При построении и расчете следует учитывать, что при малых скоростях $\psi = f_0$, а при высоких $\psi = f_v = f_0 \cdot (1 + A \cdot V_a)^2$.

2.4 Динамическая характеристика автомобиля

«Динамическая характеристика автомобиля – зависимость динамического фактора от скорости движения на каждой передаче.

Динамический фактор представляет собой тяговую силу, развитую автомобилем на ведущих колесах исключая силу сопротивления воздуха отнесенных к весу автомобиля с полной загрузкой, то есть удельную избыточную тяговую силу:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} = \frac{P_\psi + P_j}{G_a}, \quad (26)$$

при установившемся режиме движения автомобиля:

$$D = \frac{P_\psi}{G_a} = \psi \approx f + i, \quad (27)$$

где f – коэффициент сопротивления колес с дорогой;

i – величина преодолеваемого подъема» [4].

По величине P_k и P_w для соответствующих скоростей движения автомобиля по формуле (27) определяются значения динамического фактора, которые заносятся в таблицу 3.

Максимальное значение $D_{\max} = \psi_{\max} = 0,38$.

2.5 Характеристика ускорения автомобиля

«Показывает зависимость ускорений разгона автомобиля на каждой передаче от скорости:

$$j_a = (D - \psi_v) \cdot \frac{g}{\delta_j}, \quad (27)$$

где δ_j – коэффициент учета инертности вращающихся масс автомобиля, величина которого рассчитывается для разных автомобилей с полным загрузочным весом по формуле (28):

$$\delta_j = 1,04 + 0,04 \cdot U_K^2, \quad (28)$$

где U_K – передаточное число коробки передач, берется на каждой передаче» [25].

Для удобства результаты расчетов сводятся в таблицу 3.

На основании табличных данных выполняется построение скоростной характеристики автомобиля (рисунок 12-16).

«При определении ускорений есть неточность, так как динамический фактор подсчитывается при условии установившегося движения и работы двигателя, и при непостоянном режиме будут расхождения» [5].

Таблица 3 – Результаты тягового расчета

Передаточные числа	Величина	Частота вращения коленчатого вала									
		850	1417	1983	2550	3117	3683	4250	4817	5383	5950
	$M_o, \text{Н} \cdot \text{м}$	67,07	74,26	79,51	82,84	84,24	83,72	81,26	76,88	70,58	62,34
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
I $U_1 =$ $=3,909$	V_{a1} , км·ч	5,30	8,83	12,36	15,90	19,43	22,96	26,50	30,03	33,56	37,09
	P_{K1} , Н	3583,5	3967,3	4248,2	4426,0	4500,9	4472,8	4341,8	4107,8	3770,8	3330,8
	P_{W1} , Н	0,7	2,0	4,0	6,6	9,9	13,8	18,4	23,7	29,5	36,1
	D_1	0,329	0,364	0,390	0,406	0,412	0,409	0,397	0,375	0,344	0,303
	j_{a1} , м/с ²	1,87	2,07	2,23	2,32	2,36	2,34	2,27	2,14	1,95	1,70
	$1/j_{a1}$, с ² /м	0,536	0,482	0,449	0,431	0,424	0,427	0,441	0,468	0,513	0,587
	N_{K1} , кВт	5,55	10,25	15,36	20,57	25,57	30,03	33,64	36,07	37,00	36,13
	N_{W1} , кВт	0,00	0,01	0,01	0,03	0,06	0,09	0,14	0,21	0,29	0,39
II $U_2 =$ $=2,375$	V_{a2} , км·ч	8,72	14,54	20,35	26,17	31,98	37,79	43,61	49,42	55,24	61,05
	P_{K2} , Н	2177,2	2410,4	2581,0	2689,1	2734,6	2717,5	2637,9	2495,7	2291,0	2023,6
	P_{W2} , Н	2,0	5,5	10,9	18,0	26,8	37,5	49,9	64,1	80,0	97,8
	D_2	0,200	0,221	0,236	0,245	0,249	0,246	0,238	0,223	0,203	0,177
	j_{a2} , м/с ²	1,43	1,59	1,71	1,78	1,81	1,78	1,72	1,60	1,44	1,24
	$1/j_{a2}$, с ² /м	0,698	0,627	0,584	0,561	0,554	0,560	0,582	0,624	0,693	0,808
	N_{K2} , кВт	5,55	10,25	15,36	20,57	25,57	30,03	33,64	36,07	37,00	36,13
	N_{W2} , кВт	0,01	0,02	0,06	0,14	0,25	0,41	0,64	0,93	1,29	1,75
III $U_3 =$ $=1,571$	V_{a3} , км·ч	13,18	21,97	30,76	39,55	48,33	57,12	65,91	74,70	83,48	92,27
	P_{K3} , Н	1440,6	1594,8	1707,7	1779,2	1809,3	1798,1	1745,4	1651,3	1515,8	1339,0
	P_{W3} , Н	4,6	12,7	24,8	41,0	61,3	85,6	114,0	146,4	182,8	223,4
	D_3	0,132	0,145	0,155	0,160	0,161	0,157	0,150	0,138	0,122	0,102
	j_{a3} , м/с ²	1,01	1,12	1,20	1,24	1,24	1,21	1,14	1,03	0,89	0,71
	$1/j_{a3}$, с ² /м	0,994	0,893	0,835	0,808	0,805	0,827	0,878	0,969	1,124	1,410
	N_{K3} , кВт	5,55	10,25	15,36	20,57	25,57	30,03	33,64	36,07	37,00	36,13
	V_{a3} , км·ч	0,02	0,08	0,22	0,47	0,87	1,43	2,20	3,20	4,46	6,03
IV $U_4 =$ $=1,00$	V_{a4} , км·ч	20,71	34,52	48,33	62,14	75,95	89,76	103,57	117,38	131,19	145,00
	P_{K4} , Н	916,7	1014,9	1086,7	1132,2	1151,4	1144,2	1110,7	1050,8	964,6	852,1
	P_{W4} , Н	11,3	31,3	61,3	101,3	151,3	211,4	281,4	361,5	451,5	551,6
	D_4	0,083	0,090	0,094	0,095	0,092	0,086	0,076	0,063	0,047	0,028
	j_{a4} , м/с ²	0,62	0,68	0,71	0,70	0,67	0,60	0,50	0,36	0,20	0,00
	$1/j_{a4}$, с ² /м	1,621	1,475	1,416	1,423	1,500	1,672	2,012	2,750	5,052	0,00
Передаточные числа	Величина	Частота вращения коленчатого вала									
		850	1417	1983	2550	3117	3683	4250	4817	5383	5950
	N_{K4} , кВт	5,55	10,25	15,36	20,57	25,57	30,03	33,64	36,07	37,00	36,13
	V_{a4} , км·ч	0,07	0,32	0,87	1,84	3,36	5,55	8,52	12,41	17,32	23,39

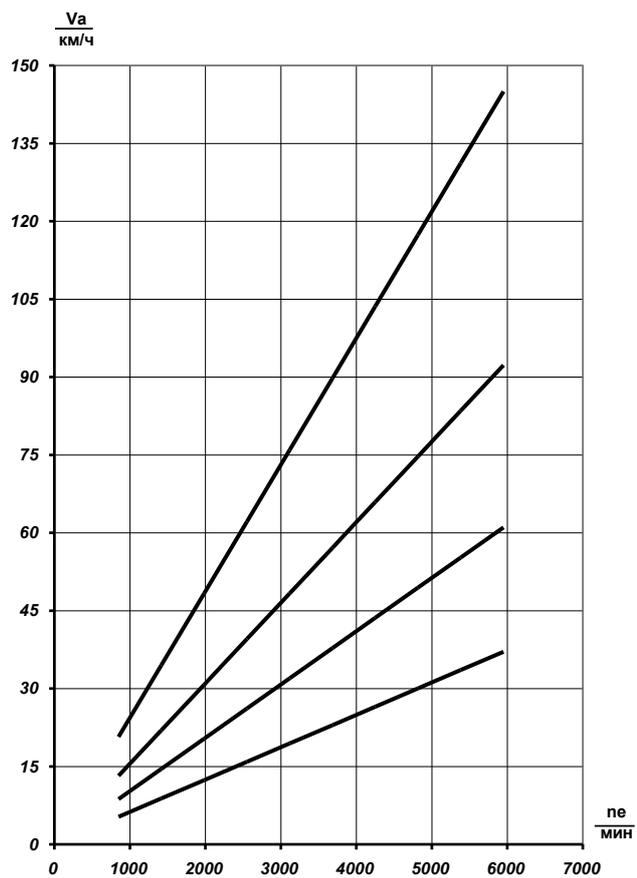


Рисунок 12 – Графики скоростной характеристики автомобиля

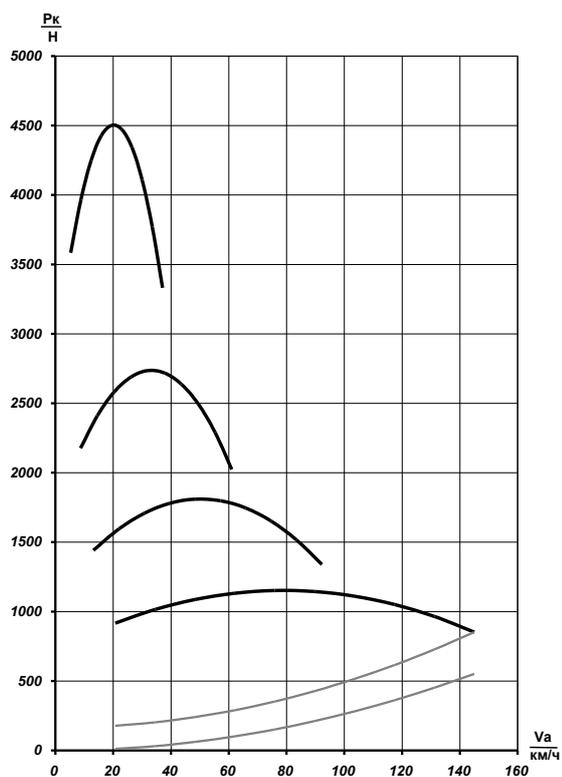


Рисунок 13 – Графики тяговой характеристики автомобиля

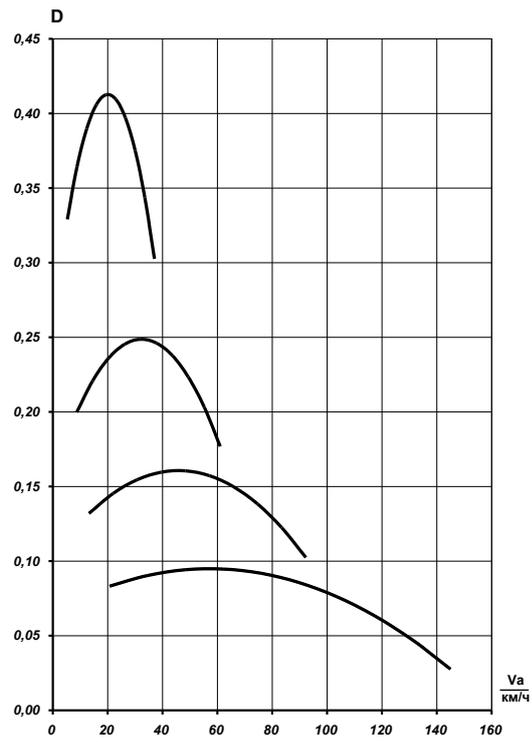


Рисунок 14 – Графики динамической характеристики автомобиля

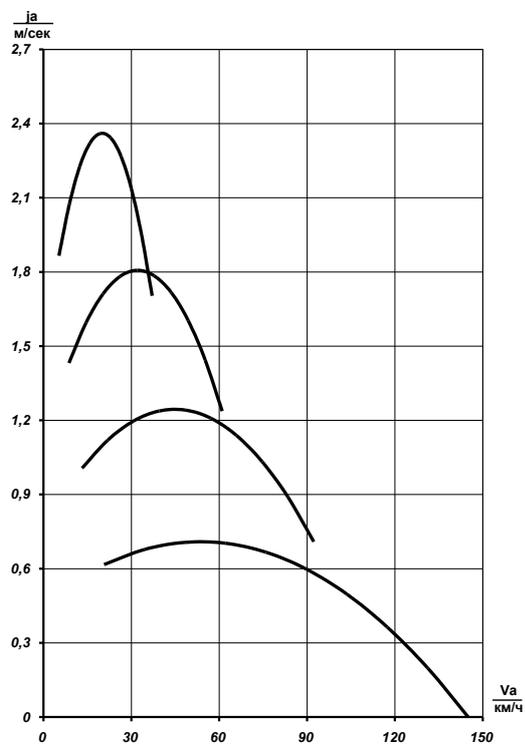


Рисунок 15 – Графики характеристик ускорений автомобиля

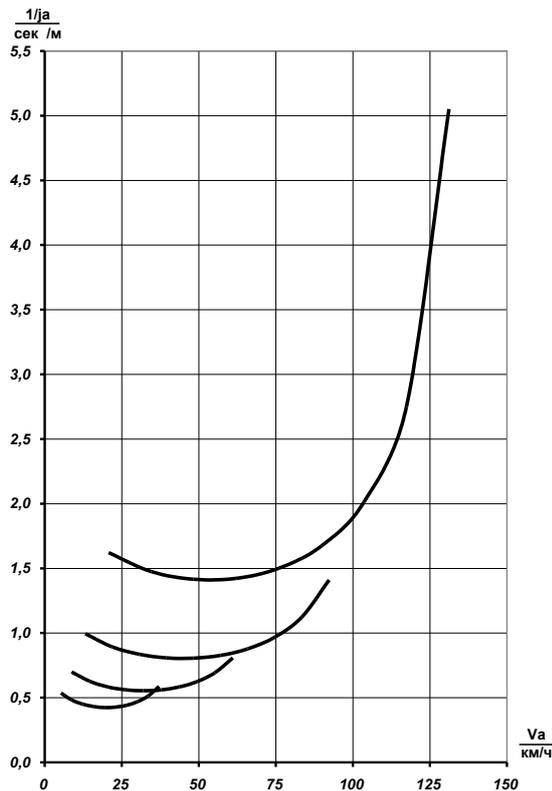


Рисунок 16 – Графики величин обратных ускорению

2.6 Характеристика разгона автомобиля

«Приемистость – способность автомобиля быстро набирать скорость и характеризуется временем и путем разгона.

Характеристика разгона автомобиля – это зависимость времени t сек и пути S_M от скорости движения автомобиля при разгоне с полным открытием дроссельной заслонки карбюратора.

Время и путь разгона определяется графоаналитическим способом.

Для определения времени разгона необходимо воспользоваться методами графического интегрирования. Для этого подсчитываются значения обратных ускорений и заносятся в таблицу 3, а потом строятся кривые изменения указанных величин в зависимости от скорости на повышающих передачах, с помощью которых можно определить время разгона в любом интервале скоростей (рисунок 17)» [6].

Например от V_a' до V_a'' определяется площадью, ограниченной соответствующими ординатами кривой значений обратных ускорений и осью абсцисс:

$$t = \int_{V_a'}^{V_a''} \frac{1}{j_a} \cdot dV_a = m_1 \cdot m_2 \cdot \int_{V_a'}^{V_a''} dF = m_1 \cdot m_2 \cdot F, \quad (29)$$

где m_1 – масштаб в котором отложена величина обратная ускорению,

m_2 – масштаб в котором отложена скорость V_a .

«Для построения зависимости времени разгона от скорости всю площадь под кривыми обратных ускорений для повышенных передач разбивают на участки, ширина которых выбирается поменьше для лучшей точности» [8].

Время разгона определяется суммой площадок, то есть:

$$\begin{aligned} t_1 &= m_1 \cdot m_2 \cdot F_1, \\ t_2 &= m_1 \cdot m_2 \cdot (F_1 + F_2), \\ t_3 &= m_1 \cdot m_2 \cdot (F_1 + F_2 + F_3), \\ &\dots \\ t_n &= m_1 \cdot m_2 \cdot (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \end{aligned} \quad (30)$$

«При разгоне автомобиля с места отсчет ведется со скорости, которая соответствует минимальной постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя n_{\min} при полной подаче топлива на второй передаче. В действительности разгон автомобиля становится практически неизменным при $V_a'' = (0,9 \dots 0,95) \cdot V_a$. Поэтому время разгона определяется для скорости на 5...10% меньше максимальной» [3].

Результаты расчета заносятся в таблицу 3.

2.6.1 Путь разгона автомобиля

«По кривой времени разгона можно найти путь разгона автомобиля в данных границах изменения скорости и построить кривую разгона.

Путь разгона можно подсчитать по уравнению:

$$S = \int_{t'}^{t''} V_a dt = m_2 \cdot m_3 \cdot \int_{t'}^{t''} dF = m_2 \cdot m_3 \cdot F, \quad (31)$$

где m_2 – масштаб, в котором отложена скорость V_a ;

m_3 – масштаб, в котором отложено время t » [8].

«Правая часть уравнения соответствует площади между кривой зависимости времени разгона от скорости и осью ординат в пределах времени $t'-t''$, то есть площадь, ограниченная двумя горизонтальными прямыми, вертикальной осью и кривой времени, определяет в соответственном масштабе путь разгона в выделенном интервале времени и в диапазоне изменения скорости от V_a' до V_a'' » [3].

Для построения кривой пути разгона используют тот же метод, что и для построения кривой времени разгона.

$$\begin{aligned} S_1 &= m_2 \cdot m_3 \cdot F_1, \\ S_2 &= m_2 \cdot m_3 \cdot (F_1 + F_2) \\ S_3 &= m_2 \cdot m_3 \cdot (F_1 + F_2 + F_3) \\ &\dots \\ S_n &= m_2 \cdot m_3 \cdot (F_1 + F_2 + \dots + F_n). \end{aligned} \quad (32)$$

Полученные значения пути разгона заносятся в таблицу 4, и строится график пути разгона автомобиля (рисунок 17 и рисунок 18 соответственно).

Таблица 4 – Характеристика разгона автомобиля

V_a , км/ч	5,3	15,9	22,9	30	40	50	65	78,4	104	121	145
t , с	0	1,39	2,23	3,1	4,5	6,3	9,2	12,8	23,4	35,6	370
s , м	0	4,1	8,5	14,9	28,9	51,0	97,9	170	444	827	6133

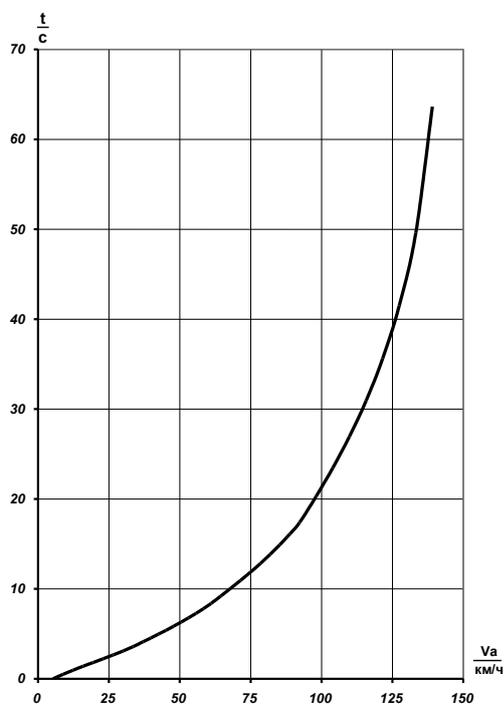


Рисунок 17 – График времени разгона автомобиля

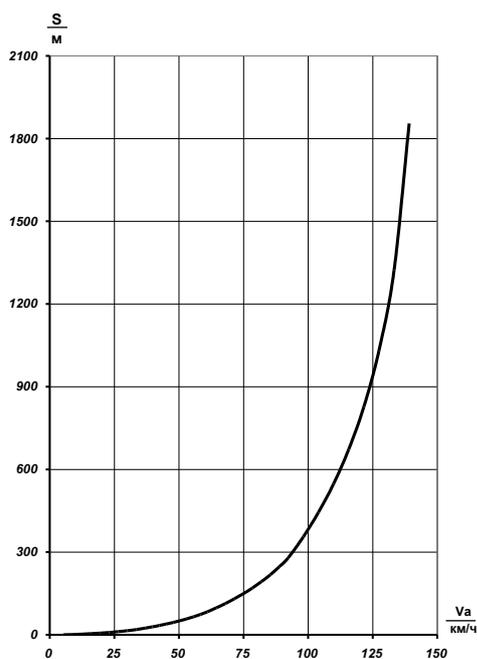


Рисунок 18 – График пути разгона автомобиля

2.7 Мощностной баланс автомобиля

«Для решения ряда задач по тягово-скоростным и экономическим качествам автомобиля применяется мощностной баланс, который имеет вид:

$$N_K = N_e \cdot \eta_{mp} = N_f + N_i + N_w + N_j, \quad (33)$$

где N_K – мощность, которая подводится от двигателя к ведущим колесам;

N_f – мощность, которая тратится на преодоление сопротивления качения;

N_i – мощность, которая тратится на преодоление подъема;

N_w – мощность, которая тратится на сопротивление воздуха;

N_j – мощность, которая тратится на ускорение автомобиля» [8].

Мощностной баланс автомобиля при установившемся режиме движения:

$$N_K = N_\psi + N_w = \left(\psi \cdot G_a + \frac{K_a \cdot F \cdot V_a^2}{13} \right) \cdot \frac{V_a}{3600 \cdot K_p}. \quad (34)$$

Мощностной баланс автомобиля изображает зависимость мощностей N_K , N_ψ , N_w , от скорости движения V_a .

$$N_K = \frac{\eta_{mp} \cdot N_e}{K_p} = \frac{P_K \cdot V_a}{3600 \cdot K_p}. \quad (35)$$

Для удобства сводим информацию в таблицу 5 и строим мощностной баланс автомобиля (рисунок 19).

Таблица 5 – Мощностной баланс автомобиля

N_e , кВт	5,97	11,02	16,51	22,12	27,49	32,29	36,16	38,78	39,78	38,84
N_K , кВт	5,55	10,25	15,36	20,57	25,57	30,03	33,64	36,07	37,00	36,13
N_W , кВт	0,07	0,32	0,87	1,84	3,36	5,55	8,52	12,41	17,32	23,39
$N_{\psi} + N_W$, кВт	1,07	2,04	3,39	5,27	7,83	11,22	15,59	21,10	27,90	36,13

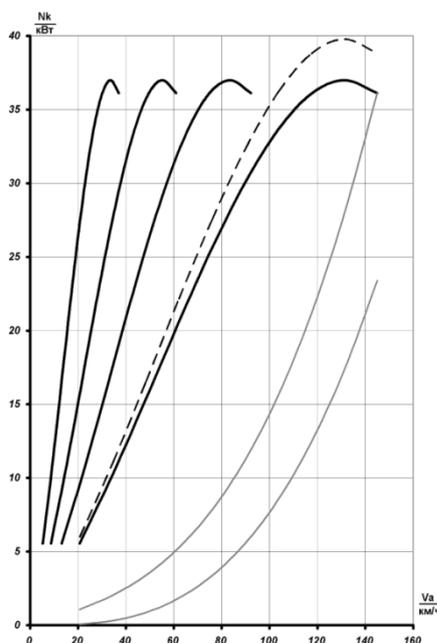


Рисунок 19 – Мощностной баланс автомобиля

2.8 Топливная экономичность автомобиля

«Топливная экономичность оценивается в путевых затратах топлива в литрах на 100 км пути, пройденного автомобилем при установившемся движении по формуле (36):

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{10^3 \rho_T} \frac{100}{V_a}, \quad (36)$$

где g_e – удельные затраты топлива;

N_e – мощность двигателя необходимая для движения автомобиля с заданной скоростью в конкретных дорожных условиях;

ρ_T – плотность топлива, для бензина $\rho_T = 0,825$ кг/л» [6].

«Для нахождения удельных затрат топлива применяют приближенные методы:

$$g_e = g_{eN} \cdot K' \cdot K'', \quad (37)$$

где g_{eN} – удельные затраты топлива при максимальной мощности двигателя;

K' – коэффициент, характеризующий расход топлива в зависимости от оборотов двигателя (скоростной коэффициент расхода топлива);

K'' – коэффициент, характеризующий расход топлива в зависимости от загрузки двигателя (нагрузочный коэффициент расхода топлива).

Коэффициенты K' и K'' находят по текущим значениям оборотов двигателя n_e и максимальным оборотам n_N , текущим значениям мощности N_e и максимальной мощности $N_{e_{\max}}$ » [3].

$$K' = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{n_e}{n_N} + 0,98 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^3, \quad (38)$$

$$K'' = 3,27 - 8,22 \cdot \frac{N_e}{N_{e_{\max}}} + 9,13 \cdot \left(\frac{N_e}{N_{e_{\max}}}\right)^2 - 3,18 \cdot \left(\frac{N_e}{N_{e_{\max}}}\right)^3. \quad (39)$$

Удельные затраты топлива при максимальной мощности g_{eN} как правило на 5-10 % больше минимальных удельных затрат $g_{e_{\min}}$, что зависит от конструкции и типа двигателя:

$$g_{e_{\min}} = 270 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч};$$

$$g_{eN} = 280 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

При расчете топливных характеристик установившегося движения для соответствующего значения мощности двигателя принимаются значения ψ_1 ,

ψ_2 , ψ_3 из динамической характеристики на высшей передаче с соответственными значениями скоростей:

$$N_e = \frac{\left(\psi \cdot G_a + \frac{K_a \cdot F \cdot V_a^2}{13} \right) \cdot V_a}{3600 \cdot \eta_{mp} \cdot K_p}. \quad (40)$$

Для удобства сводим информацию в таблицу 6 и строим график топливной экономичности автомобиля (рисунок 20).

Таблица 6 – Топливная экономичность автомобиля

Параметры	V_a , км/ч	20,71	34,52	48,33	62,14	75,95	89,76	103,57	117,38	131,19	145,00
	n_e , МИН ⁻¹	850	1417	1983	2550	3117	3683	4250	4817	5383	5950
	$\frac{n_e}{n_N}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
	$N_{евн}$, кВт	5,97	11,02	16,51	22,12	27,49	32,29	36,16	38,78	39,78	38,84
	K'	1,118	1,054	1,007	0,976	0,959	0,954	0,961	0,976	0,999	1,027
$\psi_1 = 0,026$	N_e , кВт	1,92	3,41	5,23	7,51	10,37	13,96	18,38	23,79	30,30	38,05
	$\frac{N_e}{N_{e_{\text{евн}}}}$	0,32	0,31	0,32	0,34	0,38	0,43	0,51	0,61	0,76	0,98
	K''	1,47	1,51	1,48	1,41	1,30	1,17	1,03	0,93	0,90	0,99
	g_e , $\frac{г}{кВт \cdot ч}$	458,9	444,0	417,4	384,5	348,4	311,6	277,9	253,9	251,9	284,7
	Q_S , л/100 км	5,55	5,35	5,25	5,25	5,30	5,43	5,72	6,24	7,05	9,06
$\psi_2 = 0,048$	N_e , кВт	3,48	6,01	8,87	12,19	16,10	20,72	26,18	32,63	40,18	48,97
	$\frac{N_e}{N_{e_{\text{евн}}}}$	0,58	0,55	0,54	0,55	0,59	0,64	0,72	0,84	–	–
	K''	0,95	0,99	1,00	0,98	0,95	0,91	0,90	0,92	–	–
	g_e , $\frac{г}{кВт \cdot ч}$	297,7	290,9	280,7	267,9	254,8	244,4	241,5	252,3	–	–
	Q_S , л/100 км	6,67	6,35	6,25	6,28	6,50	6,84	7,40	8,50	–	–
$\psi_3 = 0,070$	N_e , кВт	5,04	8,61	12,51	16,87	21,82	27,48	33,99	41,47	50,06	59,90
	$\frac{N_e}{N_{e_{\text{евн}}}}$	0,84	0,78	0,76	0,76	0,79	0,85	0,94	–	–	–
	K''	0,92	0,90	0,90	0,90	0,91	0,93	0,97	–	–	–
	g_e , $\frac{г}{кВт \cdot ч}$	289,2	266,8	253,8	246,1	243,6	247,7	260,7	–	–	–
	Q_S , л/100 км	8,5	8,1	8,0	8,1	8,5	9,2	10,4	–	–	–

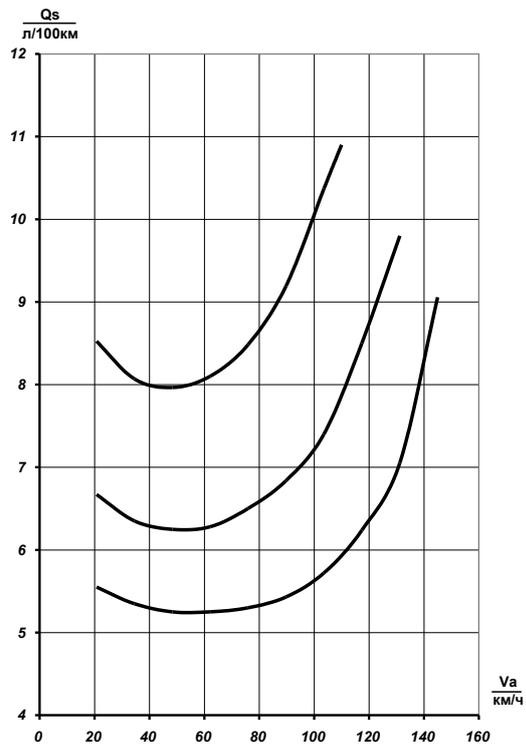


Рисунок 20 – График топливно-экономических характеристик автомобиля

3 Конструирование и расчет передней подвески

«При проектировании подвески современного автомобиля должен быть решен целый комплекс тесно связанных между собой вопросов, которые обеспечат требуемую плавность хода. Управляемость и устойчивость, а также достаточную долговечность всех деталей подвески ходовой части и пневматических шин.

При проведении проектировочного расчета следует придерживаться следующей последовательности:

- 1 технико-экономическое обоснование и выбор конструктивной схемы подвески;
- 2 выбор вертикальной упругой характеристики подвески;
- 3 выбор и согласование кинематики подвески;
- 4 построение кинематической характеристики подвески;
- 5 проектирование основного упругого элемента подвески;
- 6 расчет характеристики и выбор амортизатора;
- 7 расчет колебаний и плавности хода автомобиля;
- 8 определение нагрузочных режимов элементов подвески;
- 9 расчет элементов подвески на прочность;
- 10 выводы о работоспособности проектируемой подвески и ее элементов» [3].

3.1 Выбор вертикальной упругой характеристики подвески

«Упругая характеристика подвески – это зависимость между вертикальной нагрузкой P и деформацией подвески f , измеренной непосредственно над осью колеса.

Собственная частота колебаний подрессоренных масс должна находиться в пределах, соответствующих колебаниям тела человека при спокойной ходьбе, то есть примерно $n = 75$ кол./мин.» [5].

Тогда статический прогиб подвески равен:

$$f_{cm} = \frac{g}{4 \cdot \pi^2 \cdot n^2}, \quad (41)$$
$$f_{cm} = \frac{9,81}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 1,25^2} = 0,159 \text{ м.}$$

Определяем статическую нагрузку P_{cm} :

$$P_{cm} = G_1 - G_{н.ч}, \quad (42)$$

где G_1 – вес, приходящийся на переднюю ось при полной загрузке;

$G_{н.ч}$ – вес неподрессоренных частей.

$$G_1 = M_1 \cdot g, \quad (43)$$
$$M_1 = 1058,55 \cdot \frac{1,46}{2,32} = 666,16 \text{ кг,}$$
$$G_1 = 666,16 \cdot 9,81 = 6535 \text{ Н,}$$
$$G_{н.ч} = 21,5 \cdot 9,81 = 210,9 \text{ Н,}$$
$$P_{cm} = 6535 - 210,9 = 6324 \text{ Н.}$$

Динамический ход колеса вверх от хода сжатия:

$$f_{ов} = K_e \cdot f_{cm}, \quad (44)$$
$$f_{ов} = 0,8 \cdot 159 = 128 \text{ мм.}$$

Динамический ход колеса вниз от хода отбоя:

$$f_{он} = K_0 \cdot f_2, \quad (45)$$

где f_2 – перемещение колес подвески до включения ограничителя при ходе сжатия.

$$f_{\text{дн}} = 0,8 \cdot 89,2 = 71,68 \text{ мм.}$$

Динамическая нагрузка определяется:

$$P_{\text{д}} = K_{\text{д}} \cdot P_{\text{см}}, \quad (46)$$

$$P_{\text{д}} = 2 \cdot 6324 = 12648 \text{ Н.}$$

Определяем приведенную жесткость подвески:

$$C_p = \frac{P_{\text{см}}}{f_{\text{см}}}, \quad (47)$$

$$C_p = \frac{12648}{0,159} = 79547 \text{ Н/м.}$$

Определяем жесткость верхнего упора:

$$C'_{\text{yn}} = \frac{(P_{\text{д}} - C_p \cdot f_2)}{(f_{\text{дс}} - f_2)}, \quad (48)$$

$$C'_{\text{yn}} = \frac{(12648 - 79547 \cdot 0,0892)}{(0,128 - 0,0892)} = 143,1 \text{ кН/м.}$$

Определяем жесткость нижнего упора:

$$C''_{\text{yn}} = \frac{(P_{\text{см}} - C_p \cdot f_1)}{(f_{\text{дн}} - f_1)}, \quad (49)$$

$$C''_{\text{yn}} = \frac{(6324 - 79547 \cdot 0,05)}{(0,07168 - 0,05)} = 108,24 \text{ кН/м.}$$

Для значений перемещений от -71,68 до 128 мм через каждые 5 мм определим силу упругого сжатия (растяжения) в подвеске. По результатам расчета построим вертикальную упругую характеристику подвески, представленную на рисунке 21.

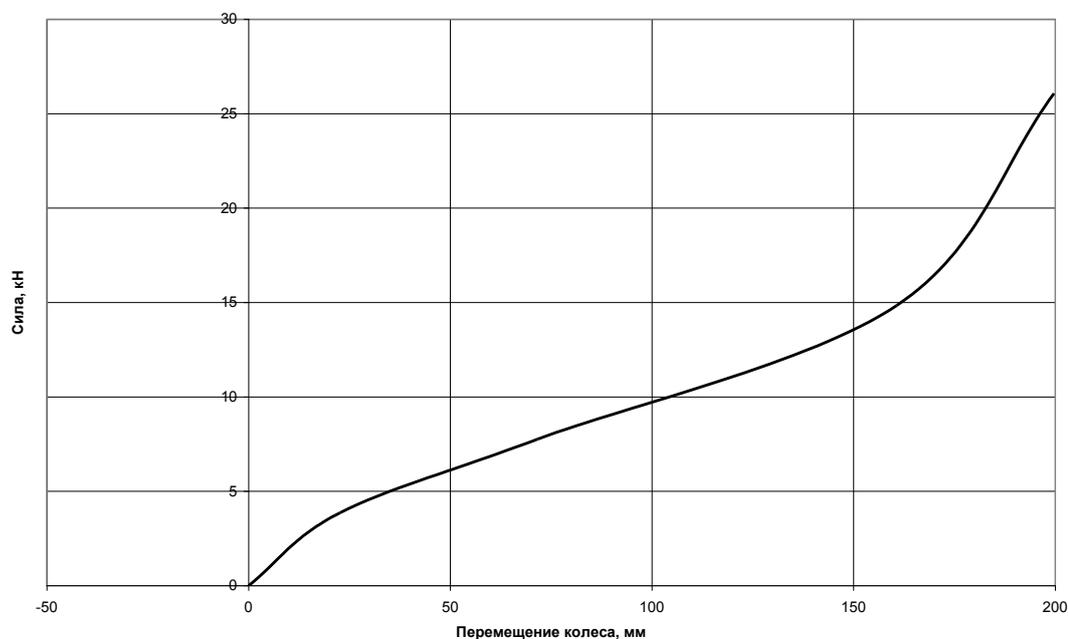


Рисунок 21 – Вертикальная упругая характеристика подвески

3.2 Анализ кинематики подвески

В данном дипломном проекте цель разработки направляющего аппарата подвески не ставилась. Поэтому ограничимся здесь анализом кинематики подвески автомобиля, аналогичного проектируемому.

Изобразим кинематическую схему передней подвески автомобиля (рисунок 22).

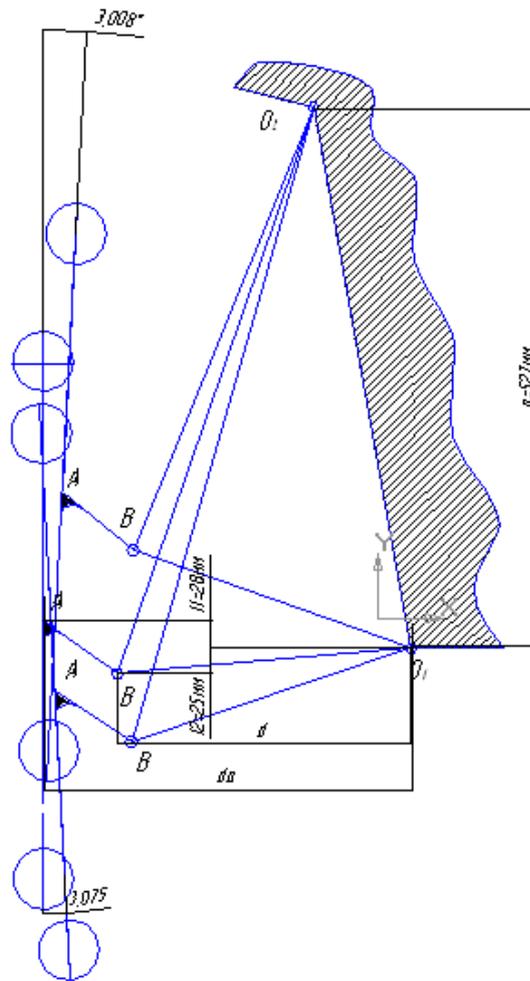


Рисунок 22 – Кинематическая схема передней подвески

Определим зависимости между перемещением центра колеса и изменением колеи и угла развала

Проведя анализ рисунка 22 можно записать следующие уравнения:

$$\left\{ \begin{array}{l} d_a = \sqrt{O_1 B^2 - (l_2 - \zeta)^2} \\ d = \sqrt{O_1 A^2 - (l_1 + \zeta)^2} \\ \cos \delta = \frac{a - \zeta \cdot \frac{d_a}{d}}{\sqrt{\left(a - \zeta \cdot \frac{d_a}{d}\right)^2 + (d_a \cdot 0,521)^2}} \end{array} \right. \quad (50)$$

где $O_1 B = 286,9$ мм;

$$O_1A = 359,5 \text{ мм};$$

$$O_2B = 557,8 \text{ мм};$$

ζ – перемещение центра колеса.

Угол развала равен:

$$\theta = \arctg\left(\frac{d_a^0 - d_a}{r_c}\right), \quad (51)$$

где $r_c = 267 \text{ мм}$.

Подсчитаем значения изменения колеи и угла развала и сведем результаты расчетов в таблицу 7.

Таблица 7 – Результаты расчета кинематики передней подвески

Перемещение колеса, мм	Угол развала, град	Изменение колеи, мм	Перемещение колеса, мм	Угол развала, град	Изменение колеи, мм
			25	-0,24	-1,10
-75	3,63	16,89	30	-0,23	-1,06
-70	3,24	15,09	35	-0,20	-0,92
-65	2,87	13,38	40	-0,15	-0,71
-60	2,53	11,78	45	-0,09	-0,40
-55	2,21	10,28	50	0,00	-0,01
-50	1,91	8,88	55	0,10	0,47
-45	1,63	7,57	60	0,22	1,04
-40	1,37	6,36	65	0,37	1,70
-35	1,13	5,25	70	0,53	2,45
-30	0,91	4,22	75	0,71	3,29
-25	0,71	3,29	80	0,91	4,22
-20	0,53	2,45	85	1,13	5,25
-15	0,37	1,70	90	1,37	6,36
-10	0,22	1,04	95	1,63	7,57
-5	0,10	0,47	100	1,91	8,88
0	0,00	-0,01	105	2,21	10,28
5	-0,09	-0,40	110	2,53	11,78
10	-0,15	-0,71	115	2,87	13,38
15	-0,20	-0,92	120	3,24	15,09
20	-0,23	-1,06	125	3,63	16,89

По данным таблицы 7 построим график кинематической характеристики (рисунок 23).

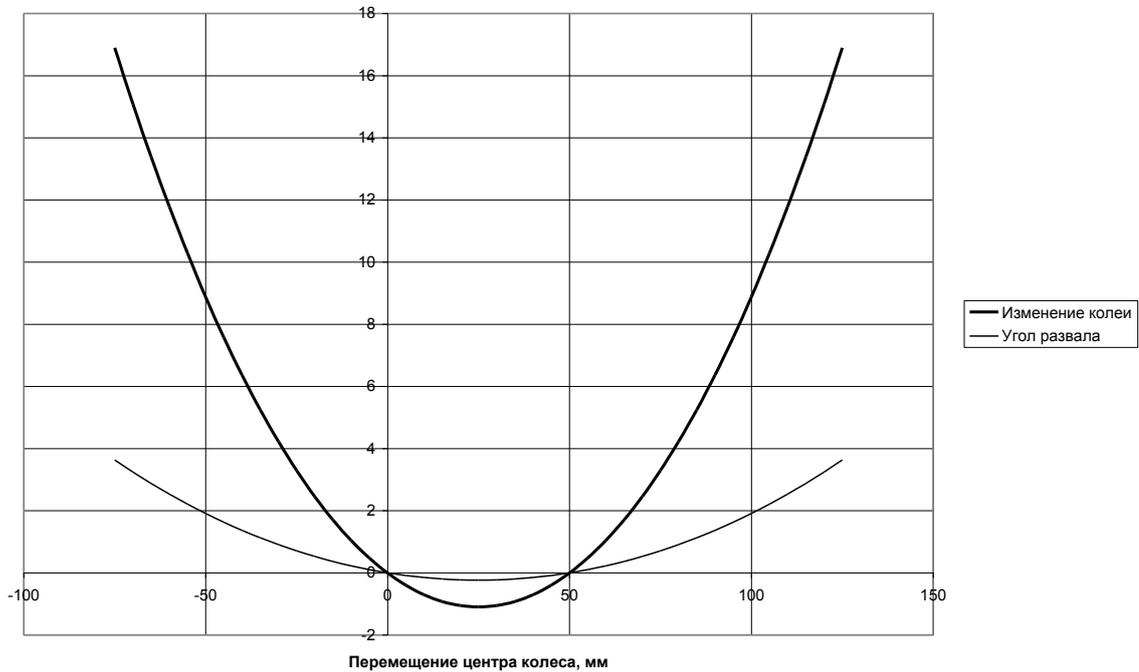


Рисунок 23 – Кинематическая характеристика подвески

3.3 Расчет пружины

Для расчета пружины необходимо определить жесткость пружины:

$$C_{np} = C_{под} \cdot \mu_0, \quad (51)$$

где $C_{под}$ – жесткость подвески;

$$\mu_0 = \left(\frac{d}{d_a} \right)^2 \cdot \cos \delta$$

– передаточная функция, направляющего аппарата

при положении статического равновесия.

$$C_{np} = 39773 \cdot 0.7679 = 30,542 \text{ кН/м.}$$

Определяем средний диаметр пружины:

$$D = \sqrt{\frac{8G^3 K^4}{1,22 \Pi^4 \tau^4}} \sqrt{\frac{P_\kappa \left(\frac{Z_n}{Z_p}\right)^2 (f_{cm} + f_{\delta\epsilon})^4}{\Pi_p^3 \left(\frac{Z_p}{Z_p}\right) f_{cm}}}, \quad (52)$$

где G – модуль упругости пружинной стали при кручении,

$$G = 7,6 \cdot 10^4 \text{ МПа};$$

P_κ – усилие на рычаг подвески

Π_p – число рабочих витков, $\Pi_p = 9$;

τ – допустимая контактная напряжения, $\tau = 90 \text{ МПа}$.

$$D = \sqrt{\frac{8 \cdot (7,6 \cdot 10^4)^3 \cdot 7^4}{1,22 \cdot 3,14^4 \cdot 90 \cdot 10^6} \cdot \frac{3162}{9^3} \cdot 0,0006 \cdot \frac{(0,159 + 0,128)^4}{0,159}} = 96 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр проволоки:

$$d = \frac{\Pi \cdot \tau}{G \cdot K} \cdot \frac{Z_p}{Z_n} \cdot n \cdot D^2 \cdot \frac{1}{f_{cm} \cdot f_{\delta\epsilon}}, \quad (53)$$

$$d = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 10^6}{0,76 \cdot 10^{10} \cdot 7} \cdot 7,5 \cdot 9 \cdot 0,096^2 \cdot \frac{1}{0,159 \cdot 0,128} \approx 10 \text{ мм}$$

Полное число витков пружины:

$$n = \Pi_p + 1,5, \quad (54)$$

$$n = 9 + 1,5 = 10,5.$$

Деформация пружины:

$$f = \frac{(f_{cm} + f_{\delta\epsilon}) \cdot Z_n}{Z_p}, \quad (55)$$

$$f = (159 + 128) \cdot 0,025 = 7,2 \text{ мм.}$$

Минимальная длина пружины:

$$l_{\min} = n \cdot d + 1,5 \cdot (n - 2), \quad (56)$$
$$l_{\min} = 10,5 \cdot 12 + 1,5 \cdot 8,5 = 138 \text{ мм.}$$

Максимальная длина пружины при свободном состоянии

$$l_{\max} = l_{\min} + f_{cm}, \quad (57)$$
$$l_{\max} = 138 + 160 = 298 \text{ мм.}$$

Касательные напряжения, которые возникают при динамической нагрузке, сравниваем с допустимыми напряжениями:

$$\tau_{\max} = \frac{K \cdot (P_j \cdot D)}{2W_p}, \quad (58)$$

$$K = 1 + \frac{1,5 \cdot d}{D_{cp}}, \quad (59)$$

$$K = 1 + \frac{1,5 \cdot 12}{96} = 1,1875.$$

Пружина изготавливается из стали 60С2А.

3.4 Выбор и расчет амортизатора

«При выборе характеристики амортизаторов задаем величину парциального коэффициента апериодичности, рассматривая подвеску как одномассовую систему» [9].

«В данном дипломном проекте разрабатывается амортизатор с переменным демпфированием, поэтому расчет будем вести для трех случаев:

- 1) условие обеспечения оптимального демпфирования для автомобиля с частичной нагрузкой;
- 2) условие обеспечения оптимального демпфирования для автомобиля с полной нагрузкой;
- 3) спортивный режим – коэффициент демпфирования в полтора раза больше, чем в первом расчетном случае» [27].

Расчет характеристики амортизатора для автомобиля с частичной нагрузкой.

$$\psi_1 = \frac{K_1 \cdot g}{2 \sqrt{2C_p \cdot P_{cm1}}}, \quad (60)$$

$$K_1 = 2\psi \frac{\sqrt{2C_p P_{cm}}}{g}, \quad (61)$$

$$K_1 = 0,2 \cdot 2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 30542 \cdot 5219}}{9,81} = 728 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Коэффициенты демпфирования:

– при сжатии:

$$K_{c1} = \frac{2K_1}{(1 + \alpha)}, \quad (62)$$

где α – коэффициент аperiodичности при ходе отбоя и сжатия, $\alpha = 2$.

$$K_{c1} = \frac{2 \cdot 728}{(1 + 2)} = 485,3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

– при отбое:

$$K_{o1} = \alpha \cdot K_1, \quad (63)$$

$$K_{o1} = 2 \cdot 728 = 1456 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Коэффициент демпфирования амортизатора:

$$K_{a-o} = K_o \left(\frac{df}{df_a} \right)^2; K_{a-c} = K_c \left(\frac{df}{df_a} \right)^2 \quad (64)$$

Определяем усилия при ходе сжатия и отбоя:

$$\begin{aligned} P_{o1} &= K_{o1} \cdot V_o = 1456 \cdot 0,3 = -757 \text{ Н при } V_o = 0,3 \text{ м/с,} \\ P_{o1} &= K_{o1} \cdot V_o = 1456 \cdot 0,4 = -582 \text{ Н при } V_o = 0,4 \text{ м/с,} \\ P_{o1} &= K_{o1} \cdot V_o = 1456 \cdot 0,52 = -437 \text{ Н при } V_o = 0,52 \text{ м/с,} \\ P_{c1} &= K_{c1} \cdot V_c = 485,3 \cdot 0,3 = 145,6 \text{ Н при } V_o = 0,3 \text{ м/с,} \\ P_{c1} &= K_{c1} \cdot V_c = 485,3 \cdot 0,4 = 194,12 \text{ Н при } V_o = 0,4 \text{ м/с,} \\ P_{c1} &= K_{c1} \cdot V_c = 485,3 \cdot 0,52 = 254,2 \text{ Н при } V_o = 0,52 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Определяем среднюю мощность, поглощения амортизатором при колебаниях:

$$N_{cp} = \frac{1}{4} \cdot V_{\max}^2 \cdot (K_0 + K_2), \quad (65)$$

$$N_{cp} = \frac{1}{4} \cdot 0,52^2 \cdot (1456 + 485,3) = 131,2 \text{ Вт.}$$

Наружный радиус цилиндра амортизатора определяется:

$$R = 0,5 \cdot \left(\sqrt{l^2 + 4S} - l \right), \quad (66)$$

$$S = \frac{N_{cp} \cdot t}{2680 \cdot \alpha \cdot T_{ж}}, \quad (67)$$

$$S = \frac{131,2 \cdot 3600}{2680 \cdot 60 \cdot 90} = 0,0326 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^4 \cdot \text{ч}}{\text{к} \cdot \text{кол.}}$$

$$R = 0,5 \cdot (\sqrt{363,5^2 + 4 \cdot 0,0326} - 363,5) = 25 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр поршня:

$$d = \sqrt{2,2}(R - \delta), \quad (68)$$

$$d = \sqrt{2,2} \cdot (25 - 2) = 34,1 \text{ мм.}$$

Расчет характеристики амортизатора для автомобиля с полной нагрузкой.

$$\psi_2 = \frac{K_2 \cdot g}{2\sqrt{2C_p \cdot P_{cm2}}},$$

$$K = 2\psi \frac{\sqrt{2C_p P_{cm2}}}{g},$$

$$K = 0,2 \cdot 2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 30542 \cdot 6324}}{9,81} = 801 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Коэффициенты демпфирования:

– при сжатии:

$$K_{c2} = \frac{2K_2}{(1 + \alpha)},$$

$$K_{c2} = \frac{2 \cdot 801}{(1 + 2)} = 534 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

– при отбое:

$$K_{o2} = \alpha \cdot K_2,$$

$$K_{o2} = 2 \cdot 801 = 1602 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Определяем усилия при ходе сжатия и отбоя:

$$P_{o_2} = K_{o_2} \cdot V_o = 1602 \cdot 0,3 = -833 \text{ Н при } V_0 = 0,3 \text{ м/с,}$$

$$P_{o_2} = K_{o_2} \cdot V_o = 1602 \cdot 0,4 = -641 \text{ Н при } V_0 = 0,4 \text{ м/с,}$$

$$P_{o_2} = K_{o_2} \cdot V_o = 1602 \cdot 0,52 = -481 \text{ Н при } V_0 = 0,52 \text{ м/с,}$$

$$P_{c_2} = K_{c_2} \cdot V_c = 534 \cdot 0,3 = 160,2 \text{ Н при } V_0 = 0,3 \text{ м/с,}$$

$$P_{c_2} = K_{c_2} \cdot V_c = 534 \cdot 0,4 = 213,6 \text{ Н при } V_0 = 0,4 \text{ м/с,}$$

$$P_{c_2} = K_{c_2} \cdot V_c = 534 \cdot 0,52 = 277,7 \text{ Н при } V_0 = 0,52 \text{ м/с.}$$

Расчет характеристики амортизатора для спортивного режима.

Коэффициенты демпфирования:

– при сжатии:

$$K_{c_3} = K_{c_1} \cdot 1,5,$$

$$K_{c_3} = 485,3 \cdot 1,5 = 728 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

– при отбое:

$$K_{o_3} = K_{o_1} \cdot 1,5,$$

$$K_{o_3} = 1456 \cdot 1,5 = 2184 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Определяем усилия при ходе сжатия и отбоя:

$$P_{o_3} = K_{o_3} \cdot V_o = 2184 \cdot 0,3 = -655 \text{ Н при } V_0 = 0,3 \text{ м/с,}$$

$$P_{o_3} = K_{o_3} \cdot V_o = 2184 \cdot 0,4 = -874 \text{ Н при } V_0 = 0,4 \text{ м/с,}$$

$$P_{o_3} = K_{o_3} \cdot V_o = 2184 \cdot 0,52 = -1136 \text{ Н при } V_0 = 0,52 \text{ м/с,}$$

$$P_{c_3} = K_{c_3} \cdot V_c = 728 \cdot 0,3 = 218,4 \text{ Н при } V_0 = 0,3 \text{ м/с,}$$

$$P_{c_3} = K_{c_3} \cdot V_c = 728 \cdot 0,4 = 291,2 \text{ Н при } V_0 = 0,4 \text{ м/с,}$$

$$P_{c3} = K_{c3} \cdot V_c = 728 \cdot 0,52 = 378,6 \text{ Н при } V_0 = 0,52 \text{ м/с.}$$

На рисунке 24 представлена характеристика амортизатора при различных режимах.

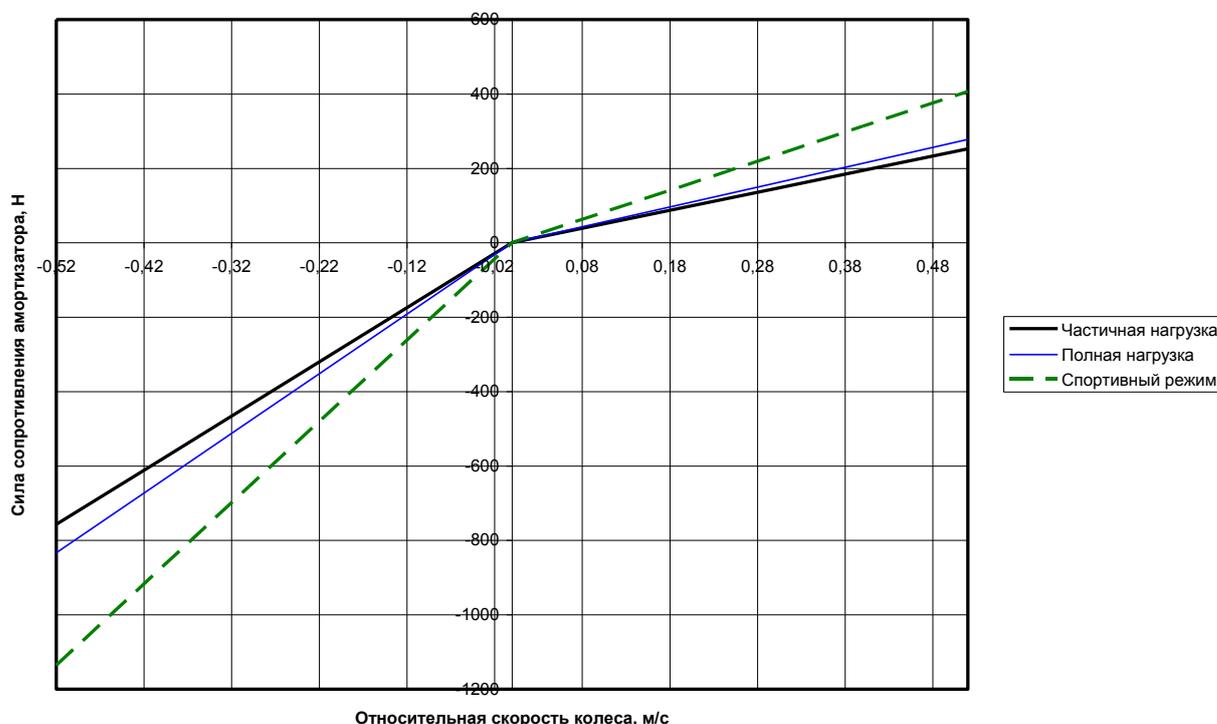


Рисунок 24 – Характеристика амортизатора

3.5 Расчет нагрузочных режимов

«В этом разделе ограничимся рассмотрением трех нагрузочных режимов:

- 1) режим динамической нагрузки, соответствующий проезду автомобиля через неровность значительной высоты с заданным коэффициентом динамичности (в нашем случае $K_d=2$), возникают максимальные вертикальные усилия;
- 2) режим торможения, соответствующий торможению при небольшой начальной скорости, возникают максимальные продольные силы;

3) режим заноса, характеризующийся максимальными поперечными усилиями в подвеске» [18].

«Вертикальная реакция веса на рычаг поддрессоренных масс приложенная в центре пятна контакта колеса с дорогой, может быть разложена на две составляющие:

$$W = P + R, \quad (69)$$

где P – сила вызывающая растяжение нижнего рычага;

R – в свою очередь может быть разложена на силу вызывающую сжатие упругого элемента и воспринимаемую направляющей штока» [19].

Реакция веса на колесо за вычетом 25 кг неподдрессоренных масс

$$W = 263 \text{ кгс} = 2630 \text{ Н}$$

Из решения силовых треугольников (рисунок 25) имеем:
 $P = 77 \text{ кг}$, $R = 278 \text{ кг}$, $S = 276 \text{ кг}$, $Q = 36 \text{ кг}$.

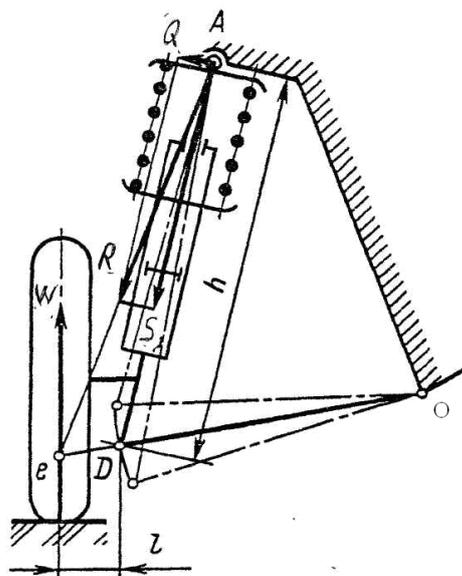


Рисунок 25– Схема действующих сил

«Боковая сила, создающая постоянную нагрузку на направляющую к поршню, является весьма нежелательной, так как будет постоянно действующей и вызывает увеличенный износ в опорах трения стойки, а также снижает чувствительность подвески» [19].

Для исключения выше указанного недостатка в проектируемой подвеске принимаем решение расположить ось упругого элемента – поршня, по направлению действия составляющей R .

В этом случае, в статическом положении, силы Q будут равны 0, а также включаем в работу буфер сжатия, ось которого совпадает с осью стойки, тогда силы, воздействующие на элементы подвески от статической нагрузки, будут: $W = 263$ кг, $P = 77$ кг, $R = 278$ кг, $S = 0$, $Q = 0$.

По схеме (рисунок 26) определяем усилия, действующие на передние (ведущие) колеса.

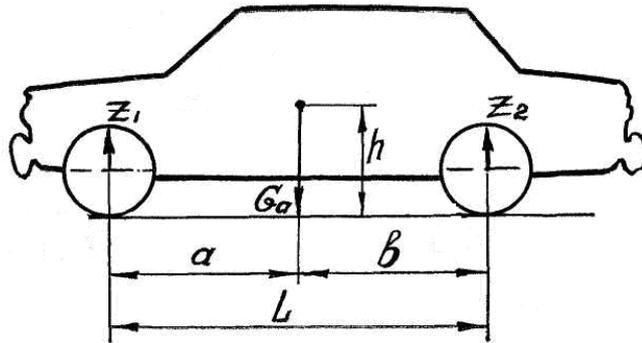


Рисунок 26 – Силы действующие на автомобиль

$$G_a = 980 \text{ кг}; L = 2300 \text{ мм}; b = 1221 \text{ мм}; a = 1079 \text{ мм}; h_d = 52,5 \text{ см}.$$

а) автомобиль неподвижен:

$$Z_1' = Z_1'' = \frac{G_a \cdot b}{2 \cdot L}, \quad (70)$$

$$Z_1' = Z_1'' = \frac{980 \cdot 1221}{2 \cdot 2300} \approx 260 \text{ кг} = 2600 \text{ Н}.$$

б) автомобиль преодолевает препятствие:

$$Z'_{10} = Z''_{10} = K_d \cdot Z'_1, \quad (71)$$

где K_d – коэффициент динамичности, принимаем равным 2.

$$Z'_{10} = Z''_{10} = 2 \cdot 260 = 520 \text{ кг} = 5200 \text{ Н.}$$

в) торможение автомобиля:

$$Z'_{1r} = Z''_{1r} = \frac{G_a (B + \varphi_B \cdot h_d)}{2 \cdot L}, \quad (72)$$

$$Z'_{1r} = Z''_{1r} = \frac{980 \cdot (1221 + 0,8 \cdot 52,5)}{2 \cdot 2300} \approx 350 \text{ кг} = 3500 \text{ Н.}$$

$$X'_{1r} = X''_{1r} = \varphi \cdot Z'_{1r},$$

$$X'_{1r} = X''_{1r} = 0,8 \cdot 350 = 280 \text{ кг} = 2800 \text{ Н.}$$

г) боковое скольжение (занос):

– для внутреннего колеса:

$$Z'_{13} = \left(\frac{G_a \cdot B}{2 \cdot L} \right) \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot h_d \cdot \varphi}{B} \right), \quad (73)$$

$$Z'_{13} = 260 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 52,5 \cdot 1}{128} \right) \approx 46,7 \text{ кг} = 467 \text{ Н.}$$

– для наружного колеса:

$$Z'_{13} = \left(\frac{G_a \cdot B}{2 \cdot L} \right) \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot h_d \cdot \varphi_3}{B} \right), \quad (74)$$

$$Z'_{13} = 260 \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot 52,5 \cdot 1}{128} \right) \approx 473,2 \text{ кг} = 4732 \text{ Н.}$$

Определяем распределение усилий между верхним шарниром, принадлежащим «свече» и нижним шарниром принадлежащим рычагу.

Усилия распределяем по отношению к оси поворота, как показано на рисунке 27.

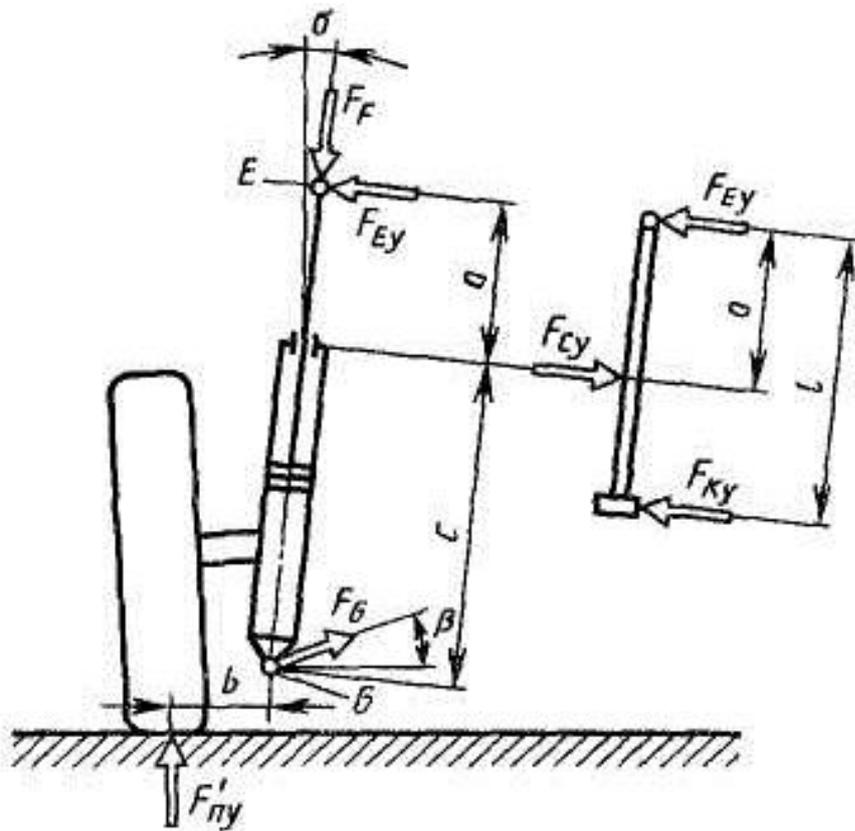


Рисунок 27 – Схема распределения усилий
а) когда автомобиль неподвижен:

$$Z_1 = Z'_1 - q, \quad (75)$$

где q – вес неподрессоренных масс, 25 кг.

$$Z_1 = 260 - 25 = 235 \text{ кг} = 2350 \text{ Н.}$$

$$Z_1 = (Z_1'' - q) \cdot \cos \alpha_1, \quad (76)$$

$$Z_1 = (260 - 25) \cdot \cos 16^\circ = 235 \cdot 0,96126 = 225 \text{ кг} = 2250 \text{ Н.}$$

$$Z_2 = (Z_1'' - q) \cdot \sin \alpha_1, \quad (77)$$

$$Z_2 = (260 - 25) \cdot \sin 16^\circ = 235 \cdot 0,27564 = 64,7 \text{ кг} = 647 \text{ Н,}$$

$$\frac{Z_2 \cdot 198,5}{637} = \frac{64 \cdot 198,5}{637} = 20,1 \text{ кг} = 201 \text{ Н,}$$

$$\frac{Z_2 \cdot 438,5}{637} = \frac{64 \cdot 438,5}{637} = 44,3 \text{ кг} = 443 \text{ Н,}$$

$$\frac{Z_2 \cdot 100}{637} = \frac{225 \cdot 100}{637} = 35,3 \text{ кг} = 353 \text{ Н,}$$

$$35,3 = 20,1 = 15,2 \text{ кг} \cdot \perp \cdot AB = 152 \text{ Н,}$$

$$44,3 + 35,3 = 79,6 \text{ кг по линии EG.}$$

Силу 79,6 кг приложенную в шарнире G раскладываем на составляющие.

Рычагом воспринимается сила 95 кг, лежащая в плоскости рычага, перпендикулярно оси его сил 36 кг воспринимается в точке E, то есть в пружину действует сила в 261 кг.

б) когда автомобиль преодолевает препятствие:

При этом режиме точка A и точка O как бы остаются на месте, а колесо точками B и C как бы поднимается вверх на 87 мм, следовательно.

$$Z_1 = Z_{10}'' \cdot \cos \alpha_1, \quad (78)$$

$$Z_1 = 520 \cdot \cos 16^\circ = 520 \cdot 0,96126 = 499,2 \text{ кг} = 4998 \text{ Н.}$$

$$Z_2 = Z_1'' \cdot \sin \alpha_1, \quad (79)$$

$$Z_2 = 520 \cdot \sin 16^\circ = 520 \cdot 0,27564 = 143,3 \text{ кг} = 1443 \text{ Н,}$$

$$\frac{Z_2 \cdot 198,5}{655} = \frac{143,3 \cdot 198,5}{655} = 43,4 \text{ кг} = 434 \text{ Н,}$$

$$\frac{Z_2 \cdot 438,5}{655} = \frac{143,3 \cdot 438,5}{655} = 92 \text{ кг} = 920 \text{ Н,}$$

$$\frac{Z_2 \cdot 100}{655} = \frac{499,8 \cdot 100}{655} = 90 \text{ кг} = 90 \text{ Н},$$

$$35,3 = 20,1 = 15,2 \text{ кг} \cdot \perp \cdot AB = 152 \text{ Н},$$

$$44,3 + 35,3 = 79,6 \text{ кг} \text{ по линии EG.}$$

Расстояние OC равно 100 мм.

$90 - 43,4 = 46,6$ мм перпендикулярно AB в точке A .

$90 + 92 = 182$ мм перпендикулярно AB в точке B .

Силу 182 кг приложенную в точку B раскинем на составляющие, по методике, аналогичной предыдущему расчетному случаю:

Рычаг воспринимает силу 210 кг, лежащую в плоскости рычага перпендикулярного оси его качения. Сила 24 кг воспринимается в точке A .

$$499,8 + 24 = 523,8 \text{ кг} = 5238 \text{ Н}$$

Максимальное усилие воспринимаемое пружиной :

$$P_{\text{прmax}} = 430 \text{ кг} = 4300 \text{ Н}$$

Следовательно $523,8 - 430 = 93,8$ кг = 938 Н воспринимается в точке A ограничителя хода передней подвески, и так имеем

в) когда автомобиль тормозит:

При торможении автомобиля происходит перераспределение нагрузок на передние и задние колеса. Величина дополнительной нагрузки на каждое из передних колес определяется по формуле:

$$W' = \frac{G_a \cdot j \cdot h_g}{2 \cdot g \cdot L} \quad (80)$$

где G_a – полный вес;

j – максимальная сила замедления при торможении.

$$W' = \frac{980 \cdot 9 \cdot 0,525}{2 \cdot 9,81 \cdot 2,3} = 107,8 \text{ кг} = 1078 \text{ Н}$$

Нагрузка на передние колеса будет при этом:

$$W_T = W + W', \quad (81)$$

$$W_T = 249,9 + 107,8 = 351,7 \text{ кг} = 3517 \text{ Н},$$

$$W_T = \frac{G_a \cdot 0,51}{2},$$

где 0,51 – часть общего веса автомобиля, приходящегося по развеске на переднюю ось.

$$W_T = \frac{980 \cdot 0,51}{2} = 249,9 \text{ кг} = 2499 \text{ Н}.$$

За силу, действующую на подвеску колес в вертикальной плоскости, принимаем силу W'' равную разности между нагрузкой на колесо и весом колеса g , включающим в себя вес неподдресоренной части подвески:

$$W'' = W_T - g, \quad (82)$$

$$W'' = 351,7 - 25 = 526,7 \text{ кг} = 5267 \text{ Н}.$$

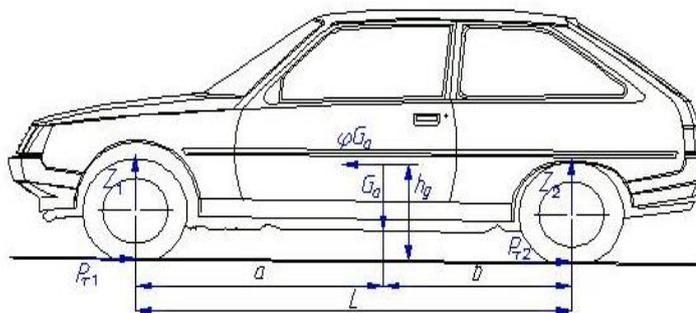


Рисунок 28 – Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

Рассмотрим действие силы торможения:

$$X_T = W_T \cdot \mu, \quad (83)$$

где μ – коэффициент трения скольжения резиновой шины по поверхности дороги $\mu = 0,7$.

$$X_T = 351,7 \cdot 0,7 = 246,19 \text{ кг} = 2461,9 \text{ Н}$$

Тормозной момент:

$$M_T = X_T \cdot Z_K, \quad (83)$$

$$M_T = 246,19 \cdot 0,252 = 62,1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 621 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Усилие, действующее на тормозной момент:

$$S_B = S_M = \frac{M_T}{(a+b)}, \quad (84)$$

$$S_B = S_M = \frac{62,1}{(0,1548 + 0,067)} = 100,8 \text{ кг} = 1000 \text{ Н}$$

Усилие от действия шины X_T определяется по формуле:

$$X_B = \frac{X_T \cdot b}{(a+b)}, \quad (84)$$

$$X_B = \frac{246,19 \cdot 9,67}{615} = 26,8 \text{ кг} = 268 \text{ Н}$$

$$X_M = \frac{X_T \cdot a}{(a + b)}, \quad (85)$$

$$X_M = \frac{246,19 \cdot 548}{615} = 219,3 \text{ кг} = 2193 \text{ Н.}$$

Результирующая сила, действующая на верхнюю опору стойки в продольной плоскости автомобиля:

$$Q_{np} = S_B - X_B, \quad (86)$$

$$Q_{np} = 74 \text{ кг} = 740 \text{ Н.}$$

Результирующая сила, действующая на верхнюю опору стойки подвески в режиме торможения:

$$Q_{рез} = \sqrt{Q_{np}^2 + Q^2}, \quad (87)$$

$$Q_{рез} = \sqrt{74^2 + 0^2} = 74 \text{ кг} = 740 \text{ Н.}$$

Шаровый палец нижнего рычага передней подвески нагружен силой, продольной плоскости автомобиля.

$$S_H + X_H = 100,8 + 219,3 = 320,1 \text{ кг.}$$

Результирующая сила, действующая на нижний шаровый палец при торможении:

$$P_{рез} = \sqrt{P^2 + (S_H + X_H)^2}, \quad (88)$$

$$P_{рез} = \sqrt{113,6^2 + 320,1^2} = 339,6 \text{ кг.}$$

Определяем усилия действующие на детали подвески при заносе автомобиля.

При заносе автомобиля, когда вес передается на одно колесо:

$$W = G \cdot 0,51 - q_k = G_{nep} - q_k, \quad (88)$$

$$W = 499,8 - 25 = 474,8 \text{ кг} = 4748 \text{ Н.}$$

$$Y = G_{nep} \cdot \mu, \quad (89)$$

где G_{nep} – вес, приходящийся на переднюю часть автомобиля.

$$Y = 499,8 \cdot 0,7 = 349,86 \text{ кг} = 3498,6 \text{ Н.}$$

Боковую силу Y переносим в точку O и получаем при этом момент:

$$M_y = Y \cdot Z_k, \quad (89)$$

$$M_y = 349,86 \cdot 0,254 = 88,86 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 888,6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент M_y будет вызывать равные силы P_B и P_H , направленные в противоположные стороны:

$$P_B = P_H = \frac{M_y}{(a+b)}, \quad (90)$$

$$P_B = P_H = \frac{88,86}{0,615} = 144,48 \text{ кг} = 1444,8 \text{ Н.}$$

Усилия от силы Y :

$$Y' = \frac{Y \cdot a}{(a+b)}, \quad (90)$$

$$Y' = \frac{349,86 \cdot 548}{615} = 311 \text{ кг} = 3110 \text{ Н}$$

$$Y'' = \frac{Y \cdot b}{(a + b)}, \quad (91)$$

$$Y'' = \frac{349,86 \cdot 67}{615} = 38,1 \text{ кг} = 381 \text{ Н}$$

Усилие, действующее на нижний шаровый палец от поперечной составляющей силы:

$$Y' + P_H = 311 + 144,48 = 455,48 \text{ кг} = 4554,8 \text{ Н}$$

Усилие, действующее на нижний шаровый палец от вертикальной силы W , определяется по вертикальной диаграмме $P = 182,5 \text{ кг}$.

Результирующая сила, действующая на нижний шаровой палец равна:

$$P_{рез} = Y' + P_H + P, \quad (92)$$

$$P_{рез} = 311 + 144,48 + 182,5 = 637,98 \text{ кг} = 6379,8 \text{ Н}$$

3.6 Расчет деталей подвески на прочность и долговечность

Расчет рычага передней подвески.

а) рычаг передней подвески изготавливается из стали 10Г2 ГОСТ 1542–71.

$$\sigma_B = 40 \div 58 \text{ кг/мм}^2; \quad \sigma_T = 22,5 \text{ кг/мм}^2;$$

б) реактивная штанга передней подвески изготавливается из стали 60СТА ГОСТ 1051–73.

$$\sigma_T = 140 \text{ кг/мм}^2; \quad \sigma_B = 160 \text{ кг/мм}^2; \quad \sigma_T / \sigma_B = 0,875; \quad HB = 363;$$

Определяем реакцию в опорах:

а) по отношению к осям сайлент–блоков (оси сайлент–блоков совпадают с осью качения рычага);

б) по отношению к расчетным осям деталей, действующие силы лежат в плоскости рычага

Расчет на прочность реактивной штанги диаметром 20 по всей длине:

$$W_4 = 0,1 \cdot d^3, \quad (93)$$

$$W_4 = 0,1 \cdot 2^3 = 0,8 \text{ см}^3.$$

Результаты расчета для различных режимов движения приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Результаты расчета для различных режимов

Параметры	статика	переезд препятствий	движение вперед	торможение	занос
σ_{Σ}	557	1261	2088	5879	2633
n	18,8	8,5	5,03	1,78	4

Проверяем штангу на продольную устойчивость. Худшим случаем является занос.

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \quad (94)$$

$$J = \frac{3,14 \cdot 2^4}{64} = 0,785 \text{ см}^4.$$

$$W = \frac{J}{0,5d}, \quad (95)$$

$$W = \frac{0,785}{1} = 0,785 \cdot f = 2,54 \text{ см}^2.$$

$$\xi = \frac{W}{f}, \quad (96)$$

$$\xi = \frac{0,785}{2,54} = 0,309.$$

$$m = \frac{t_2}{p}, \quad (97)$$

$$m = \frac{3,8}{0,309} = 12,29.$$

$$i = \sqrt{\frac{J}{f}}, \quad (98)$$

$$i = \sqrt{\frac{0,785}{2,54}} = 0,555.$$

$$\lambda = \frac{l \cdot \mu}{i}, \quad (99)$$

$$\lambda = \frac{49 \cdot 0,7}{0,555} = 61,8.$$

$$\varphi_{en} = \varphi(m; \lambda) = 0,667; [\sigma_{cm}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{10500}{2,4} = 4375 \text{ кг/см}^2;$$

$$[\sigma_c] = \varphi_{вп} [\sigma_{cm}] = 0,667 \cdot 4375 = 2918 \text{ кг/см}^2.$$

$$\sigma_{cm} = \frac{P_2}{f} = \frac{180}{2,54} = 71 \text{ кг/см}^2; [\sigma]_v = 2918 > \delta_{cm}.$$

Расчет шарового пальца нижнего рычага.

Расчет шарового пальца проводится для случая заноса автомобиля.

Сила, действующая на палец: $P_{pez} = 725,85 \text{ кг}$, $l = 24 \text{ мм}$, $d = 15 \text{ мм}$.

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_{II}} = \frac{P_{рез} \cdot l}{0,1 \cdot d^3}, \quad (100)$$

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_{II}} = \frac{725,85 \cdot 2,4}{0,1 \cdot 1,5^3} = 5161,6 \text{ кг/см}^2 < \tau_T.$$

Напряжение среза пальца:

$$\sigma_{CP} = \frac{P_{ИЗ}}{F_{CP}}, \quad (101)$$

$$\sigma_{CP} = \frac{725,85}{1,767} = 410,78 \text{ кг/см}^2.$$

$$[\sigma_{CP}] = 0,3 \cdot \sigma_T = 0,3 \cdot 8500 = 2550 \text{ кг/см}^2.$$

Материал для пальца сталь 30X ГОСТ 4543–71, $\delta_B = 90–100 \text{ кг/см}^2$,
 $\delta_T = 8500 \text{ кг/см}^2$.

4 Безопасность и экологичность технического объекта

4.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием

Экология и безопасность жизнедеятельности являются частью общего технологического комплекса в любой отрасли промышленности.

На автомобильных предприятиях часто внедряются новая техника и передовая технология. При проектировке цеха особое внимание необходимо уделять вопросам охраны труда, техники безопасности и экологии. Одной из основных задач администрации предприятия является ликвидация производственного травматизма и профессиональных заболеваний, охрана здоровья работников, обеспечение безопасности труда и окружающей среды. Задачу сохранения здоровья и работоспособности человека решает охрана труда, которая опирается на систему законодательных актов, социально-экономических, организационных, технических, гигиенических и лечебно-профилактических мероприятий и средств. Безопасность труда обеспечивается требованиями нормативно-технической документации, правилами и инструкциями. Охрана труда является одной из основных составляющих ритмичной работы производства, так как улучшение рабочих условий приводит к таким социально важным результатам, как улучшение здоровья трудящихся, более полная удовлетворенность трудом. Улучшение условий труда так же сказываются и на экономических показателях производства (производительность труда, улучшение качества продукции и так далее.). Снижается процент невыхода на работу по причине производственной травмы, отчисление на оплату бюллетени и так далее. Разрабатывая правила техники безопасности, необходимо учитывать особенности производства и условия труда работников. Чтобы исключить случаи травм в процессе труда, рабочие места организуются в соответствии с

ГОСТ 12.2.061, в соответствии с ГОСТ 12.2.003 предъявляются требования к производственному оборудованию, по ГОСТ 12.2.049 соблюдаются общие эргономические требования.

Наиболее общими мероприятиями, направленными на снижение производственного травматизма, являются: рациональное устройство основных и вспомогательных производственных зданий и сооружений; рациональное устройство машин, установок, приборов, инструмента, приспособлений и другого оборудования, их размещение и содержание в исправном состоянии; рациональная организация рабочих мест; изоляция производственного процесса; улучшение технологии производства; механизация; автоматизация; защита работающих; организационно-массовые мероприятия.

Здоровые условия труда на предприятиях автомобильной промышленности нельзя обеспечить без учета особенностей производства, так как для осуществления эффективных оздоровительных мероприятий необходимо исходить из санитарно-гигиенической характеристики каждого отдельного производства. При эксплуатации предприятий и отдельных производственных помещений большое значение имеют условия их содержания. В гигиенически чистых, хорошо освещаемых цехах профессиональные заболевания и травматизм обычно снижаются.

«Охрана окружающей среды – это прежде всего рациональное использование природных ресурсов и их постоянное воспроизводство.

Паспорт безопасности предназначен для обеспечения потребителя достоверной информацией по безопасности применения, хранения, транспортирования и утилизации материалов, изделий, устройств а также их использования в бытовых целях.

Паспорт безопасности должен содержать изложенную в доступной и краткой форме достоверную информацию, достаточную для принятия потребителем необходимых мер по обеспечению защиты здоровья людей и

их безопасности на рабочем месте, охране окружающей среды на всех стадиях жизненного цикла вещества, в том числе утилизацию» [29].

В таблице 9 представлен паспорт безопасности на технологический процесс сборки амортизатора с переменным демпфированием.

Таблица 9 – Паспорт безопасности на технологический процесс сборки амортизатора с переменным демпфированием

Технологический процесс	Наименование и содержание операций и переходов	Должность работника, выполняющего технологическую операцию, процесс, согласно Приказа Росстандарта от 12.12.2014 N 2020-ст	Оборудование и приспособления	Перечень веществ и материалов, используемых при выполнении технологического процесса
1	2	3	4	5
Сборка амортизатора с переменным демпфированием	1 Подготовка к сборке. 2 Сборка амортизатора с переменным демпфированием. 3 Испытание и доводка амортизатора с переменным демпфированием	Слесарь по ремонту автомобилей 5 разряда	Сборочный стенд, динамометрический ключ, рожковые и накидные ключи по размеру крепежа. накидные ключи с рукоятью-трещоткой, специальный ключ для разборки цилиндра, плоские отвертки разных размеров из качественной стали, съемники стопорных колец, стенд для испытания амортизаторов	Перчатки, защитные очки, герметик, масло для амортизатора

4.2 Определение профессиональных рисков

Определение профессиональных рисков подразумевает под собой процедуру обнаружения, выявления опасных и вредных производственных факторов и установления их временных, количественных и других характеристик, в целях выработки пакета предупреждающих мероприятий для обеспечения безопасности труда.

Сводная информация по идентификации профессиональных рисков при технологическом процессе сборки амортизатора с переменным демпфированием представлена в таблице 10.

Таблица 10 – Идентификация профессиональных рисков

Наименование выполняемых работ	Наименование О и ВПФ согласно ГОСТ 12.0.003-2015	Источник происхождения О и ВПФ
1	2	3
1 Подготовка к сборке. 2 Сборка амортизатора с переменным демпфированием. 3 Испытание и доводка амортизатора с переменным демпфированием	Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях амортизатора	Детали амортизатора
	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части амортизатора, стенда для испытания амортизаторов	Стенд для испытания амортизаторов
	Повышенный уровень шума	Стенд для испытания амортизаторов, шум от технологического оборудования на участке
	Запыленность и загазованность воздуха	Пыль, поднимающаяся от работающего оборудования, транспорта
	Возможность поражения электрическим током	Стенд для испытания амортизаторов, электроинструмент на участке
	Отсутствие или недостаток естественного света	Недостаточное количество окон, световых колодцев в помещении, где производится технологический процесс
	Химические раздражающие вещества	Масло для амортизатора
	Монотонность труда, вызывающая монотонию	Однообразно повторяющиеся технологические операции при сборке/испытании амортизатора с переменным демпфированием
	Напряжение зрительных анализаторов	
Статические нагрузки, связанные с рабочей позой		

4.3 Способы снижения профессиональных рисков

«Работодатель обязан ежегодно обеспечивать реализацию мероприятий, направленных на улучшение условий труда, в том числе разработанных по результатам специальной оценки условий труда и оценки профессиональных рисков, и направлять на эти цели, согласно ст. 226 Трудового кодекса РФ, не менее 0,2 % суммы затрат на производство продукции (работ, услуг)» [27].

Типовой перечень мероприятий по улучшению условий и охраны труда и снижению уровней профессиональных рисков (далее – Перечень) утвержден Приказом министерством здравоохранения и социального развития РФ от 01.03.2012г. № 181н (в ред. от 16.06.2014).

«Основные мероприятия, включаемые в Перечень:

- а) проведение специальной оценки условий труда (далее – СОУТ). СОУТ позволяет оценить условия труда на рабочих местах и выявить вредные и (или) опасные производственные факторы и тем самым выполнить некоторые обязанности работодателя, предусмотренные Трудовым кодексом РФ:
 - информировать работников об условиях и охране труда на рабочих местах, о риске повреждения здоровья, предоставляемых им гарантиях, полагающихся им компенсациях и средствах индивидуальной защиты;
 - разработать и реализовать мероприятия по приведению условий труда в соответствие с государственными нормативными требованиями охраны труда;
 - установить работникам компенсации за работу с вредными и (или) опасными условиями труда.
- б) обеспечение работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, а также на работах, производимых в особых температурных и климатических условиях или связанных с

- загрязнением, средствами индивидуальной защиты, смывающими и обезвреживающими средствами;
- в) организация обучения и проверки знаний по охране труда работников;
 - г) проведение обязательных медицинских осмотров и психиатрических освидетельствований;
 - д) устройство новых и (или) модернизация имеющихся средств коллективной защиты работников от воздействия опасных и вредных производственных факторов;
 - е) приведение уровней естественного и искусственного освещения на рабочих местах, в бытовых помещениях, местах прохода работников в соответствие с действующими нормами;
 - ж) устройство новых и (или) реконструкция имеющихся мест организованного отдыха, помещений и комнат релаксации, психологической разгрузки, мест обогрева работников, а также укрытий от солнечных лучей и атмосферных осадков при работах на открытом воздухе; расширение, реконструкция и оснащение санитарно-бытовых помещений;
 - з) обеспечение хранения средств индивидуальной защиты, а также ухода за ними (своевременная химчистка, стирка, дегазация, дезактивация, дезинфекция, обезвреживание, обеспыливание, сушка), проведение ремонта и замена СИЗ;
 - и) приобретение стендов, тренажеров, наглядных материалов, научно-технической литературы для проведения инструктажей по охране труда, обучения безопасным приемам и методам выполнения работ, оснащение кабинетов (учебных классов) по охране труда компьютерами, теле-, видео-, аудиоаппаратурой, лицензионными обучающими и тестирующими программами, проведение выставок, конкурсов и смотров по охране труда;

- к) обучение лиц, ответственных за эксплуатацию опасных производственных объектов;
- л) оборудование по установленным нормам помещения для оказания медицинской помощи и (или) создание санитарных постов с аптечками, укомплектованными набором лекарственных средств и препаратов для оказания первой помощи;
- м) организация и проведение производственного контроля.
- н) издание (тиражирование) инструкций по охране труда» [28].

Сводная информация по способам снижения профессиональных рисков представлена в таблице 11.

Таблица 11 – Способы снижения профессиональных рисков

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
1	2	3
Движущиеся машины и механизмы, подвижные части амортизатора, стенда для испытания амортизаторов	Организационно-технические мероприятия: – инструктажи по охране труда; – содержание технических устройств в надлежащем состоянии	Спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)
Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях амортизатора, стенда для испытания амортизаторов	Выполнять на регулярной основе планово-предупредительное обслуживание. Эксплуатация инструмента, приспособлений в соответствии с инструкцией. Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами; – предохранительные устройства для предупреждения перегрузки оборудования, знаки безопасности по ГОСТ, дистанционное управление оборудованием	Спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)

Продолжение таблицы 11

1	2	3
Повышенный уровень шума	Применение звукоизоляции, звукопоглощения, демпфирования и глушителей шума (активных, резонансных, комбинированных); группировка шумных помещений в одной зоне здания и отделение их коридорами; введение регламентированных дополнительных перерывов; проведение обязательных предварительных и периодических медосмотров	Использование СИЗ защиты органов слуха (наушников, беруш)
Возможность поражения электрическим током	Оформление допуска по электробезопасности, проведение инструктажа по работе с электрическими установками, применение заземляющего устройства	Индивидуальные защитные и экранирующие комплекты для защиты от электрических полей
Отсутствие или недостаток естественного света	Устройство дополнительных световых проемов в стенах, фонарей на крыше здания	–
Химические раздражающие вещества	Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами	Спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)
Напряжение зрительных анализаторов. Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	Оздоровительно-профилактические мероприятия: – медицинские осмотры согласно ст. 212 ТК РФ	–
Монотонность труда, вызывающая монотонию	– рационализация режимов труда и отдыха в соответствии с действующим законодательством РФ; – устройство комнат психологической разгрузки;	–

4.4 Пожарная безопасность технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием

Требования пожарной безопасности – специальные условия социального и (или) технического характера, установленные в целях обеспечения пожарной безопасности законодательством Российской Федерации, нормативными документами или уполномоченным государственным органом.

Каждый работник обязан:

- знать и соблюдать требования правил пожарной безопасности и инструкций о мерах пожарной безопасности, действующих на предприятии;
- при приеме на работу пройти вводный противопожарный инструктаж;
- до начала самостоятельной работы пройти первичный противопожарный инструктаж на рабочем месте;
- не реже одного раза в полугодие проводить повторный противопожарный инструктаж;
- при необходимости проводить внеплановый и целевой противопожарные инструктажи;
- соблюдать меры предосторожности при использовании средств бытовой химии, газовых приборов, проведении работ с легковоспламеняющимися и горючими веществами, материалами и оборудованием;
- при возникновении пожара немедленно сообщить об этом в пожарную охрану, непосредственному или вышестоящему руководителю, принять все меры к эвакуации людей, тушению пожара и сохранности материальных ценностей;
- при нарушениях пожарной безопасности на участке работы, использовании не по прямому назначению пожарного

оборудования, указать об этом нарушителю и сообщить лицу, ответственному за пожарную безопасность.

На рисунке 29 показаны правила соблюдения пожарной безопасности на предприятии.



Рисунок 29 – Правила пожарной безопасности на предприятии

Сводная информация по мероприятиям, направленным на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки амортизатора с переменным демпфированием представлена в таблице 12.

Таблица 12 – Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки амортизатора с переменным демпфированием

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности, эффекты от реализации
1	2

Продолжение таблицы 12

1	2
Наличие сертификата соответствия продукции требованиям пожарной безопасности	Все приобретаемое оборудование должно в обязательном порядке иметь сертификат качества и соответствия
Обучение правилам и мерам пожарной безопасности в соответствии с Приказом МЧС России 645 от 12.12.2007	Проведение обучения, а также различных видов инструктажей по тематике пожарной безопасности под роспись
	Выполнение профилактики оборудования в соответствии с утвержденным графиком работ. Назначение приказом руководителя лица, ответственного за выполнение данных работ
Наличие знаков пожарной безопасности и знаков безопасности по охране труда по ГОСТ	Знаки пожарной безопасности и знаки безопасности по охране труда, установленные в соответствии с нормативно-правовыми актами РФ
Рациональное расположение производственного оборудования без создания препятствий для эвакуации и использованию средств пожаротушения	Эвакуационные пути в пределах помещения должны обеспечивать безопасную, своевременную и беспрепятственную эвакуацию людей
Обеспечение исправности, проведение своевременного обслуживания и ремонта источников наружного и внутреннего противопожарного водоснабжения, средств пожаротушения	Не допускается использование неисправных средств пожаротушения также средств с истекшим сроком действия
Разработка плана эвакуации при пожаре в соответствии с требованиями статьи 6.2 ГОСТ Р 12.2.143–2009, ГОСТ 12.1.004–91 ССБТ «Пожарная безопасность Общие требования»	Наличие действующего плана эвакуации при пожаре, своевременное размещение планов эвакуации в доступных для обозрения местах
Размещение информационного стенда по пожарной безопасности	Наличие средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности

4.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием

Сводная информация по идентификации экологических факторов технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием представлена в таблице 13.

Таблица 13 – Идентификация экологических факторов технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием

Структурные составляющие (оборудование) технологического процесса	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
1	2	3	4
Сборка амортизатора с переменным демпфированием	Мелкодисперсная пыль в воздухе, испарения СОЖ с поверхности новых деталей	Не обнаружено	Спецодежда пришедшая в негодность, твердые бытовые / коммунальные отходы (ТБО, ТКО, коммунальный мусор), металлический лом

Сводная информация по мероприятиям, направленным на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием представлена в таблице 14.

Таблица 14 – Мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием

Мероприятий, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки заднего ведущего моста на:		
атмосферу	гидросферу	литосферу
1	2	3
Использование фильтрующих элементов в имеющихся на участке отсасывающих устройствах. Контроль воздушной среды должен проводиться по методикам, утвержденным	Соблюдение мер по предотвращению загрязнения почв. Контроль за утилизацией и захоронением выбросов, стоков и осадков сточных вод	Изнюшенная спецодежда используется как вторсырье при производстве ветоши. Вывоз отходов осуществляется на основании заключенного договора с региональным оператором по вывозу мусора
Министерством здравоохранения РФ, ГОСТ 12.1.005-76, ГОСТ 12.1.014-79 и ГОСТ 12.1.016-79	Персональная ответственность за охрану окружающей среды	

Заключение по разделу «Безопасность и экологичность технического объекта».

В разделе «Безопасность и экологичность технического объекта»:

- составлен паспорт безопасности на технологический процесс сборки амортизатора с переменным демпфированием (таблица 9);
- определены профессиональные риски при технологическом процессе сборки амортизатора с переменным демпфированием (таблица 10) и способы их снижения (таблица 11);
- рассмотрены мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки амортизатора с переменным демпфированием (таблица 12, 13);
- рассмотрены мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки амортизатора с переменным демпфированием (таблица 14).

5 Экономическая эффективность проекта

5.1 Расчет суммы капитальных вложений

К капитальным вложениям относятся:

- опытно-конструкторская подготовка нового изделия;
- прочие расходы, связанные с использованием рабочих кабинетов, персональных компьютеров (включая лицензионное программное обеспечение) и иной техники, а так же канцелярские расходы.

«Затраты на опытно-конструкторские разработки включают в себя затраты на графические работы, расчеты, создание опытного образца и его испытания.

Затраты на опытно-конструкторские разработки определяются по видам работ, по затратам времени на проектирование и часовым тарифным ставкам, соответствующим сложности выполняемой работы» [27].

Расчеты могут быть сведены в таблицу 15.

Таблица 15 – Расчет зарплаты на выполнение проектных работ

Виды работ	Затраты времени на проектирование, час.	Средняя часовая заработная плата, руб.	Заработная плата по виду работ, руб.
Эскизный проект	20	200	4000,0
Технический проект	16	200	3200,0
Разработка технической документации	20	180	3600,0
Отладка опытного образца	20	160	3200,0
Испытания на надежность	40	130	5200,0
Эксплуатационные испытания	40	120	4800,0
Корректировка технической документации	16	120	1920,0
Итого по заработной плате:	–	–	25920,0

Итоговая сумма затрат на опытно-конструкторские разработки должна учитывать прочие расходы на проектирование (материалы, отчисления и так далее).

$$З_{ПЛ.К} = ЗП_{ПР} \cdot (1 + K_{ЕСН} + k_{np}) \quad (102)$$

где $ЗП_{ПР}$ – зарплата на проектирование, руб.;

k_{np} – коэффициент, учитывающий прочие расходы в связи с проектированием новой продукции;

$K_{ЕСН}$ – коэффициент единого социального налога, 30 %.

$$З_{ПЛ.К} = 25920 \cdot (1 + 0,3 + 2) = 85536 \text{ р.}$$

Для определения срока окупаемости необходимо определиться с годовым объемом выпуска новых изделий. Учитывая годовой объем производства Лада веста (СВ кросс) 20 тыс. в год, предположим, что доля автомобилей с новой конструкцией составит 5%, что составит 1000 автомобилей в год.

Планируемый объем производства примем за срок окупаемости $V_{np} = 500$ шт., следовательно:

$$З_{ПЛ.К} / 1 \text{ ед.} = \frac{ЗП_{ПЛ.К}}{V_{np}}, \quad (103)$$

$$З_{ПЛ.К} / 1 \text{ ед.} = \frac{85536,0}{1000} = 855,4 \text{ р.}$$

5.2 Расчет текущих затрат и прогнозирование цены

«К текущим затратам, подлежащим расчету, относятся (так как для расчетов экономической эффективности себестоимость определяется в расчете на единицу продукции, перечень текущих затрат дается по статьям калькуляции):

- сырье и материалы;
- комплектующие и полуфабрикаты, приобретенные со стороны;

- основная зарплата основных производственных рабочих;
- дополнительная зарплата основных производственных рабочих;
- отчисления на социальное страхование;
- расходы на содержание и эксплуатацию оборудования (РСЭО);
- общепроизводственные (цеховые) расходы;
- общехозяйственные расходы;
- коммерческие расходы» [28].

Рассчитаем текущие затраты на производство раздаточной коробки в количестве, необходимом для выпуска единицы готового изделия.

Себестоимость рассчитывается по видам затрат, приведенным выше при характеристике текущих затрат. Сырье и материалы, комплектующие и полуфабрикаты, а также основная заработная плата производственных рабочих определяются прямым счетом. Остальные затраты – косвенно, через сумму основной заработной платы производственных рабочих (коммерческие расходы рассчитываются пропорционально производственной себестоимости).

$$C_{НКЭ} = C_{СМ} + C_{ПФ} + C_{ОЗН} + C_{ДЗП} + C_{ВБФ} + C_{рСЭО} + C_{ОПР} + C_{ОХР} + C_{КР}. \quad (104)$$

5.2.1 Сырье и материалы

В качестве сырья используем листовый металл стоимостью 1500 р. за 1 штуку прочие расходы (300 р.).

Для определения затрат на сырье и материалы воспользуемся формулой:

$$C_{СМ} = \sum C_{М_i} \cdot Нр_i \cdot (1 + K_{ТЗР}), \quad (105)$$

где $C_{М_i}$ – цена материала i -го вида, руб.;

$Нр_i$ – норма расхода i -го вида материала, кг/ед (п.м./ед);

$K_{ТЗР}$ – коэффициент транспортно-заготовительных расходов на материалы (общий по всем видам материалов).

$$C_{CM} = (1500 + 300) \cdot 2 \cdot (1 + 0,3) = 4680,0 \text{ р.}$$

5.2.2 Комплектующие и полуфабрикаты со стороны

Для определения затрат на комплектующие и полуфабрикаты воспользуемся формулой:

$$C_{ПФ} = \sum C_{ПФi} \cdot n_i, \quad (106)$$

где $C_{ПФi}$ – цена покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, руб.;

n_i – количество покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, шт.

В качестве комплектующих изделий будем использовать втулки, резинотехнические изделия и метизы (250 р.). Прочие расходы составят 50 руб.

$$C_{ПФ} = 250,0 + 50,0 = 300,0 \text{ р.}$$

5.2.3 Основная заработная плата основных производственных рабочих

Для изготовления продукции необходимо будет осуществить токарно-фрезеровочные работы (5 н.ч.) и сборочные работы (30 н.ч.).

$$C_{ОЗН} = \sum t_i \cdot S\chi_i, \quad (107)$$

где t_i – нормативная трудоемкость i -ой операции, н.ч.;

$S\chi_i$ – часовая тарифная ставка соответствующего разряда, руб.

$$C_{OЗН} = 5 \cdot 200 + 10 \cdot 150 = 2500 \text{ р.}$$

5.2.4 Дополнительная заработная плата основных производственных рабочих

Дополнительная заработная плата определяется по формуле:

$$C_{ДЗП} = C_{OЗН} \cdot K_{ДПЗ}, \quad (108)$$

где $K_{ДПЗ}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (зарплата за фактически неотработанное время, например, отпускные), берется по данным предприятия 40%.

$$C_{ДЗП} = 2500 \cdot 0,4 = 1000 \text{ р.}$$

5.2.5 Отчисления во внебюджетные фонды

Для определения отчислений в внебюджетные фонды воспользуемся формулой:

$$C_{ВБФ} = (C_{OЗН} + C_{ДПЗ}) \cdot K_{ЕСН}, \quad (109)$$

где $K_{ЕСН}$ – коэффициент отчислений единого социального налога, определяется государственными постановлениями, равен 0,3.

$$C_{ВБФ} = (2500 + 1000) \cdot 0,3 = 1050 \text{ р.}$$

5.2.6 Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования

Потребное количество j -й группе оборудования (C_j) рекомендуется выполнять исходя из двухсменной работы.

Количество станков определяется по формуле:

$$C_1 = \sum_{i=1}^{30} \sum_{j=1}^6 \frac{T_{ij} \cdot N_i}{\Phi_g \cdot K_B \cdot 60}, \quad (110)$$

где T_{ij} – норма времени на обработку i -го изделия на j -й группе оборудования, мин;

N_i – годовая программа i -го изделия, штук;

Φ_g – годовой действительный фонд времени, ч;

K_B – коэффициент выполнения норм времени (принять равным 1,1);

i – количество видов изделий, 1-30;

j – количество операций, выполняемых на j -м оборудовании, 1-6.

– для станков с ЧПУ:

$$C_1 = \frac{50 \cdot 150}{3880 \cdot 1,1 \cdot 60} = 0,03 \approx 1.$$

– сварочных аппаратов.

$$C_1 = \frac{75 \cdot 150}{3880 \cdot 1,1 \cdot 60} = 0,04 \approx 1.$$

При данных показателях загрузки станков целесообразно будет арендовать данное оборудование.

РСО состоят из амортизации и расходов на техническое обслуживание и ремонт оборудования:

$$A_{1\text{час}} = \frac{C_{\text{оборуд}}}{T_{\text{раб}}} \cdot 12 \cdot 21 \cdot 8 \cdot K_{\text{ИСП}}, \quad (111)$$

где $C_{\text{оборуд}}$ – стоимость оборудования, руб.;

$T_{\text{раб}}$ – срок работы оборудования

$K_{исп}$ – коэффициент использования оборудования то есть средняя загрузка оборудования с учетом времени на обслуживание и ремонт (80%).

Стоимость токарно-фрезерного станка принимаем 4940000 р., а сварочного аппарата – 60000 р.

$$A_{1час} = \frac{5000000}{7} \cdot 12 \cdot 21 \cdot 8 \cdot 0,8 = 442,9 \text{ р.}$$

Общие расходы на содержание и эксплуатацию оборудования для изготовления 1 образца принимаем в соответствии с 3-х сменным рабочим днем:

$$CP_{CO} = A_{1час} \cdot 3, \quad (112)$$

$$CP_{CO} = 442,9 \cdot 3 = 1328,7 \text{ р.}$$

Результаты сведены в таблице 16.

Таблица 16 – Проектная себестоимость конструктивного элемента

Название статьи	Условное обозначение	Числовое значение
Сырье и материалы	$C_{см}$	2107,65
Комплекующие со стороны	$C_{пок}$	35202
Основная ЗП основных производственных рабочих	$C_{озп}$	5500
Отчисления ЕСН	$C_{ЕСН}$	2618
РСЭ оборудования	$C_{рсо}$	1328,64
Капитальные вложения на ед. продукции	$K_{в ед пр.}$	874

Себестоимость изготовления нового конструктивного элемента составит:

$$C_{НКЭ} = 4680,0 + 300,0 + 2500,0 + 1000,0 + 1050,0 + 1328,7 + \quad (113)$$

$$+ 442,9 = 11302 \text{ р.}$$

5.3 Расчет эффективности

При выполнении расчета учтем все затраты, которые отличают готовую продукцию с новым агрегатом от базовой модели. В моем случае происходит замена одного конструктивного элемента на другой без изменения сопутствующих затрат, в расчеты включаются лишь затраты на производство новой конструкции.

В результате себестоимость единицы изделия с новым конструктивным элементом определяется как себестоимость базового изделия, скорректированная на все изменения в затратах в связи с заменой старого конструктивного элемента на новый.

Таблица 17 – Показатели экономической эффективности

Название статьи	Условное обозначение	Показатель
Цена автомобиля, руб.	Ц	800000
Стоимость старого конструктивного элемента, руб.	$C_{ст}$	6200
Стоимость нового конструктивного элемента, руб.	$C_{нов}$	11302
Разница стоимости конструктивных элементов, руб.	ΔC	5102
Отношение ΔC к цене автомобиля, %		0,6

Вывод по разделу.

В результате внедрения в производство предлагаемой в данном дипломном проекте конструкции амортизатора переменного демпфирования, себестоимость автомобиля увеличится на 0,6 %, но при этом такая конструкция амортизатора позволяет изменять коэффициент демпфирования амортизаторов в зависимости от дорожной обстановки или выбранного стиля езды.

Показатели экономической эффективности внедрения новой конструкции приведены в таблицах 18-20.

Таблица 18 – Показатели экономической эффективности внедрения новой конструкции амортизатора переменного демпфирования

Затраты на опытно-конструкторские разработки, руб.	85536
План окупаемости, год	1
Планируемый объем производства в год	1000 шт.
Коэффициент выполнения норм времени на 1 единицу	855,4

Таблица 19 – Проектная себестоимость конструктивного элемента

Название статьи	Условное обозначение	Показатель
Сырье и материалы	$C_{см}$	2107,65
Комплекующие	$C_{пок}$	35202
Основная заработная плата	$C_{озп}$	5500
Отчисления ЕСН	$C_{ЕСН}$	2618
РСЭ оборудование	$C_{рсэо}$	1328,64
Капитальные вложения на единицу продукции	$K_{ед пр}$	874
Стоимость нового элемента	C_{Σ}	11302

Таблица 20 – Преимущества проектного варианта

Название статьи	Прототип	Опытный образец	Δ
Задний мост, подвеска	Зависимая подвеска на двух продольных полуэллиптических малолистовых рессорах, без блокировки дифференциала	Задняя подвеска на пневмоэлементах, блокировка заднего дифференциала	Повышение опорно-сцепной проходимости Повышение плавности хода.

В результате внедрения в производство предлагаемой в данном дипломном проекте блокировки заднего дифференциала автомобиля с конструктивной разработкой задней подвески на пневмоэлементах, себестоимость автомобиля увеличится на 6 %, при этом так же достигаются следующие технические преимущества:

- повышение опорно-сцепной проходимости;
- повышение плавности хода;
- повышение управляемости.

Заключение

В целях выполнения поставленной цели работы ВКР была выполнена работа на тему: «Легковой автомобиль особо малого класса с разработкой системы переменного демпфирования амортизатора».

В данном дипломном проекте спроектирован и рассчитан амортизатор с переменным демпфированием, что значительно расширяет функциональный диапазон применения легкового автомобиля особо малого класса, а также имеет большое значение точки зрения комфортабельности и безопасности – уменьшаются вибрационные нагрузки, воздействующие на водителя, пассажиров и перевозимый груз, что приводит к снижению утомляемости, а значит, к повышению активной безопасности.

Вышеприведенное техническое решение позволило расширить диапазон применения проектируемого легкового автомобиля по сравнению с базовым.

В процессе выполнения работы были решены следующие задачи:

- проведен анализ результатов испытаний на плавность хода;
- рассмотрено назначение и устройство подвески;
- проведен выбор конструкции и технико-экономическое обоснование передней подвески;
- выполнены расчеты тягово-динамических характеристик автомобиля с построением графиков;
- проведен анализ кинематики подвески;
- проведено конструирование и следующие расчеты передней подвески: расчеты пружины, амортизатора, нагрузочных режимов, деталей подвески на прочность и долговечность;
- рассмотрена безопасность и экологичность технического объекта;
- определена экономическая эффективность проекта.

Список используемой литературы и используемых источников

- 1 Раймпель, Й. Шасси автомобиля. Рулевое управление / Й. Раймпель; Перевод с нем. В. Н. Пальянова; Под ред. А. А. Гальбрейха. - М. : Машиностроение, 1987. – 227 с.
- 2 Основенко, Н. Е. Автотранспортные средства. Рулевое управление : Учеб. пособие / Н. Е. Основенко. - Киев : КАДИ, 1984. - 46 с.
- 3 Технологичность конструкций изделий : справочник / Т. К. Алферова [и др.] ; под ред. Ю. Д. Амирова. - Москва : Машиностроение, 1985. - 367 с.
- 4 Шестопалов, С. К. Устройство легковых автомобилей : в 2 ч. : учебник / С. К. Шестопалов. - 3-е изд., стер. - Москва : академия, 2014-2016. - 22 см. - (Профессиональное образование. Автомобильный транспорт). Ч. 2: Трансмиссия, ходовая часть, рулевое управление, тормозные системы, кузов. - 2016. – 398 с.
- 5 Аринин И. Н. и др. Техническое диагностирование автомобилей / И. Н. Аринин. - Ф.: «Кыргызстан», 1978. – 164 с.
- 6 Беляев В. М. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес. – Минск: Высшая школа, 1991. – 187 с.
- 7 Ниргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
- 8 Бойко А. В. Совершенствование методов диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 25.06.08/ Бойко Александр Владимирович. - Иркутск, 2008. – 217 с.
- 9 Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Норц, Я. К. Закин, Ю. В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 160 с.
- 10 Бродский В. В. – М: Наука, 1976. – 224 с.

- 11 Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / И. А. Бухарин. – М.-Л.: Машгиз, Ленинградское отд-ние, 1950. – 292 с.
- 12 Веденяпин Г. В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.
- 13 Веденяпин Г. М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. М. Веденяпин. - Изд. 3-е, перераб. и доп. -М.: Колос, 1973. – 195 с.
- 14 Величко А. В. Анализ процесса торможения автотранспортного средства / А. В. Величко // Транспортные средства Сибири: Материалы межвузовской научно-практической конференции. – Красноярск: КГТУ, 1995. – с. 83-89.
- 15 Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимонеи. – М.: Энергия. 1968. – 219 с.
- 16 Генбом Б. Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом. - Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
- 17 Гернер В. С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: дис. канд. техн. наук/ В. С. Гернер. - Харьков, 1970. – 153 с.
- 18 Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. [Текст]. – М. Транспорт. 1970.
- 19 Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 254 с.
- 20 ГОСТ 15150-69 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды; введ. 1971-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 58 с.

21 ГОСТ 25478-91. Автотранспортные средства. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения. Методы проверки, введ. 01-01-93. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 32 с.

22 ГОСТ 380-98. Сталь углеродистая обыкновенного качества, введ. 01-01-98. – М.: Изд-во стандартов, 1998 – 21 с.

23 ГОСТ 577-68. Индикаторы часового типа с ценой деления 0,01мм. Технические условия, введ. 01-07-68. – М.: Изд-во стандартов, 1998 – 12 с.

24 ГОСТ Р 51709-2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки; введ. 2002-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 28 с.

25 Грачев Ю. П. Математические методы планирования эксперимента / Ю. Л. Грачев. – М., 1979. – 195 с.

26 Гредескул А. Б. Динамика торможения автомобиля: дис. ... докт. техн. наук / А. Б. Гредескул. – Харьков, 1963. – 271 с.

27 Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.

28 Гуревич Л. В., Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.

29 Гурьянов С. И. Повышение точности диагностирования тормозных свойств автопоездов на стенде / С. И. Гурьянов. // Диагностика автомобилей: III всесоюзная научно-техническая конференция: тезисы докладов. - Улан-Удэ, 1989. – с. 147-148.

30 Джонсон М. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке/ М. Джонсон, Ф. М. Лион. – Мир, 1981. – 610 с.

31 Дик А. Б. Описание характеристик проскальзывания тормозящего колеса / А. Б. Дик // Надежность и активная безопасность автомобиля : сб. науч. тр. / МАМИ. – М, 1985. – с. 205-216.

32 Димов Н. Н. Оценка возможности воспроизведения реальных режимов торможения автомобиля на стендах с беговыми барабанами : автореферат / Н. Н. Димов. - Харьков, 1987. – 20 с.

- 33 Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А. А. Хачатуров [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
- 34 Енаев А. А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения. – М.: Машиностроение, 2002. – 341 с.
- 35 Ечеистов Ю. А. Неустановившееся торможение автомобильного колеса / Ю. А. Ечеистов, В. В. Бернацкий // Безопасность и надежность автомобиля : сб. науч. тр. – М: МАМИ, 1981. – с. 16-23.
- 36 Werner, E. Schmierungstechnik / E. Werner. - 1982. – p. 134.
- 37 Wittel, H. Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch / H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch. - Vieweg+Teubner Verlag, 2011. - p. 810.
- 38 Niemann, G. Maschinenelemente: Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen / G. Niemann, H. Winter. - 2005.Springer, - p. 903.
- 39 Konig, R. Schmieretechnik / R. Konig. – Springer, 1972. – p.164.
- 40 Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.