

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 Оптимизация характеристик подвески легкового автомобиля  
LADA VESTA

Студент

К.А. Абрамян

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

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

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

Консультанты

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

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

канд. экон. наук, доцент С.Ю. Данилова

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

Тольятти 2020

## Аннотация

Целью разработки в рамках дипломного проекта является модернизация задней подвески в конструкцию независимой подвески автомобиля LADA VESTA. Решение продиктовано тенденциями в современном автомобилестроении, когда производимые даже в рамках одного модельного ряда автомобили имеют различные модификации, в том числе модификации улучшенные, обеспечивающие повышенную комфортность, управляемость и безопасность.

Главную сложность конструкции представляет решение размещения модернизированной подвески в кузове автомобиля. Это связано с тем, что новую подвеску требуется вписать в штатные места, без изменения конструкции кузова.

Проект содержит необходимые расчеты для определения габаритных размеров, конструктивных параметров стойки телескопической и пружины подвески, уточненные значения размеров элементов подвески, обеспечивающих необходимые прочностные качества при выбранных коэффициентах запаса.

Графическая часть включает сборочные чертежи подвески, телескопической стойки и чертежи деталей ее составляющих.

В технологическом разделе приводится технологическая схема сборки задней независимой подвески.

Раздел безопасности и экологичности дипломного проекта рассматривает вопросы, связанные с обеспечением безопасных условий труда при выполнении конструкторских работ и испытания подвески.

В экономическом разделе рассчитываются затраты, связанные с запуском модернизированной подвески в производство.

## **Abstract**

The purpose of development within the project is modernization of rear suspension into the design of independent suspension of VAZ-2170 vehicle. The solution is dictated by the trends in modern automotive industry, when even within one model range vehicles have different modifications, including improved ones, providing increased comfort, controllability and safety.

The main complexity of the design is the solution of placing the modernized suspension in the body of the car. This is due to the fact that the new suspension needs to fit into the usual places, without changing the design of the body.

The project contains the necessary calculations to determine the overall dimensions, design parameters of the telescopic stand and suspension spring, the specified values of the size of suspension elements that provide the necessary strength properties at the selected stock factors.

The graphic part includes assembly drawings of the suspension, telescopic rack and drawings of details of its components.

The technological section contains the technological scheme of assembly of the rear independent suspension.

The safety and environmental section of the diploma project deals with issues related to ensuring safe working conditions when performing design work and suspension tests.

The economic section calculates the costs associated with the launch of the upgraded suspension into production.

## Содержание

Введение	6
1. Технико-экономическое обоснование проекта	8
1.1 Назначение подвески и требования, предъявляемые к ней	8
1.2 Анализ отечественных и зарубежных конструкций аналогов подвески	15
1.3 Выбор рационального варианта конструкции	17
1.4 Технико-экономическое обоснование принятого варианта конструкции.	21
1.5 Описание конструкции модернизируемой задней подвески	24
2 Конструкторская часть	26
2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля	26
2.1.1 Исходные данные	26
2.1.2 Расчет внешней скоростной характеристики	27
2.1.3 Выбор передаточных чисел трансмиссии	28
2.1.4 Силовой баланс автомобиля	29
2.1.5 Мощностной баланс автомобиля	32
2.1.6 Динамическая характеристика автомобиля	34
2.1.7 Характеристика ускорения автомобиля	34
2.1.8 Характеристика разгона автомобиля	36
2.2 Расчет основных параметров задней подвески автомобиля	40
2.2.1 Выбор компоновочной схемы задней подвески	40
2.2.2 Кинематический расчет проектируемой независимой задней подвески автомобиля LADA VESTA	40
2.2.3 Расчет деталей подвески на прочность. Анализ сил, действующих на детали задней подвески	58
3 Технологическая часть	62
3.1 Анализ технологичности конструкции задней подвески	62
3.1.1 Изменения конструкции, приводящие к изменению техпроцесса	62

3.1.2 Общие требования к технологичности конструкции подвески	62
3.2 Разработка технологической схемы сборки задней подвески	63
3.3 Определение типа производства	66
3.4 Составление маршрутной технологии	66
4 Безопасность эксплуатации автомобиля с модернизированной подвеской	70
4.1 Основы безопасности и эксплуатации автомобиля	70
4.2 Проведение испытания автомобиля	70
4.3 Показатели управляемости и устойчивости автомобиля	71
4.4 Измерители управляемости автомобиля	75
5 Экономический раздел	81
5 Экономическое обоснование проекта	81
5.1 Цель проекта	81
5.2 Характеристика базовой конструкции	81
5.3 Характеристика проектируемой конструкции	82
5.4 Расчет затрат на проведение НИОКР	86
5.5 Расчет затрат на производство изделия	92
5.6 Исходные данные для расчёта затрат в производстве	92
5.7 Расчёт суммарной себестоимости изготовления ненужных деталей	94
5.8 Расчёт себестоимости изготовления изменённых деталей	94
5.9 Расчёт суммарной себестоимости покупных изделий, применяемых в новой конструкции	95
5.10 Расчёт цеховой себестоимости изготовления новых деталей	96
5.11 Себестоимость цеховая изготовления проектируемой подвески	97
5.12 Техничко-экономические показатели проекта	97
Заключение	99
Список используемых источников	101
Приложение А Графики тягового расчета	105

## Введение

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

«Актуальность рассматриваемой темы заключается в том, что в настоящее время автомобилестроению принадлежит самая ведущая роль в развитии и машиностроения вообще, и транспортного машиностроения в частности. Автомобильная промышленность мира - это емкий и весьма значительный сектор мировой экономики и международного бизнеса, ведь это не только собственно автомобили, но и разнообразные товары по обслуживанию автомобиля, а также, в значительной мере, рынок производства и продажи автозапчастей. Рынок автомобилей имеет ряд смежных рынков и отраслей: от наиболее тесно прилегающих (рынка деталей и блоков автомобилей и нефтедобывающей промышленности) до менее очевидных (строительство дорог, производство аксессуаров для автомобилей и т.п.). Автомобиль обеспечивает высокую мобильность человека, эффективность труда, определяет современный образ жизни общества. Он является показателем уровня обеспеченности материальными средствами как отдельного человека (его владельца), так и общества или государства в целом (в данном случае речь идет об автообеспеченности населения страны).» [3]

Для того, чтобы выжить в острой конкурентной борьбе, российскому автопрому требуются коренные изменения. С каждым годом российский

авторынок стремится к усовершенствованию, для того, чтобы иметь конкурентоспособность на мировом уровне.

Для современного автомобиля независимая подвеска является показателем принадлежности к более высокому классу, поскольку у подобного автомобиля кроме улучшения ряда эксплуатационных характеристик также увеличивается стоимость. Тем не менее, применение независимых подвесок встречается внутри одной линейки или модельного ряда. Такое решение оправдано расширением ассортимента продукта и позволяет потребителю самостоятельно сделать выбор относительно характеристик приобретаемого автомобиля.

Независимые подвески в основном используются в автомобилях ведущих зарубежных производителей, таких как Audi, Porsche, Volkswagen, KIA, Volvo, Mercedes-Benz и другие. Применение независимой подвески ввиду сложности и высокой стоимости является отличительной особенностью автомобиля премиального сегмента.

В представленном дипломном проекте рассматривается возможность модернизации подвески LADA Vesta путем переработки ее конструкции на независимый тип. Производимые изменения будут способствовать как улучшению эксплуатационных характеристик автомобиля, поскольку улучшится плавность и энергоемкость подвески, так и безопасность движения. Улучшение характеристик безопасности происходит за счет независимой работы подвески, что улучшает поведение автомобиля в поворотах и при прохождении неровностей дорожного полотна.

## **1 Технико-экономическое обоснование проекта**

### **1.1 Назначение подвески и требования, предъявляемые к ней**

Назначение подвески автомобиля сочетает в себе ряд функций. В ее задачи входит не только обеспечение комфорта. Ее конструкция, настройки, состояние прямым образом влияют на управляемость и на торможение. Иначе говоря, это один из ключевых и неотъемлемых элементов любого автомобиля, отвечающий не только за эксплуатационные характеристики транспортного средства, но и за характеристики его безопасности.

Говоря о том, из чего состоит подвеска, можно распределить все ее узлы по выполняемой роли на несколько групп:

- упругие элементы (пружины, рессоры) нужны для обеспечения рабочего хода подвески и возврата колеса в изначальное состояние после проезда неровности;
- демпфирующие элементы (амортизаторы, стойки) гасят раскачку кузова, не давая ему войти в резонанс с ударами от неровностей;
- направляющие элементы ходовой (рычаги) задают траекторию движения ступицы при ходе подвески и повороте колеса.

При этом один элемент может выполнять и несколько функций. Например, телескопическая стойка – это одновременно и амортизатор, демпфирующий колебания, и направляющая, вокруг которой поворачивается кулак в подвесках МакФерсон.

Все подвески принято делить на две основные группы: зависимые и независимые.

В независимой оба колеса на одной оси не имеют жесткой связи друг с другом, что позволяет им самостоятельно отрабатывать неровности и крены кузова. В зависимой же, напротив, колеса всегда находятся на одной оси. Простейшим примером можно назвать неразрезные мосты. Полузависимой же принято считать подвеску с упругой балкой. Хотя, на первый взгляд,



колеса здесь жестко связаны между собой, нормированная жесткость на кручение позволяет им смещаться в определенных пределах, скручивая балку.

Преимущества независимой подвески неоспоримы, причем на любой дороге. На асфальте важно то, что для каждого колеса можно задать и развал, и схождение, что прямо влияет на управляемость. В поворотах независимая ходовая не так склонна к вывешиванию разгруженного колеса, каким образом это происходит на неразрезных мостах. Конфигурация рычагов может позволять передним колесам «подламываться» при поворотах, облегчая руление. Этот прием общеизвестен благодаря автомобилям Mercedes.

Если же говорить о внедорожной эксплуатации, то независимая подвеска дает и плюсы, и минусы. При боковом наезде на крупные неровности независимая подвеска более склонна к вывешиванию колес – с одной стороны пружина полностью сжимается, с другой же обратного хода подвески может не хватить.

В то же время неразрезной мост встанет «по диагонали», сцепление сохранят оба колеса. Это особенно хорошо видно на соревнованиях, где подготовленные машины проезжают препятствия с огромными углами наклона мостов.

Однако геометрическая проходимость у автомобилей с независимой ходовой выше – рычаги легко позволяют поднять днище, увеличив угол наклона. Отличия неразрезной и разрезной подвесок показаны на рисунке 1.1.

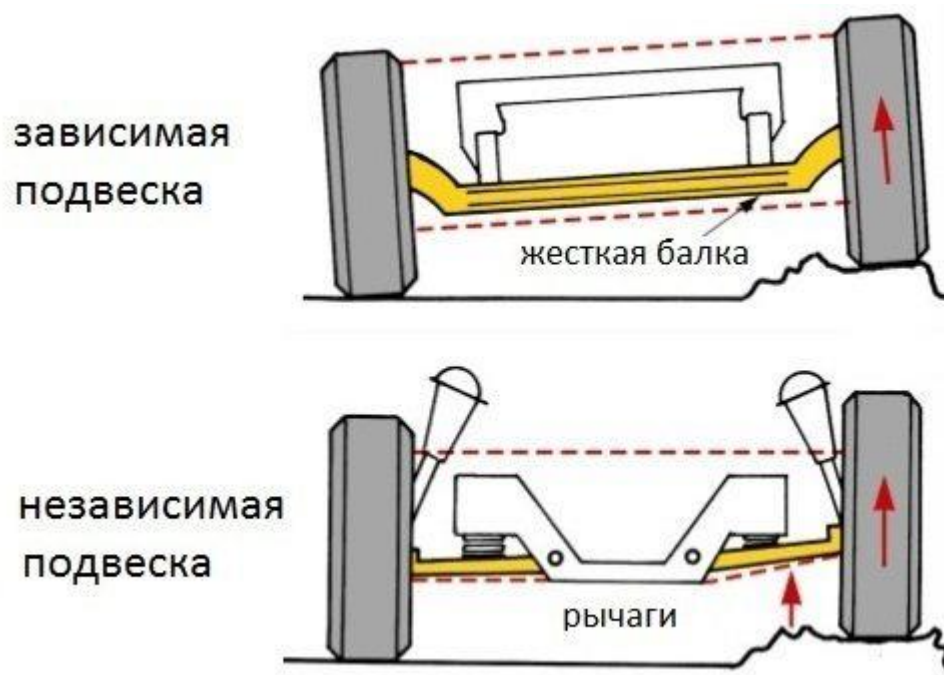


Рисунок 1.1 – Отличие работы зависимой и независимой подвески

Если к этому добавить бесспорное преимущество в комфорте и управляемости на качественных дорогах, то неудивительно, что именно независимые подвески практически полностью вытеснили зависимые.

Основа любой современной конструкции – это рычаг, на котором качается ступица или поворотный кулак. Чтобы под весом машины ступица не подломилась, нужен и верхний ограничивающий элемент. В однорычажных подвесках им служит стойка, которую вес машины буквально пытается согнуть. В многорычажных нагрузку принимает на себя верхний рычаг, качающийся параллельно нижнему.

Многорычажная система значительно прочнее однорычажной, а ее конструкция позволяет гораздо лучше контролировать траекторию движения колеса. Поэтому, несмотря на очевидные минусы (более сложный ремонт, большую стоимость), она стала неотъемлемой частью и тяжелых внедорожников, и спортивных автомобилей.

Изначально роль упругих элементов подвески играли простые в производстве рессоры, но с усложнением конструкции подвесок автомобилей их вытеснили более компактные и допускающие значительно больший ход

спиральные пружины. Рессоры сейчас можно встретить разве что на грузовой технике и в задней ходовой тяжелых пикапов.

Более совершенный вариант упругого элемента – это пневмобаллоны. Сжатый воздух позволяет легко регулировать и дорожный просвет, и жесткость. Именно поэтому пневмоподвеска является неотъемлемым элементом моделей класса люкс. Но разница в цене и сложности с любой другой подвеской, естественно, огромна.

За гашение колебаний отвечают гидравлические амортизаторы – в них залито специальное масло, в котором перемещается шток с системой калиброванных отверстий и клапанов. При движении штока вверх или вниз открывается соответствующий клапан, и поток жидкости ограничивается сечением открытых отверстий. Так как масло, подобно любой жидкости, несжимаемо, при медленном перемещении шток практически не встречает сопротивления (масло успеет перетекать через каналы), а при росте скорости под штоком создается давление, противодействующее его движению. Разновидности конструкции амортизаторов показаны на рисунке 1.2.

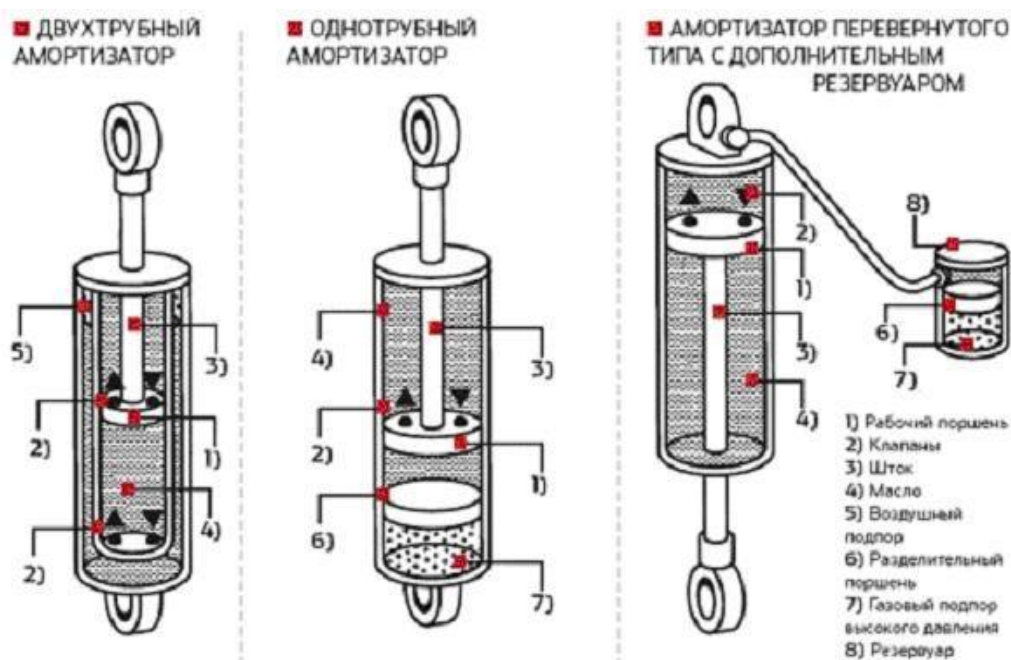


Рисунок 1.2 – Конструкция амортизаторов

При работе масло, постоянно проходя в обе стороны через клапан, неизбежно вспенивается, характеристики его «уплывают». Для борьбы с этим обычно используется газовый подпор, но тюнинговые фирмы предлагают и более оригинальные решения. Представленные в нашем каталоге амортизаторы Tough Dog серии Foam Cell имеют пористый наполнитель: масло в них не вспенивается, и при этом нет характерного для газовых и газомасляных амортизаторов смягчения из-за постепенных потерь давления газа внутри.

Для направления движения ступицы используют рычаги: либо составные (штампуются и свариваются из стальных листов), либо литые из легких сплавов для снижения веса. Так как относительно лонжерона или подрамника рычаг перемещается только по одной оси, для его крепления достаточно двух втулок (сайлентблоков), которые одновременно и позволяют рычагу качаться, и частично гасят удары от неровностей.

Классический сайлентблок – это металлическая втулка, залитая в жесткую резину. В нормальном положении рычагов она не скручена, что обеспечивает наибольший ресурс сайлентблока. Но, когда рычаг начинает двигаться, происходит скручивание резины, и она со временем рвется, особенно в длинноходных внедорожных подвесках. Поэтому распространена практика изготовления сайлентблоков из высокопрочных пластиков (полиуретан, капролон): в них внутренняя втулка скользит внутри внешней обоймы, и это позволяет таким конструкциям работать с большим ходом. Но и жесткость на сжатие у них выше в разы, то есть ходовая на капролоновых втулках вместо сайлентблоков будет менее комфортна, передаст на кузов все вибрации и удары.

На передней оси колеса не только меняют наклон относительно рычага, но и поворачиваются. Поэтому неотъемлемые части передней подвески – это шаровые опоры, пальцы со сферическими наконечниками, запрессованными в обоймы из износостойкого материала.

Связав сайлентблоками и шаровыми кузов, ступицу и систему рычагов, можно получить работоспособный направляющий аппарат ходовой. Однако на практике такая конструкция будет склонна к вывешиванию колес и чрезмерным кренам при прохождении поворотов. Поэтому в ее устройство дополнительно вводится стабилизатор поперечной устойчивости – идущий от одного колеса к другому торсион, который стремится уравнивать положение колес. Когда автомобиль кренится, стабилизатор начинает скручиваться, противодействуя сжатию пружины с одной стороны и прижимая к земле колесо с другой.

Также нужны дополнительные ограничители хода рычагов (отбойники, буферы). В противном случае при проезде крупной неровности ход колеса будет ограничиваться только минимальной и максимальной длиной амортизатора, он будет быстро изнашиваться, одновременно разрушая верхнюю опору и нижний сайлентблок. Резиновые отбойники принимают удары на себя, сберегая ресурс более дорогих узлов.

Задняя подвеска на большинстве машин она значительно проще передней. В первую очередь из-за того, что ее влияние на управляемость гораздо меньше, что позволяет применять более простые решения.

Один из самых простых и старых вариантов – подвеска неразрезного моста на старых заднеприводных машинах или современных пикапах. Так как мост сам по себе жестко связывает колеса, достаточно закрепить его относительно кузова на двух продольных тягах. В этом случае практически не имеет значения, что применять в качестве упругого элемента: пружины или рессоры. Крепление амортизаторов также элементарно.

Для увеличения жесткости конструкции могут применяться и дополнительные продольные тяги, устанавливается стабилизатор.

Полузависимая ходовая на упругой балке, распространенная на части дешевых переднеприводных моделей, еще проще. Здесь единым качающимся рычагом становится сама балка, закрепленная на своих сайлентблоках. Все, что входит в подвески такого типа, – это балка, пружины и амортизаторы.

В независимой задней подвеске приходится использовать систему продольных и поперечных рычагов, удерживающих ступицу. При этом наличие или отсутствие привода на задней оси не имеет принципиального значения. Основное же отличие от передней подвески – отсутствие шаровых опор, так как кулак ступицы относительно каждого рычага лишь качается, и это позволяет использовать обычные сайлентблоки.

Независимо от того, из чего состоит подвеска автомобиля, все ее части связаны между собой, а их характеристики подбираются в комплексе. Рассмотрим простейший случай сжатия:

- инерция кузова при наезде на неровность сжимает пружину, одновременно преодолевая сопротивление амортизатора;
- поворотный кулак одновременно тянет нижний рычаг за нижнюю шаровую и, упираясь через верхнюю шаровую в верхний рычаг, приходит в движение по траектории, заданной соотношением длин рычагов.

Достаточно изменить лишь один параметр, и поведение подвески изменится. Например, более жесткий амортизатор не только снизит комфорт при аккуратном переезде неровностей, но и увеличит нагрузку на нижнюю шаровую, так как будет сильнее противодействовать движению рычага.

На практике же на работу подвески одного колеса будут оказывать влияние и все остальные. Настройка ходовой под конкретные условия эксплуатации также ведется в комплексе. К примеру, при установке более длинных пружин для лифтовки кузова потребуются и амортизаторы с увеличенным ходом, иначе при каждом ходе отбоя пружина будет полностью вытягивать шток амортизатора, заставляя его биться об верхнюю часть корпуса с направляющей втулкой и уплотнениями. Лифтовка проставками, изменяя углы наклона рычагов, может в буквальном смысле упереться в допустимые углы наклона пальцев шаровых опор, те начнут ударяться о корпуса, в результате ресурс шаровых упадет многократно.

По этой причине наиболее совершенными на сегодняшний день являются системы с пневматическими упругими элементами и регулируемые амортизаторами. Управляющая ходовой электроника в зависимости от скорости может одновременно изменять и давление в баллоне, меняя дорожный просвет, и подстраивать демпфирование амортизаторов, делая их мягче на малой скорости и разбитой дороге или, напротив, жестче на высокой скорости.

## **1.2 Анализ отечественных и зарубежных конструкций аналогов задней подвески**

«Конструкция подвески зависит от того, для каких колёс она применяется: передних или задних, ведущих или нет. Кроме того, различают зависимые и независимые подвески. К последним относятся подвески на двойных поперечных рычагах и с направляющими пружинами и амортизаторными стойками, которые требуют мало места в поперечном направлении, оставляя, например, в середине место под установку двигателя. Примером могут быть: задняя подвеска на пружинных стойках автомобиля “Лянчия-дельта” с поперечными штангами одинаковой длины, закрепленными на поперечине близко к середине, как показано на рисунке 1.3.» [6]

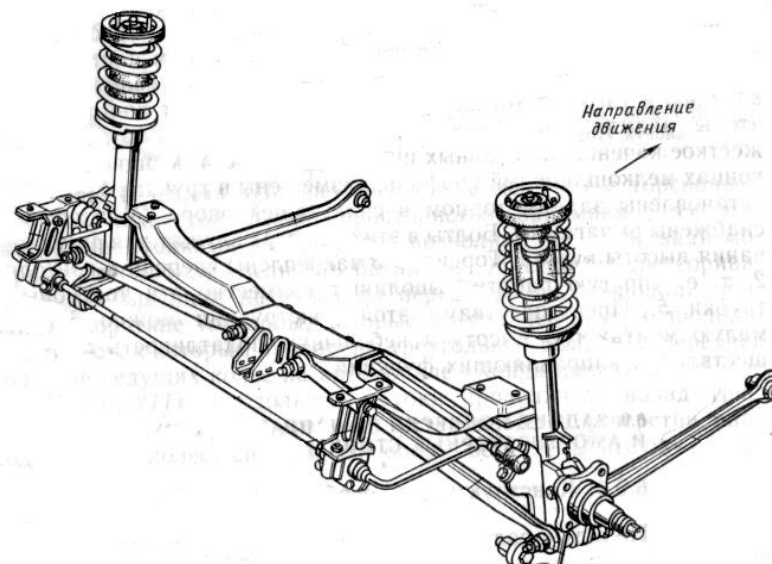


Рисунок 1.3 – Независимая задняя подвеска автомобиля “Лянчия-дельта”

«Задняя подвеска на пружинных стойках автомобиля “Хонда-прелюд” с попе речными рычагами, разнесенные наружные точки которых выдвинуты далеко в пространство колеса и находятся примерно на высоте центра колеса, рисунок 1.4» [6]

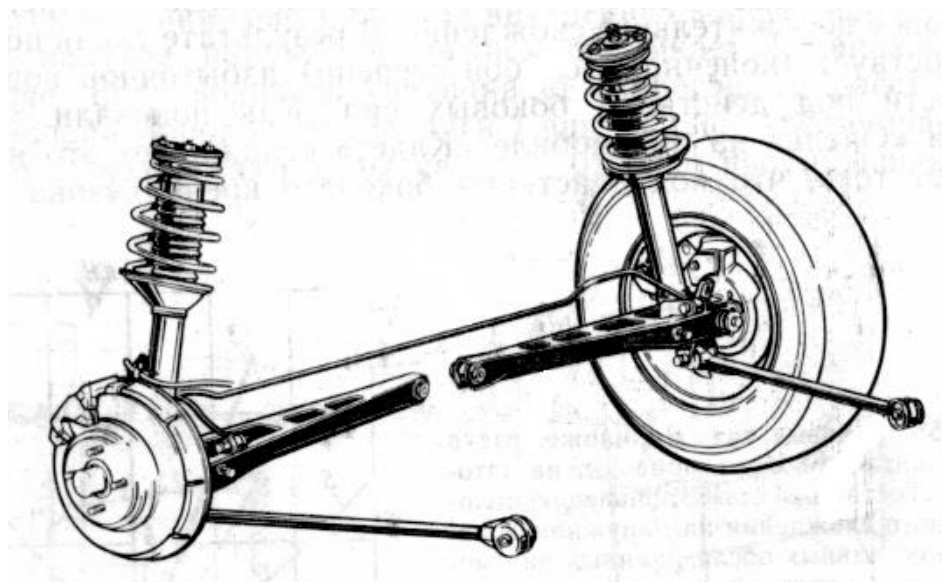


Рисунок 1.4 – Задняя подвеска автомобиля “Хонда-прелюд”

«Другие независимые подвески - на продольных и косых рычагах почти не занимают места по высоте и позволяют получить багажник с плоским полом. Задняя подвеска автомобиля “Мицубиси-кольт” с



опущенными пружинами, расположенными по оси колес и опирающимися на кузов через резиновые кольца (рисунок 1.5) или, например, задняя подвеска на косых рычагах коробчатого типа автомобиля “Опель-сенатор”. На всех зависимых подвесках балка перемещается на полную величину хода подвески. Свободное место, которое должно быть оставлено для этого сверху, уменьшает объём заднего багажника и затрудняет размещение запасного колеса.» [8]

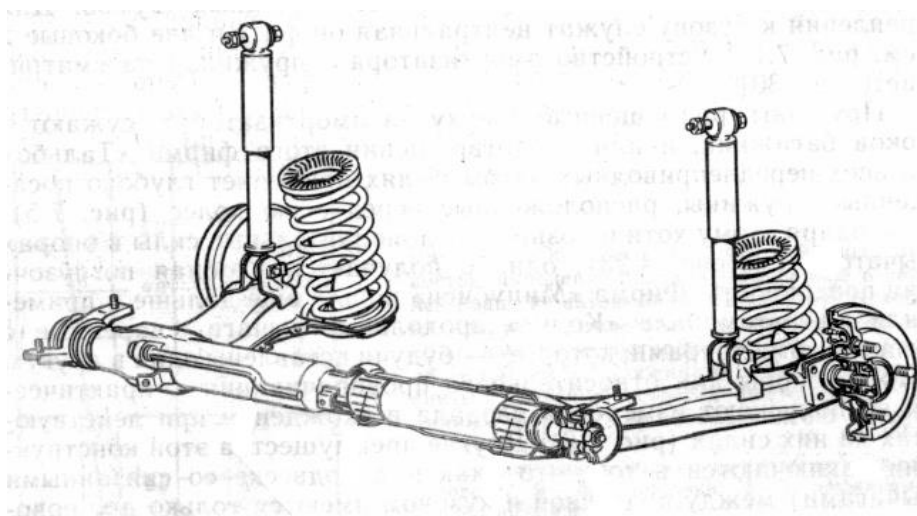


Рисунок 1.5 – Задняя подвеска автомобиля “Мицубиси-кольт”

«Если обратить внимание на то, какой тип подвески используют в производстве автомобиля ведущие фирмы мира, то выяснится, что явным преимуществом пользуется независимая подвеска с направляющими стойками на передних и задних колёсах и зависимая на косых и двойных рычагах на задних колёсах. Это распределение практически не зависит от типа привода автомобиля, за исключением полноприводных многоцелевых автомобилей.» [6]

### 1.3 Выбор рационального варианта конструкции задней подвески

Задняя подвеска массового переднеприводного автомобиля может иметь различную конструкцию – с балкой скручивания (полузависимая) и более сложный вариант конструкции подвески – многорычажный (независимая). Каждая имеет свои плюсы и минусы, но в ходе анализа, в рамках выполнения дипломного проекта, следует определить наиболее оптимальный вариант в соответствии с заданием.

При одном и том же назначении независимая многорычажная подвеска имеет деталей примерно вдвое больше, чем полузависимая балка. Но надежность часто одинакова.

Как указывалось ранее, в ходе изучения вопроса, подвеска служит для того, чтобы обеспечить ход каждого колеса вверх-вниз относительно кузова по заданной траектории. Это нужно, чтобы обеспечить непрерывный контакт колес с дорогой на неровностях и в поворотах при кренах кузова. При этом именно характер перемещения колес определяет комфорт и управляемость автомобиля. Потому и существует несколько типов задних подвесок для переднеприводных авто, из которых самые распространенные как раз и есть – полузависимая торсионная балка и независимая многорычажная.

Полузависимая подвеска или так называемая балка – это фактически два подпружиненных продольных рычага (по одному на каждое колесо), соединенных поперечной балкой, рисунок 1.6. Балка нужна, чтобы ограничить перемещения колес в поперечном направлении (влево-вправо). А чтобы рычаги с колесами при этом не были ограничены во взаимных вертикальных перемещениях, балку делают эластичной, скручивающейся.



1 – сайлент-блок; 2 – амортизатор; 3 – балка; 4 – пружина; 5 – ступичный узел; 6 – продольный рычаг

Рисунок 1.6 – Полузависимая подвеска

Для переднеприводных авто полузависимая подвеска с торсионной (скручивающейся) балкой – рациональный вариант. Но не лишенный недостатков.

То есть, закручиваясь вокруг своей продольной оси, балка почти не мешает колесам оставаться независимыми, потому такая подвеска и называется полузависимой. Благодаря своей простоте этот тип самый недорогой – по сути два рычага и соединяющая их балка.

Многорычажная независимая подвеска (рисунок 1.7) устроена сложнее, поскольку каждое колесо удерживается несколькими рычагами. Это, во-первых, обеспечивает каждому колесу полную независимость, а во-вторых, три-четыре рычага дают конструкторам возможность выстроить такую траекторию перемещения колеса, которая наиболее выгодна с точки зрения комфорта и управляемости.

Все ухищрения с тремя-четырьмя рычагами на колесо ради того, чтобы при работе подвески заставить колесо двигаться по траектории, выгодной для управляемости авто.

Дополнительный плюс в том, что вибрации от работы колес по дороге передаются на кузов не через пару сайлент-блоков, как у полузависимой схемы, а через шесть-восемь сайлент-блоков. А это делает движение автомобиля более комфортным.



Рисунок 1.7 – Многорычажная подвеска

Таким образом, конструкция самых распространенных сегодня переднеприводных автомобилей имеет в своем арсенале два типа подвески – один более дешевый в производстве, а второй – с более точной управляемостью и, соответственно, более дорогостоящий и сложный в производстве. И соответственно, еще не так давно многорычажная подвеска подавалась как большое преимущество и применялась на моделях, заявленных как автомобили более высокого класса.

Однако, инженеры начали совершенствовать конструкцию, работая с сайлент-блоками и меняя сечение и форму соединителя – металлического профиля, соединяющего левый и правый рычаги (собственно, той самой пресловутой балки). И в конце концов старательность конструкторов и отработанные технологии достигли определенного совершенства, и даже полузависимая подвеска со временем стала обеспечивать массовым

автомобилям отличную управляемость. Тем более, общемировые тенденции к упрощению ради снижения себестоимости все набирают и набирают силу.

На современных моделях конструкторы все чаще отказываются от многорычажной подвески в пользу полузависимой балки – они научились и с такой схемой наделять автомобиль хорошей управляемостью.

Недаром многие автопроизводители на своих самых популярных моделях вернулись от многорычажной подвески к балке – например, как Honda Civic в 2006 г. или нынешняя Mazda 3. А один из европейских хитов – Opel Astra – так никогда полностью независимой подвески и не имел. В некоторых подобных случаях многорычажная подвеска осталась все же доступной, но только в самых мощных и богатых комплектациях моделей – скажем, как у Skoda Octavia третьей генерации, VW Golf в шестом поколении и у современных Ford Focus и Mercedes A-klasse.

На современном автомобиле сегментов В и С даже опытному водителю вполне достаточно полузависимой подвески – так называемой балки. Ставить при выборе авто условием наличие многорычажной подвески стоит разве что из соображений престижности.

Если же важно небольшое преимущество в виброакустическом комфорте, который дает полностью независимая подвеска, то выбор будет в сторону независимой подвески.

Поскольку в рамках дипломного проекта производится модернизация подвески с целью улучшения характеристик автомобиля, окончательно принимаем к разработке независимую многорычажную подвеску на поперечных рычагах.

#### **1.4 Технико-экономическое обоснование принятого варианта конструкции задней подвески**

Поскольку внедрение абсолютно нового типа подвески неизбежно повлечет за собой изменение кузова автомобиля, что в условиях массового

производства явилось бы крайне нежелательным, поскольку приведет к значительному удорожанию конечного автомобиля, принимаем решение конструирование подвески производить, исходя из существующих узлов и отталкиваясь от текущих габаритов кузова.

«Основное преимущество направляющей пружинной стойки состоит в том, что все детали, выполняющие упругую работу и направляющие функции, могут быть объединены в одну монтажную единицу. Противостоящие им следующие недостатки задней подвески автомобиля LADA VESTA выглядят так:

- большая масса балки при связанных рычагах;
- взаимосвязанное положение колес;
- собственный поворот оси при прямолинейном движении по дороге с выбоинами;» [9]

«Наряду с подвесками со связанными рычагами направляющие пружинные и амортизаторные стойки получили распространение в задних подвесках переднеприводных автомобилей. В отличие от передних подвесок, здесь:

- отсутствует подшипник качения в верхней опоре;
- могут быть применены более длинные, почти до середины автомобиля, поперечные штанги, обуславливающие более благоприятное изменение схождения и развала, а также меньшее опускание центра крена при нагружении;
- наружные точки штанг могут быть значительно смещены в пространство колеса и за счет этого получены небольшие размеры;
- багажник может быть опущен, а при амортизаторных стойках еще и расширен;
- за счет жесткости резиновых элементов и соответствующего расстояния между точками крепления тяг к опоре подшипника колеса необходимо предотвращать нежелательный эластичный поворот колес.» [11]

«За счет соответствующего взаимного положения обеих поперечных штанг можно осуществить эластокинематическое изменение схождения под действием боковых и тормозных сил. Продольные силы почти на всех задних подвесках с направляющими стойками воспринимаются специальными штангами, которые на передних концах имеют резиновые опоры с прогрессивной характеристикой упругости для изолирования кузова от жесткого качения радиальных шин.

Направляющая пружинная стойка представляет собой дальнейшее развитие подвески на двойных поперечных рычагах. Основное преимущество пружинной стойки заключается в том, что все детали, выполняющие упругую работу и направляющие функции, могут быть объединены в одну монтажную единицу. Имеются в виду следующие детали: чашка для опоры нижнего торца пружины, дополнительный упругий элемент или буфер сжатия, буфер отбоя, собственно демпфирующая часть и опора подшипника колеса. Последняя деталь может жёстко соединяться с корпусом посредством сварки или твёрдой пайки либо иметь разъёмное болтовое соединение. Можно также назвать и другие преимущества связанные с подвесками на направляющих стойках:

- меньшие усилия в точках крепления к кузову;
- большие хода подвески;
- упразднение трёх опорных точек;» [8]

«Последнее, однако, имеет значение только при переднем приводе, поскольку исключает установку цепей противоскольжения. При ведомых колёсах указанный недостаточный зазор не позволил бы лишь установку более широких шин.» [12]

## 1.5 Описание конструкции модернизируемой задней подвески

«Основным элементом подвески является телескопическая гидравлическая амортизаторная стойка. На телескопической стойке установлены: витая цилиндрическая пружина, пенополиуретановый буфер хода сжатия, а также верхняя опора стойки.» [8] Подвеска показана на рисунке 1.8

«Верхняя опора объединяет пружину и стойку в единую монтажную единицу и тремя болтами прикручивается к кузову. В корпусе стойки смонтированы детали телескопического гидравлического амортизатора. В верхней части цилиндра стойки установлен гидравлический буфер отдачи, состоящий из плунжера и пружины. Он увеличивает усилия сопротивления амортизатора в конце хода отдачи и ограничивает перемещение колеса при отдаче.

Нижняя часть кулака соединяется болтом с поперечными рычагами подвески и, воспринимающими боковые силы и задающие определенное схождение колес.» [15]

«Тормозные силы воспринимаются продольной растяжкой, которая через резинометаллические шарниры соединяется с кузовом и кулаком.» [8]



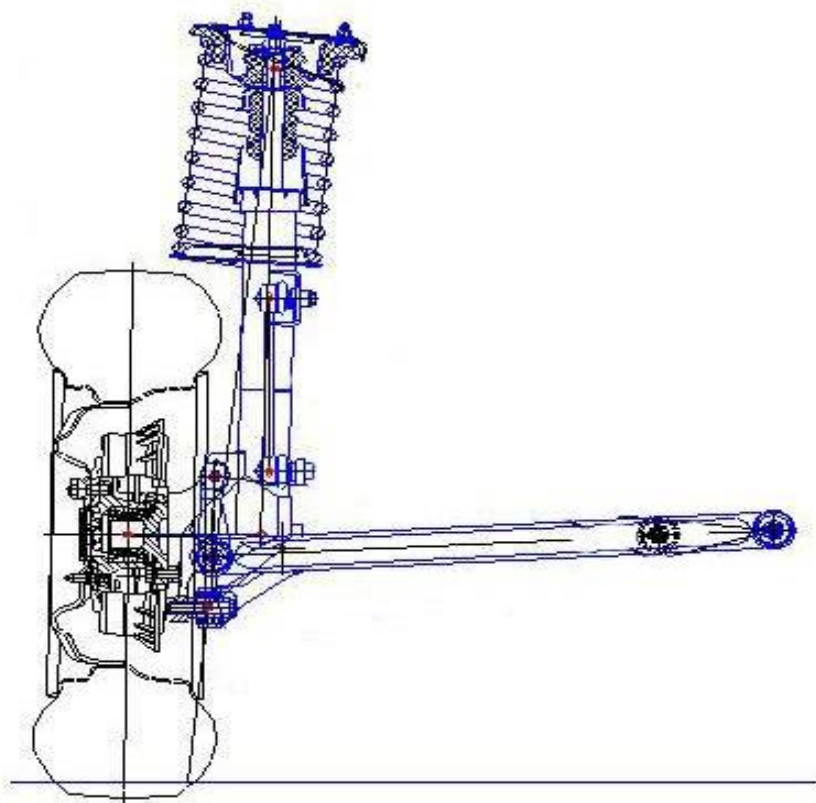


Рисунок 1.8 – Проектируемая задняя подвеска автомобиля LADA VESTA,  
вид сзади

«Кулак с кронштейном тормозного шланга в сборе имеет отдельную конструкцию от ступицы колеса, что дает возможность применять разные конструкции подвески с унификацией ступичного узла. Все гайки крепления передних и задних ступиц колёс одинаковы и имеют правую резьбу.

Стабилизатор поперечной устойчивости представляет собой штангу, колена которой через стойки с шаровыми шарнирами соединены со стойками телескопическими. Средняя часть крепится к кузову кронштейнами через резиновые подушки.» [11]

## 2 Конструкторская часть

### 2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

#### 2.1.1 Исходные данные

Исходные данные для расчета включаются в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные для тягового расчета

Параметры	Значения
Колесная формула	4x2
Компоновочная схема автомобиля	Переднеприводная
Длина, мм	4350
Ширина, мм	1680
Высота, мм	1420
Снаряженная масса $m_0$ , кг	1088
Шины	185/65 R 14
Коэффициент сопротивления качению $f_0$	0,012
Коэффициент аэродинамического сопротивления $C_x$	0,32
Передаточное число главной пары	3,9
Передаточное число коробки передач	1,95
Двигатель	1,6 л, 16 клапанов
$N_{e\max}$ , кВт/об/мин	74/5600
$M_{e\max}$ , Нм/об/мин	145/4000
$n_{e\min}$ , об/мин	800-1000
Максимальная скорость $V_{\max}$ , км/ч (м/с)	180 (50)
Коэффициент уклона	0,3
Количество мест	5
Максимальная частота вращения коленчатого вала – $\omega_{e\max}$	$630\text{ с}^{-1}$ (6016 об/мин)

### 2.1.2 Расчет внешней скоростной характеристики

«Первоначально определяют мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля  $N_v$  (кВт) по формуле мощностного баланса с учетом КПД трансмиссии:» [15]

$$N_v = 1/\eta_{тр} (G_a * q * \rho * V_a + C_x * \rho / 2 * B * H * V_a^3), \quad (2.1)$$

где  $\rho$  - плотность воздуха.

$$N_v = 1/0,92 * (1020 * 9,81 * 0,032 * 45 + 0,3 * 1,29/2 * 1,676 * 1,430 * 45^3) = 57893 \text{ Вт}$$

Находим максимальную мощность двигателя  $N_v(\max)$ :

$$N_v(\max) = N_v / a * k + b * k^2 - c * k^3 \quad (2.2)$$

$$N_v(\max) = 60,293 / 0,912 = 62,4 \text{ кВт}$$

Находим мощность ( $N_e$ ) и крутящий момент ( $M_e$ ):

$$N_e = N_v(\max) * (a * \omega / \omega_N + b * (\omega / \omega_N)^2 - c * (\omega / \omega_N)^3), \quad (2.3)$$

где  $\omega$  – текущая частота вращения коленчатого вала двигателя.

$$\omega_N = \omega(\max) / k \quad (2.4)$$

$$\omega_N = 650 / 1,2 = 541 \text{ рад/с.}$$

Расчет значений см. таблицу 2.2.

Для построения кривой эффективного момента  $M_e$  (Нм) применяют формулу:

$$M_e = N / \omega \quad (2.5)$$

«Результаты расчетов сводят в таблицу 2.2 и представляют в виде графика. При анализе полученных параметров двигателя решается вопрос о возможности их применения на проектируемом автомобиле двигателя, выпускаемого промышленностью.

При использовании данных следует иметь в виду, что двигатель на стенде испытывают без глушителя, а также без генератора и других потребителей мощности. Например, в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81. Вследствие этого мощность и момент, указываемые в заводских характеристиках, на 10-20% больше соответствующих параметров двигателя, установленного на автомобиле.» [15]

Таблица 2.2 – Внешняя скоростная характеристика

$\omega$ (рад/с)	$N_e$ (Вт)	$M_e$ (Нм)
1	2	3
80	9306,78	116,3348
103,75	12366,41	119,1944
127,5	15520,46	121,7291
151,25	18745,76	123,9389
175	22019,17	125,8239
198,75	25317,56	127,3839
222,5	28617,76	128,6192
246,25	31896,64	129,5295
270	35131,04	130,115
293,75	38297,82	130,3756
317,5	41373,83	130,3113
341,25	44335,93	129,9221
365	47160,96	129,2081
388,75	49825,78	128,1692
412,5	52307,24	126,8054
436,25	54582,2	125,1168
460	56627,51	123,1033
483,75	58420,01	120,7649
507,5	59936,57	118,1016
531,25	61154,04	115,1135
555	62049,27	111,8005
578,75	62599,1	108,1626
602,5	62780,41	104,1998
626,25	62570,02	99,91222
650	61944,81	95,29971

По данным таблицы 2.2 строим график внешней скоростной характеристики, который выносим на лист графической части.

### 2.1.3 Выбор передаточных чисел трансмиссии

«Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению  $f$  или максимальному динамическому фактору на первой передаче  $D$ .

В основу выбора  $U$  положено условие постоянства средней мощности в процессе разгона автомобиля на всех передачах в одном и том же интервале частоты вращения коленчатого вала двигателя.» [15]

«Ввиду того, что в данном дипломном проекте производятся исследования серийного автомобиля, то данные для дальнейших расчетов можно взять из технического паспорта автомобиля.

Принимаем:

$$U_1 = 3,636$$

$$U_2 = 1,95$$

$$U_3 = 1,357$$

$$U_4 = 0,941$$

$$U_5 = 0,784$$

$$U_{гп} = 3,937$$

Характеристика шин:

Масса шины – 8 кг.

Обозначение обода по ГОСТ 10408-74.

Ширина профиля без нагрузки 175 мм.

Наружный диаметр 620 мм.

Статический радиус  $r = 265$  мм.

Максимальная скорость 180 км/ч.

Давление 0,2 мПа» [15]

#### **2.1.4 Силовой баланс автомобиля**

«Для обеспечения возможности движения автомобиля, тяговая сила на ведущих колесах  $P_T$  должна быть больше силы сопротивления дороги  $P_d$ . Тяговая сила определяется в зависимости от крутящего момента  $M_e$ :

$$P_T = M_e * U_{гп} * U_{кп} * \eta_{тр} / r \quad (2.6)$$

Расчет значений см. таблицу 2.3.

Во избежание буксования ведущих колес тяговая сила на первой передаче должна быть меньше силы сцепления колес с дорогой. Скорость автомобиля связана с частотой вращения:

$$V_a = r * \omega / U_{гп} * U_{кп} \quad (2.7)$$

Сила сопротивления воздуха на 4 передаче:

$$P_{в4} = C_x * H * B * V_a^4 \quad (2.8)$$

Сцепной вес автомобиля:

$$G_{\text{сц}} = 0,51 * G_a \quad (2.9)$$

$$G_{\text{сц}} = 0,51 * 1020 = 520 \text{ кг}$$

Сила сцепления колес с дорогой на 1 передаче:

$$P_{\text{сц1}} = \varphi * G_{\text{сц}} \quad (2.10)$$

$$P_{\text{сц1}} = 0,8 * 520 * 9,8 = 4080 \text{ Н}$$

$\varphi$  - коэффициент сцепления колес с дорогой.» [15]

«Для движения автомобиля по горизонтальному участку дороги без пробуксовки должно выполняться условие:

$$P_T < P_{\text{сц}} \quad (2.11)$$

Сила сопротивления дороги:

$$P_D = G_a * (f+i), \quad (2.12)$$

где  $i$  – уклон дороги;

$f$  – коэффициент сопротивления качению.

$$F = f_0 * (1 + V_a^2 / 2000), \quad (2.13)$$

где  $f_0 = 0,012$

Силовой баланс автомобиля сведем в таблицу 2.3, где представим расчеты для каждой передачи.» [9]

Таблица 2.3 - Силовой баланс автомобиля

Va1 (м/с)	Va2 (м/с)	Va3 (м/с)	Va4 (м/с)	Va5 (м/с)
1	2	3	4	5
1,52	2,84	4,08	5,89	7,06
1,98	3,68	5,29	7,63	9,16
2,43	4,53	6,50	9,38	11,26
2,88	5,37	7,72	11,13	13,36
3,33	6,21	8,93	12,88	15,45
3,78	7,06	10,14	14,62	17,55
4,24	7,90	11,35	16,37	19,65
4,69	8,74	12,56	18,12	21,75
5,14	9,59	13,77	19,86	23,84
5,59	10,43	14,99	21,61	25,94
6,05	11,27	16,20	23,36	28,04

Продолжение таблицы 2.3

1	2	3	4	5
6,50	12,12	17,41	25,11	30,13
6,95	12,96	18,62	26,85	32,23
7,40	13,80	19,83	28,60	34,33
7,85	14,64	21,04	30,35	36,43
8,31	15,49	22,26	32,10	38,52
8,76	16,33	23,47	33,84	40,62
9,21	17,17	24,68	35,59	42,72
9,66	18,02	25,89	37,34	44,81
10,12	18,86	27,10	39,08	46,91
10,57	19,70	28,31	40,83	49,01
11,02	20,55	29,53	42,58	51,11
11,47	21,39	30,74	44,33	53,20
11,92	22,23	31,95	46,07	55,30
12,38	23,08	33,16	47,82	57,40
Pr1 (H)	Pr2 (H)	Pr3 (H)	Pr4 (H)	Pr5 (H)
5621,11	3014,62	2097,87	1454,75	1212,03
5759,28	3088,72	2149,43	1490,51	1241,83
5881,75	3154,41	2195,14	1522,20	1268,23
5988,53	3211,67	2234,99	1549,84	1291,26
6079,61	3260,52	2268,98	1573,41	1310,89
6154,99	3300,94	2297,12	1592,92	1327,15
6214,67	3332,95	2319,39	1608,36	1340,02
6258,66	3356,54	2335,81	1619,75	1349,50
6286,95	3371,71	2346,37	1627,07	1355,60
6299,54	3378,47	2351,07	1630,33	1358,32
6296,43	3376,80	2349,91	1629,52	1357,65
6277,63	3366,72	2342,89	1624,66	1353,59
6243,13	3348,21	2330,01	1615,73	1346,15
6192,93	3321,29	2311,28	1602,74	1335,33
6127,04	3285,95	2286,69	1585,68	1321,12
6045,44	3242,19	2256,23	1564,57	1303,53
5948,15	3190,02	2219,92	1539,39	1282,55
5835,17	3129,42	2177,76	1510,15	1258,19
5706,48	3060,41	2129,73	1476,84	1230,44
5562,10	2982,97	2075,84	1439,48	1199,31
5402,02	2897,12	2016,10	1398,05	1164,79
5226,24	2802,85	1950,50	1352,56	1126,89
5034,77	2700,17	1879,04	1303,00	1085,61
4827,60	2589,06	1801,72	1249,39	1040,93
4604,73	2469,53	1718,54	1191,71	992,88
7,06	123,07	22,28	145,348	0,012
9,16	125,11	37,47	162,582	0,013
11,26	127,68	56,59	184,271	0,013
13,36	130,78	79,63	210,415	0,013
15,45	134,41	106,60	241,014	0,013
17,55	138,57	137,50	276,068	0,014
19,65	143,25	172,33	315,577	0,014
21,75	148,46	211,08	359,541	0,015

### Продолжение таблицы 2.3

1	2	3	4	5
23,84	154,20	253,76	407,960	0,015
25,94	160,47	300,36	460,834	0,016
28,04	167,27	350,90	518,163	0,017
30,13	174,59	405,36	579,947	0,017
32,23	182,44	463,74	646,186	0,018
34,33	190,82	526,06	716,880	0,019
36,43	199,73	592,30	792,029	0,020
38,52	209,17	662,46	871,633	0,021
40,62	219,14	736,56	955,692	0,022
42,72	229,63	814,58	1044,206	0,023
44,81	240,65	896,53	1137,175	0,024
46,91	252,20	982,40	1234,599	0,025
49,01	264,28	1072,20	1336,478	0,026
51,11	276,88	1165,93	1442,813	0,028
53,20	290,02	1263,59	1553,601	0,029
55,30	303,68	1365,17	1668,845	0,030
57,40	317,87	1470,68	1788,546	0,032

По данным таблицы 2.3 строим график силового баланса автомобиля, который выносится на лист графической части проекта.

#### **2.1.5 Мощностной баланс автомобиля**

«При равномерном движении автомобиля мощность  $N_t$  расходуется только на преодоление сопротивления дороги и воздуха. Если дроссельная заслонка открыта полностью, то наибольшую скорость автомобиль развивает, когда мощность  $N_t$  равна сумме мощностей. Для равномерного движения автомобиля по дороге со скоростью, меньшей  $V_{max}$  водитель должен прикрыть дроссельную заслонку.

График мощностного баланса для всех передач строят таким же образом, только вместо одной пары кривых  $N_t$  наносят несколько в зависимости от числа передач в коробке. При изменении передаточного числа коробки передач  $U_K$  изменяется лишь скорость автомобиля, мощность  $N_e$  остается без изменений.

При анализе мощностного баланса необходимо уметь рассчитывать степень использования мощности двигателя (отношение мощности, необходимой для движения автомобиля, к мощности на ведущих колесах).



График зависимости рассчитывают и строят, так же как и тяговую характеристику. Для этого используют кривую  $N_e$  и соотношение  $N_T = N_e \cdot \eta_{тр.}$ » [15]

Мощность для преодоления сил сопротивления:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{тр} \quad (2.14)$$

$$N_D = P_D \cdot V_a \quad (2.15)$$

$$N_B = P_B \cdot V_a \quad (2.16)$$

Таблица 2.4 - Мощностной баланс автомобиля

$N_e5$ (Вт)	$N_T5$ (Вт)	$N_D5$ (Вт)	$N_B5$ (Вт)	$N_D+N_B$ (Вт)
9306,78	8562,24	869,42	157,38	1026,79
12366,41	11377,10	1146,24	343,27	1489,51
15520,46	14278,82	1437,58	637,09	2074,68
18745,76	17246,10	1746,76	1063,55	2810,31
22019,17	20257,64	2077,10	1647,36	3724,46
25317,56	23292,16	2431,93	2413,21	4845,13
28617,76	26328,34	2814,56	3385,82	6200,38
31896,64	29344,91	3228,32	4589,89	7818,21
35131,04	32320,56	3676,54	6050,13	9726,67
38297,82	35233,99	4162,52	7791,25	11953,77
41373,83	38063,92	4689,62	9837,95	14527,57
44335,93	40789,06	5261,13	12214,95	17476,07
47160,96	43388,08	5880,38	14946,93	20827,31
49825,78	45839,72	6550,70	18058,63	24609,33
52307,24	48122,66	7275,41	21574,73	28850,14
54582,2	50215,62	8057,84	25519,95	33577,79
56627,51	52097,31	8901,29	29918,99	38820,29
58420,01	53746,41	9809,12	34796,57	44605,69
59936,57	55141,64	10784,61	40177,38	50962,00
61154,04	56261,72	11831,12	46086,13	57917,25
62049,27	57085,33	12951,95	52547,53	65499,48
62599,1	57591,17	14150,43	59586,32	73736,75
62780,41	57757,98	15429,89	67227,14	82657,03
62570,02	57564,42	16793,64	75494,73	92288,37
61944,81	56989,23	18245,00	84413,86	102658,86

По данным таблицы 2.4 строят график мощностного баланса автомобиля.

### 2.1.6 Динамическая характеристика автомобиля

«По данным силового баланса рассчитывают и строят динамическую характеристику автомобиля, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля.» [6]

$$D = (P_T - P_B) / G_a \quad (2.17)$$

Произведенные расчеты динамической характеристики сводятся в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 - Динамическая характеристика автомобиля

D1	D2	D3	D4	D5
0,56	0,30	0,21	0,14	0,12
0,58	0,31	0,21	0,15	0,12
0,59	0,31	0,22	0,15	0,12
0,60	0,32	0,22	0,15	0,12
0,61	0,32	0,22	0,15	0,12
0,61	0,33	0,22	0,15	0,12
0,62	0,33	0,23	0,15	0,12
0,62	0,33	0,23	0,15	0,11
0,63	0,33	0,23	0,15	0,11
0,63	0,33	0,22	0,14	0,11
0,63	0,33	0,22	0,14	0,10
0,63	0,33	0,22	0,13	0,09
0,62	0,33	0,22	0,13	0,09
0,62	0,32	0,21	0,12	0,08
0,61	0,32	0,21	0,12	0,07
0,60	0,31	0,20	0,11	0,06
0,59	0,31	0,20	0,10	0,05
0,58	0,30	0,19	0,09	0,04
0,57	0,29	0,18	0,09	0,03
0,55	0,28	0,17	0,08	0,02
0,53	0,27	0,17	0,07	0,01
0,52	0,26	0,16	0,05	0,00
0,50	0,25	0,15	0,04	-0,01
0,48	0,24	0,13	0,03	-0,02
0,45	0,22	0,12	0,02	-0,03

### 2.1.7 Характеристика ускорения автомобиля

«Ускорение во время разгона определяют для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге с твердым покрытием хорошего качества при максимальном использовании мощности двигателя и отсутствия и буксования ведущих колес находят из выражения:

$$f = 0,012*(1+Va^2/2000) \quad (2.18)$$

$$J = (D - f)*9,81 / \delta_{вр} \quad (2.19)$$

где  $\delta_{вр}$  – момент инерции вращающихся частей двигателя ( $кг*м^2$ );

График обратных ускорений используют для определения зависимости времени разгона от скорости движения автомобиля. Время разгона в определенном интервале скоростей пропорционально величине площади, лежащей под кривой ( $1/j$ ).

Прием интегрирования кривой обратных ускорений позволяет выбрать теоретически скорости переключения передач.

При малой скорости автомобиля (до 10-15 м/с) коэффициент сопротивления качению  $f$  можно считать постоянным. При движении автомобиля с большей скоростью он возрастает вследствие энергетических потерь в шине. Для определения коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости пользуются эмпирической формулой:

$$f = f_0*(1+V^2/2000), \quad (2.20)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью;  $V$  – скорость автомобиля, м/с.» [15]

Используя данные таблицы 2.6. строим график ускорения автомобиля.

Таблица 2.6 - Характеристика ускорения автомобиля

$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
1	2	3	4	5
0,012	0,012	0,012	0,012	0,012
0,012	0,012	0,012	0,012	0,013
0,012	0,012	0,012	0,013	0,013
0,012	0,012	0,012	0,013	0,013
0,012	0,012	0,012	0,013	0,013

Продолжение таблицы 2.6

1	2	3	4	5
0,012	0,012	0,013	0,013	0,014
0,012	0,012	0,013	0,014	0,014
0,012	0,012	0,013	0,014	0,015
0,012	0,013	0,013	0,014	0,015
0,012	0,013	0,013	0,015	0,016
0,012	0,013	0,014	0,015	0,017
0,012	0,013	0,014	0,016	0,017
0,012	0,013	0,014	0,016	0,018
0,012	0,013	0,014	0,017	0,019
0,012	0,013	0,015	0,018	0,020
0,012	0,013	0,015	0,018	0,021
0,012	0,014	0,015	0,019	0,022
0,013	0,014	0,016	0,020	0,023
0,013	0,014	0,016	0,020	0,024
0,013	0,014	0,016	0,021	0,025
0,013	0,014	0,017	0,022	0,026
0,013	0,015	0,017	0,023	0,028
0,013	0,015	0,018	0,024	0,029
0,013	0,015	0,018	0,025	0,030

Расчет обратных ускорений сводится в таблицу 2.7.

Таблица 2.7 - Значения обратных ускорений

J1	1/J1	J2	1/J2	J3	1/J3	J4	1/J4	J5	1/J5
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3,78	0,26	2,43	0,41	1,72	0,58	1,16	0,86	0,94	1,07
3,87	0,26	2,49	0,40	1,76	0,57	1,18	0,84	0,95	1,05
3,96	0,25	2,54	0,39	1,80	0,56	1,20	0,83	0,95	1,05
4,03	0,25	2,59	0,39	1,83	0,55	1,21	0,83	0,95	1,06
4,09	0,24	2,63	0,38	1,85	0,54	1,21	0,83	0,94	1,07
4,14	0,24	2,66	0,38	1,86	0,54	1,20	0,83	0,92	1,09
4,18	0,24	2,68	0,37	1,87	0,54	1,19	0,84	0,89	1,13
4,21	0,24	2,69	0,37	1,87	0,53	1,17	0,85	0,85	1,17
4,23	0,24	2,70	0,37	1,86	0,54	1,14	0,87	0,81	1,23
4,24	0,24	2,69	0,37	1,85	0,54	1,11	0,90	0,76	1,31
4,23	0,24	2,68	0,37	1,83	0,55	1,07	0,93	0,71	1,42
4,22	0,24	2,67	0,37	1,81	0,55	1,02	0,98	0,64	1,56
4,19	0,24	2,64	0,38	1,77	0,56	0,97	1,03	0,57	1,76
4,15	0,24	2,61	0,38	1,73	0,58	0,91	1,10	0,49	2,05
4,11	0,24	2,57	0,39	1,69	0,59	0,84	1,18	0,40	2,50
4,05	0,25	2,52	0,40	1,63	0,61	0,77	1,30	0,31	3,28
3,98	0,25	2,46	0,41	1,57	0,64	0,69	1,45	0,20	4,93
3,89	0,26	2,40	0,42	1,51	0,66	0,60	1,66	0,09	10,81
3,80	0,26	2,32	0,43	1,44	0,70	0,51	1,97	-	-
3,70	0,27	2,24	0,45	1,36	0,74	0,41	2,46	-	-

Продолжение таблицы 2.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3,58	0,28	2,15	0,46	1,27	0,79	0,30	3,34	-	-
3,46	0,29	2,06	0,49	1,18	0,85	0,19	5,40	-	-
3,32	0,30	1,95	0,51	1,08	0,93	0,06	15,69	-	-
3,17	0,32	1,84	0,54	0,97	1,03	1,16	0,86	-	-
3,01	0,33	1,72	0,58	0,86	1,17	1,18	0,84	-	-

### 2.1.8 Характеристика разгона автомобиля

«Время и путь разгона автомобиля можно определить графоаналитическим способом. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин. С этой целью кривую обратных ускорений разбивают на интервалы, и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением  $j = \text{const}$ . Время прохождения такого участка:

$$dT = dVa / 0,5*(j_n+j_k) \quad (2.21)$$

Общее время разгона:

$$T_p = dT+(n-1) \quad (2.22)$$

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

В данном случае кривая разбивается на интервалы по времени, для каждого из которых находятся соответствующие значения  $V$ .

Площадь элементарного прямоугольника есть путь, который проходит автомобиль от отметки  $t_4$  до отметки  $t_5$ , двигаясь с постоянной скоростью  $V$ .

Путь разгона:

$$dS = 0.5*T_p *(V_n+V_k) / 3.6 \quad (2.23)$$

Общий путь разгона:

$$S_p = dS+dP_p, \quad (2.24)$$

где  $dP_p = 1$  – время переключения передачи» [15]

Результаты расчета заносятся в таблицу 2.7 и представляются в виде графика на листе графической части. По результатам расчета строится

график интенсивности разгона или график зависимости времени  $t$  от пути  $S$  разгона автомобиля.

Таблица 2.7-Характеристика разгона автомобиля

№ п.п	Тр (с)	Sp (м)	Va (км/ч)	№ п.п	Тр (с)	Sp (м)	Va (км/ч)
1	1,00	0,00	5,48	26	6,68	43,94	58,06
2	1,40	0,31	7,77	27	6,94	48,24	60,34
3	1,57	0,61	10,06	28	7,21	52,80	62,63
4	1,72	1,00	12,34	29	7,48	57,65	64,91
5	1,88	1,48	14,63	30	7,76	62,80	67,20
6	2,03	2,05	16,91	31	8,05	68,29	69,48
7	2,18	2,71	19,20	32	8,35	74,14	71,77
8	2,33	3,46	21,48	33	8,66	80,41	74,06
9	2,48	4,31	23,77	34	8,98	87,12	76,34
10	2,63	5,26	26,06	35	9,31	94,34	78,63
11	2,78	6,31	28,34	36	9,66	102,13	80,91
12	2,94	7,48	30,63	37	10,66	109,92	82,05
13	3,10	8,77	32,91	38	11,06	119,01	83,20
14	3,26	10,21	35,20	39	11,47	128,54	85,49
15	3,43	11,80	37,48	40	11,89	138,56	87,77
16	3,60	13,57	39,77	41	12,31	149,10	90,06
17	3,79	15,54	42,06	42	12,75	160,19	92,34
18	3,98	17,76	44,34	43	13,20	171,88	94,63
19	4,19	20,27	45,48	44	13,67	184,23	96,91
20	5,19	22,78	46,63	45	14,15	197,29	99,20
21	5,43	25,81	48,91	46	14,64	211,14	101,49
22	5,67	29,03	51,20	47	15,16	225,85	103,77
23	5,92	32,44	53,48	48	15,70	241,52	106,06
24	6,17	36,06	55,77	49	16,26	258,25	108,34
25	6,42	39,88	5,48	50	16,85	276,19	110,63

### 2.1.9 Топливо-экономическая характеристика

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

Совершенство конструкции автомобиля оценивают по расходу топлива  $Q$  (л), отнесенному к длине пройденного пути  $S$  (км). Путь расход топлива при пробеге автомобиля 100 км (л):» [9]

$$q_n = 100 * Q / S \quad (2.25)$$

«Измерителем топливной экономичности автомобильного двигателя служат часовой расход топлива  $G_T$  (кг/ч) и удельный эффективный расход топлива:

$$G_T = g_e \cdot N_e / 10^6, \quad (2.26)$$

Путевой расход топлива в литрах на 100 км пути  $q_n$  выражается через удельный эффективный расход топлива  $g_e$  [г/(кВт\*ч)]:

$$q_n = g_e \cdot N_T / 36 \cdot \rho_T \cdot V_a, \quad (2.27)$$

где  $\rho_T$  - плотность топлива (кг/л);  $V_a$  - скорость автомобиля (м/с),

Плотность топлива для бензина 0,71 . . . 0,73 кг/л, а для дизельного топлива 0,83 ... 0,87 кг/л.

Эффективность мощности  $N_e$  в (2.3) может быть выражена из мощностного баланса:

$$q_n = g_e \cdot (P_d + P_v) / 36000 \cdot \rho_T \cdot \eta_{гр} \quad (2.28)$$

Чтобы определить расход топлива в определенных дорожных условиях; необходимо располагать экспериментальным графиком - нагрузочной характеристикой двигателя. Если экспериментальных данных нет, то можно воспользоваться следующей приближенной методикой, для чего определяют эффективный расход топлива (г /кВт ч) по формуле:

$$g_e = k_{СК} \cdot k_H \cdot g_{emin} \cdot 1,1, \quad (2.29)$$

где  $k_{СК}$  и  $k_H$  - коэффициенты, учитывающие соответственно изменения величины  $g_e$  в зависимости от оборотов двигателя;

$g_{emin}$  – минимальный удельный эффективный расход топлива (г/кВт\*ч).

Для бензиновых двигателей  $g_{emin}$  - 290... 380 г/кВт\*ч/[15]

«Для расчета топливно-экономической характеристики используется рассчитанный ранее мощностной баланс на высшей передаче.

Топливо-экономическая характеристика автомобиля позволяет определить расход топлива в зависимости от изменения скорости движения. Она представляет собой график зависимости путевого расхода топлива от скорости автомобиля  $V_a$ .» [9]

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

Данные расчета топливно-экономических показателей представлены в таблице 2.8.» [15]

Таблица 2.8 - Топливно-экономическая характеристика

гп (л/100км)	Nт (Вт)	Ки	Кск	Va5 (м/с)
1	2	3	4	5
1,30	8562,24	2,18	1,15	7,06
1,72	11377,10	2,11	1,12	9,16
2,16	14278,82	2,02	1,09	11,26
2,62	17246,10	1,92	1,07	13,36
3,12	20257,64	1,81	1,05	15,45
3,65	23292,16	1,70	1,03	17,55
4,22	26328,34	1,58	1,01	19,65
4,84	29344,91	1,46	1,00	21,75
5,51	32320,56	1,35	0,98	23,84
6,24	35233,99	1,24	0,98	25,94
7,03	38063,92	1,14	0,97	28,04
7,89	40789,06	1,03	0,97	30,13
8,82	43388,08	0,94	0,97	32,23
9,83	45839,72	0,84	0,97	34,33
10,91	48122,66	0,74	0,97	36,43
12,09	50215,62	0,64	0,98	38,52
13,35	52097,31	0,55	0,99	40,62
14,71	53746,41	0,51	1,00	42,72

Выполненные в результате расчетов графики отображаются в приложении к расчетно-пояснительной записке и на листах графической части дипломного проекта.



## 2.2 Расчет основных параметров задней подвески автомобиля

### 2.2.1 Выбор компоновочной схемы задней подвески

«Произведенным в первом разделе дипломной работы анализом установлено, что в настоящее время наблюдается общая тенденция к развитию применения зарубежными фирмами в качестве задних подвесок – независимых.

Наибольшего применения, в настоящее время, нашли подвески, типа “McPherson”, в качестве задних, на переднеприводных автомобилях.

На основании вышеприведённого анализа, учитывая принятую схему компоновки для автомобиля LADA VESTA, предлагается тип задней подвески – независимая, типа ”Quadralink” со стабилизатором поперечной устойчивости и стойкой телескопической.» [15]

В качестве ближайшего конструктивного аналога принимаем заднюю подвеску автомобиля “Ford Mondeo”.

### 2.2.2 Кинематический расчет проектируемой независимой задней подвески автомобиля LADA VESTA

«Для расчёта сил в подвеске необходимо знать все силы и веса деталей подвесок, допустимые нагрузки, компоновочные размеры подвески, а также плечи действия сил и углы. Ниже они все приведены:

Нагрузка на передний мост	$G_v = 6800 \text{ Н}$
Нагрузка на колесо	$N_v = 3400 \text{ Н}$
Половина веса неподрессоренных частей	$U_v / 2 = 500 \text{ Н}$
Максимальная сила тяги	$L_{al} = 3740 \text{ Н}$
Плечо обкатки	$R_o = 0$
Угол наклона оси поворота в поперечной плоскости	$\delta = 7^\circ$
Угол продольного наклона оси поворота колеса	$\varepsilon = 7^\circ$
Схождение колёс	$J = 1^\circ 30'$
Расстояние между точками А и В в направлении оси	$c = 221 \text{ мм}$

Высота точки над поверхностью дороги	$d = 240$ мм
Угол наклона верхнего рычага	$\alpha = 10^\circ$
Угол наклона нижнего рычага	$\beta = 8^\circ$
Шины:	205 R16
Наружный диаметр	$D = 736$ мм
Статический радиус	$r_{ст} = 330$ мм
Динамический радиус	$r_{д} = 345$ мм
Давление воздуха	$P_1 = 0,2$ МПа

Для определения коэффициента динамичности  $K$ , необходимо знать жёсткость шины  $C$ . Допустимая нагрузка на шину типа 205R16 составляет:

$$N_R = 9000 \text{ Н при давлении в ней } P_2 = 0,23 \text{ МПа.}$$

По этим двум значениям для рекомендуемого давления получаем  $P_1 = 0,2$  МПа.» [15]

Прогиб рычагов подвески:

$$f_3 = D/2 - r_{см} = 736 / 2 - 330 = 37 \text{ мм}$$

Жёсткость шины отсюда:

$$CR = NR/f_3 = 9000/37 = 237 \text{ Н/мм}$$

$$C_1 = CR * P_1/P_2 = 237 * 0,2/0,23 = 206 \text{ Н/ мм}$$

$$C_1/N_v = 206 / 3400 = 0,0546 \text{ мм}^{-1}$$

С использованием коэффициента  $K_1 = 1,54$ , что показано на рисунке 4.1, а коэффициента динамической нагрузки на колесо получаем верхнее значение вертикальной силы:

$$N_{v0} = N_v * K - V_v/2 = 3400 * 1,54 - 500 = 4700 \text{ Н}$$

Коэффициент боковых сил  $MF1$  для определения боковой силы  $S_1$ , имеющей знакопеременный характер, находим по рис. как функцию нагрузки на колесо при  $N_v = 3400$  Н.

$$MF1 = 0,34$$

$$S_1 = N_v * MF1 = 3400 * 0,34 = 1156 \text{ Н}$$

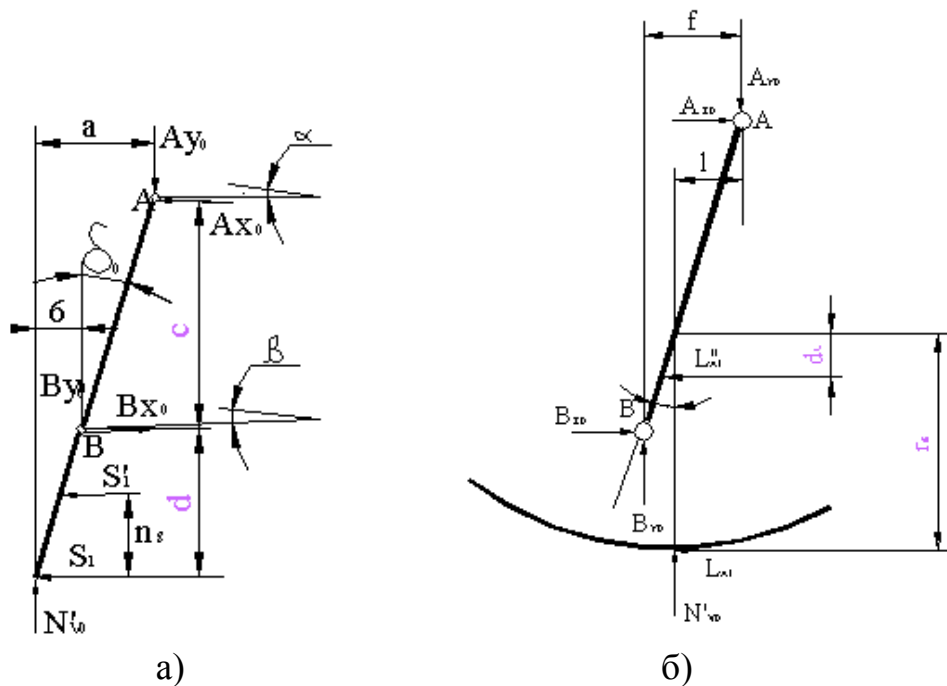
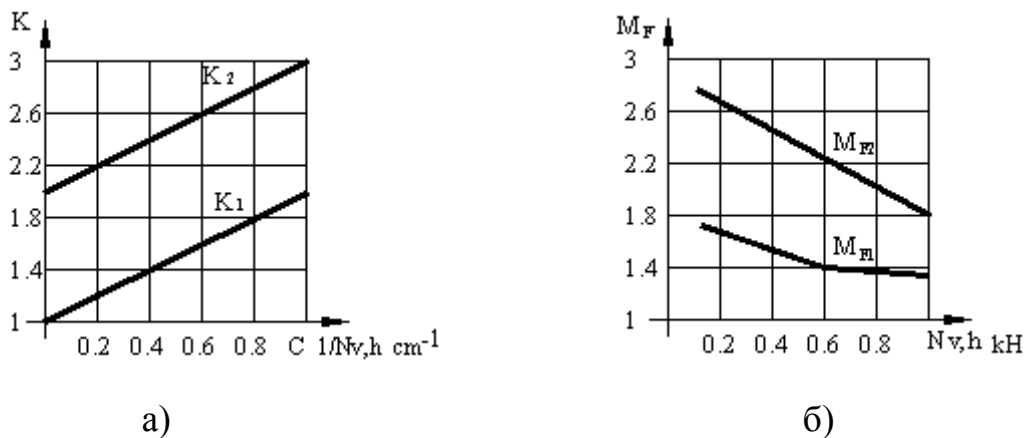


Рисунок 2.1 - Силы, действующие в случае, когда пружина опирается на верхний рычаг:

а—вид сзади ; б—вид сбоку



а) Коэффициенты динамической нагрузки  $K_1$  и  $K_2$ , применяемые соответственно при расчетах на выносливость и прочность; б) Коэффициенты боковых сил  $\mu$  и  $\mu'$ , используемые соответственно при расчетах на выносливость и прочность.

Рисунок 2.2 – Значения коэффициентов динамической нагрузки и коэффициентов боковых сил

«В начале проведём расчёт верхнего значения силы в шарнирах  $B_0$ , которой нагружена нижняя шаровая опора В, при этом рычаг расположен под углом  $\beta=8^\circ$ .»[15]

$$B_{x0} = B_0 \cos \beta \quad (2.30)$$

$$B_{y0} = B_0 \sin \beta \quad (2.31)$$

В соответствии с рис. 3.1. уравнение моментов относительно расположенной на верхнем рычаге точки А будет иметь следующий вид:

$$B_0 = [N' v_0 a + S1 (d - ns + c)] / [c \cos \beta - (a-b) \sin \beta] \quad (2.33)$$

Учитывая длину плеч

$$ns = rg \cdot \sin^2 \varepsilon = 345 \cdot 0,02 \cdot 0148 = 5\text{мм}$$

$$a = (c+d) \operatorname{tg} \delta_0 + R_0 = 461 \cdot 0 + 1227 = 56 \text{ мм}$$

$$a - b = c \operatorname{tg} \delta_0 = 221 \cdot 0,1227 = 27 \text{ мм}$$

$$B_0 = [4700 \cdot 56 + 1156 \cdot 456] / 214 = 3693 \text{ Н}$$

Следовательно:

$$B_{x0} = 3657 \text{ Н} \quad B_{y0} = 513 \text{ Н}$$

$$A_{x0} = B_{x0} - S1 = 2501 \text{ Н}$$

$$A_{y0} = N v_0 + B_{y0} + 5213 \text{ Н}$$

Нижние значения сил в шарнирах подвески рассчитываются с целью определения возможности появления знакопеременной нагрузки.

Приняв за центр точку А, получаем по схеме на рисунке 4.3.

$$N^1 v = N v - V v \div 2 \quad (2.34)$$

$$N^1 v = 3400 - 500 = 2900 \text{ Н}$$

$$B_u = [S1 (d - ns + c) - N^1 v \cdot a] / [c \cdot \cos \beta - (a - b) \sin \beta] \quad (2.35)$$

$$B_u = [1156 \cdot 456 - 2900 \cdot 56] / 214 = 1704 \text{ Н}$$

$$B_{xu} = B_u \cos \beta = 1687 \text{ Н}$$

$$B_{yu} = B_u \sin \beta = 237 \text{ Н}$$

Отсюда получаем:

$$A_{xu} = B_{xu} - S_1 = 1687 - 1156 = 531 \text{ Н}$$

«Чтобы определить поперечную силу  $B_c$ , которая изгибает поворотную цапфу, следует дополнительно определить составляющие, действующие в направлении оси  $Z$ . При этом речь идёт о силе тяги  $LAI$  и реакциях опоры, вызываемых продольным наклоном оси поворота.» [9]

Плечо силы  $LAI$  равна:

$$al = R \sin \delta_o \sqrt{(1 + tg^2 \varepsilon) / (1 + tg^2 \varepsilon + tg^2 \delta_o)} + rg \sin \delta_o \cdot \sin (\delta_o + \gamma_o) \quad (2.35)$$

$$al = 345 \cdot \sin 7 \cdot \sin (8^\circ 30') = al = 6 \text{ мм.}$$

Плечи  $e$  и  $f$ , см. рис.4.1, равны:

$$e = (c + d - rg) tg \varepsilon = 14 \text{ мм.}$$

$$f = c \cdot tg \varepsilon = 27 \text{ мм.}$$

Из уравнения моментов относительно точки  $A$  получаем:

$$B_{zo} = [N^l v_o + L al (d + c + al - rg) - B_{yo} f] / c \quad (2.36)$$

$$B_{zo} = [4700 + 3740 (240 + 221 + 6 - 345) - 513 \cdot 27] / 221 \Rightarrow \text{где: } L al = N$$

$$v \cdot 1,1 = 3740 \text{ Н}$$

$$B_{zo} = 2023 \text{ Н}$$

Откуда:  $A_{zo} = L al - B_{zo} = 3740 - 2023 = 1717 \text{ Н}$

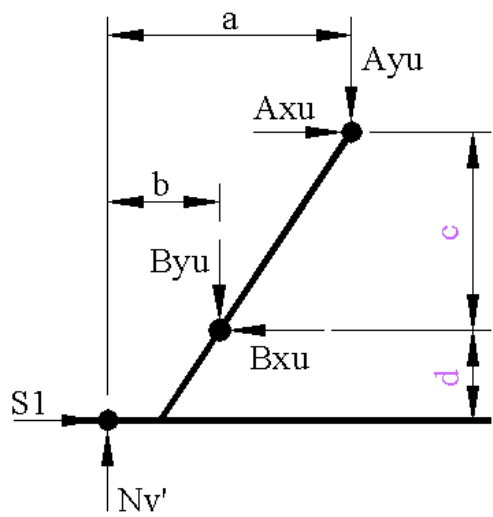


Рисунок 2.3 - Схема поворотной стойки для определения нижнего значения длительно действующих сил в шаровых шарнирах А и В

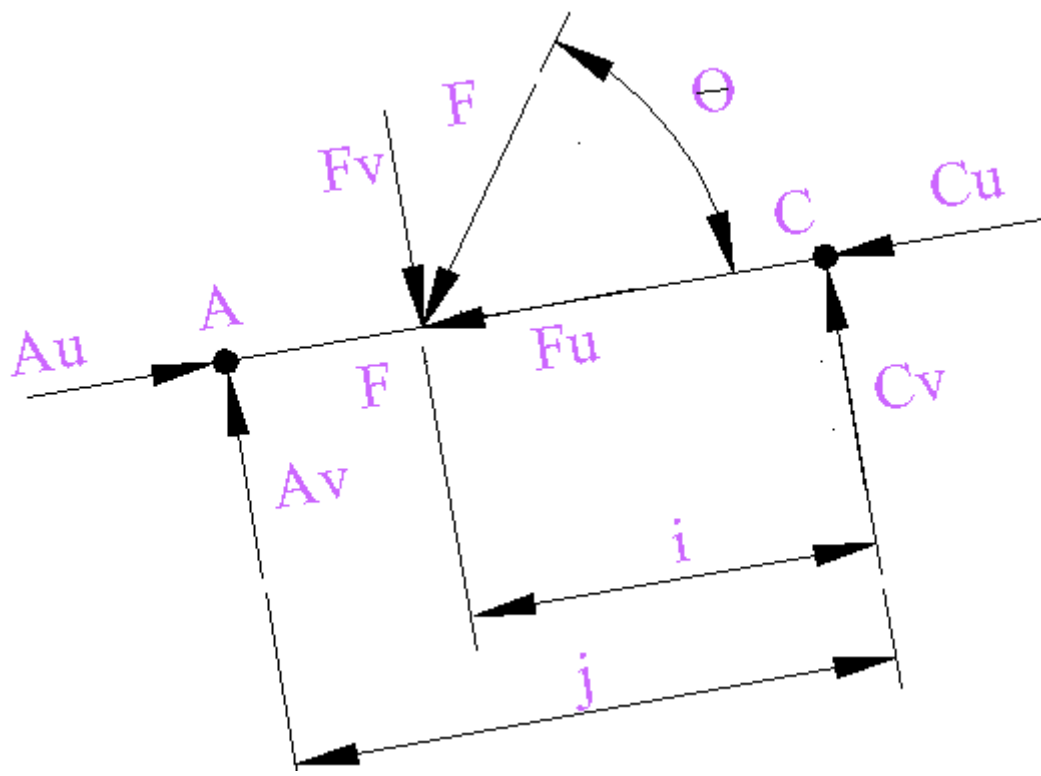


Рисунок 2.4- Схема сил для определения силы F пружины

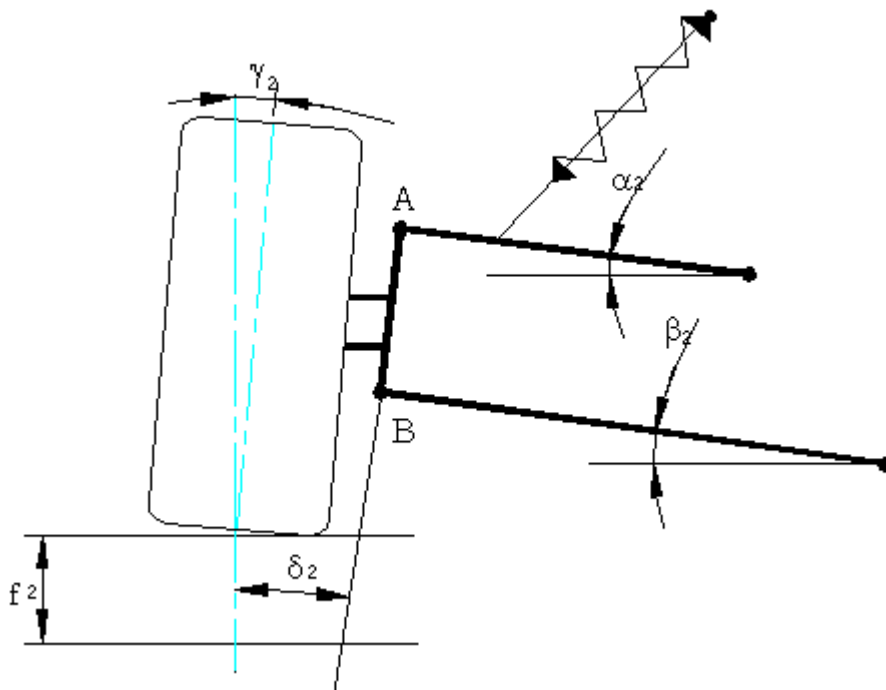


Рисунок 2.5 - Подвеска в крайне верхнем положении.

Знакопостоянная сила, создающая в верхнем шарнире напряжения сжатия.

$$A_{y0} = 5213 \text{ Н}$$

Напряжения изгиба в шаровом пальце вызываются действующими на шарнир радиальными силами  $A_{x0}$  и  $A_{z0}$ , которые следует просуммировать:

$$A_{\varepsilon} = \sqrt{A_{x0}^2 + A_{z0}^2} \quad (2.37)$$

$$A_{\varepsilon} = \sqrt{2501^2 + 1717^2} = 3033 \text{ Н}$$

Силы, действующие на нижний шарнир  $B$ :

Сложим, также 3 силы  $B_{x0}$ ,  $B_{x1}$  и  $B_{z0}$ , действующие в радиальном направлении на нижний шарнир  $B$ , и отделим от растягивающих и сжимающих шарнир составляющих  $B_{y0}$  и  $B_{y1}$ , см. рис. 4 и рис. 4.1.3.

$$B_{\varepsilon} = \sqrt{(B_{x0} + B_{x1})^2 + B_{z0}^2} \quad (2.38)$$

$$B_{\varepsilon} = \sqrt{(3687 + 1687)^2 + 2023^2} = 5714 \text{ Н}$$

К этим силам следует добавить

$$B_{y0} = 513 \text{ Н растяжение}$$

$$B_{y1} = 237 \text{ Н сжатие}$$

Жёсткость пружины определяется при действии верхних значений сил на подвеску при статическом положении. Для определения жёсткости необходимо определить силу пружины  $F$  и ход амортизаторной стойки от отбоя до статики.

Для определения силы  $F$  пружины, составляющие  $A_x$  и  $A_y$  на опоре  $A$ , необходимо разложить по направлениям осей  $U$  и  $V$ , вдоль и поперёк рычага, см. рис. 2.4.

$$A_v = A_y \cos \alpha + A_x \sin \alpha \quad (2.39)$$

$$A_u = A_x \cos \alpha - A_y \sin \alpha \quad (2.40)$$

$$A_v = 5213 \cos 10 + 2501 \sin 10 = 4697 \text{ Н}$$

$$A_u = 2501 \cos 10 - 5213 \sin 10 = 1557 \text{ Н}$$

Составляем уравнение моментов сил относительно точки  $C$ :

$$\varepsilon_{Mc} (F_i) = 0 \quad (2.41)$$

$$F_v \cdot i - A_v j = 0 \quad (2.42)$$

Из чертежа известно, что :  $i = 293 \text{ мм}$

$$j = 363 \text{ мм}$$

$$\Theta = 50^\circ$$

$$F_v = A_v j / i \quad (2.43)$$

$$F_v = 4697 / 293 = 5819 \text{ Н}$$

Сила на пружине:

$$F = F_v / \sin \Theta \quad (2.44)$$

$$F = 5819 / \sin 50 = 7596 \text{ Н}$$



Составляющая сила вдоль рычага :

$$F_u = F \cos \Theta \quad (2.45)$$

$$F_u = 7596 \cdot \cos 50 = 4882 \text{ Н}$$

Так как известна сила пружины и ход подвески от отбоя до статики, то жёсткость пружины мы можем найти по формуле :

$$C = F/f, \text{ где} \quad (2.46)$$

$$f = 70 \text{ мм}$$

$$C = 7596 / 70 = 108 \text{ Н /мм}$$

Так как у нас в каждой подвеске по две амортизаторные стойки, жёсткость одной пружины  $C = 54 \text{ Н / мм}$ .

Жёсткость 2-х пружин  $C = 108 \text{ Н/мм}$ . Наклон амортизаторной стойки к верхнему рычагу при сжатии:  $\Theta_2 = 70^\circ$ .

Ход амортизаторной стойки полный:  $f = 171$ . Отсюда  $F_{max} = c \cdot f$

$$F = 108 \cdot 171 = 18468 \text{ Н на 2-х пружинах}$$

$$F_1 = 9234 \text{ Н на одной пружине.}$$

Разложим силу  $F_{max}$  вдоль и поперёк рычага см. рис. 4.5. а

$$F_{v2} = F \sin \alpha = 18468 \sin 70 = 17354 \text{ Н}$$

$$F_{u2} = F \cos \alpha = 18468 \cos 70 = 6316 \text{ Н}$$

Расчёты передаточных отношений по силам и перемещениям сведём в таблицу 2.1. Формула для определения передаточного отношения по перемещению:

$$i_x = b / a \cos \varepsilon$$

Обозначения на рисунке 4.6. Расчёты произведём для отбоя, статики и сжатия. Угол наклона амортизаторной стойки  $\varepsilon$  берём из чертежа.

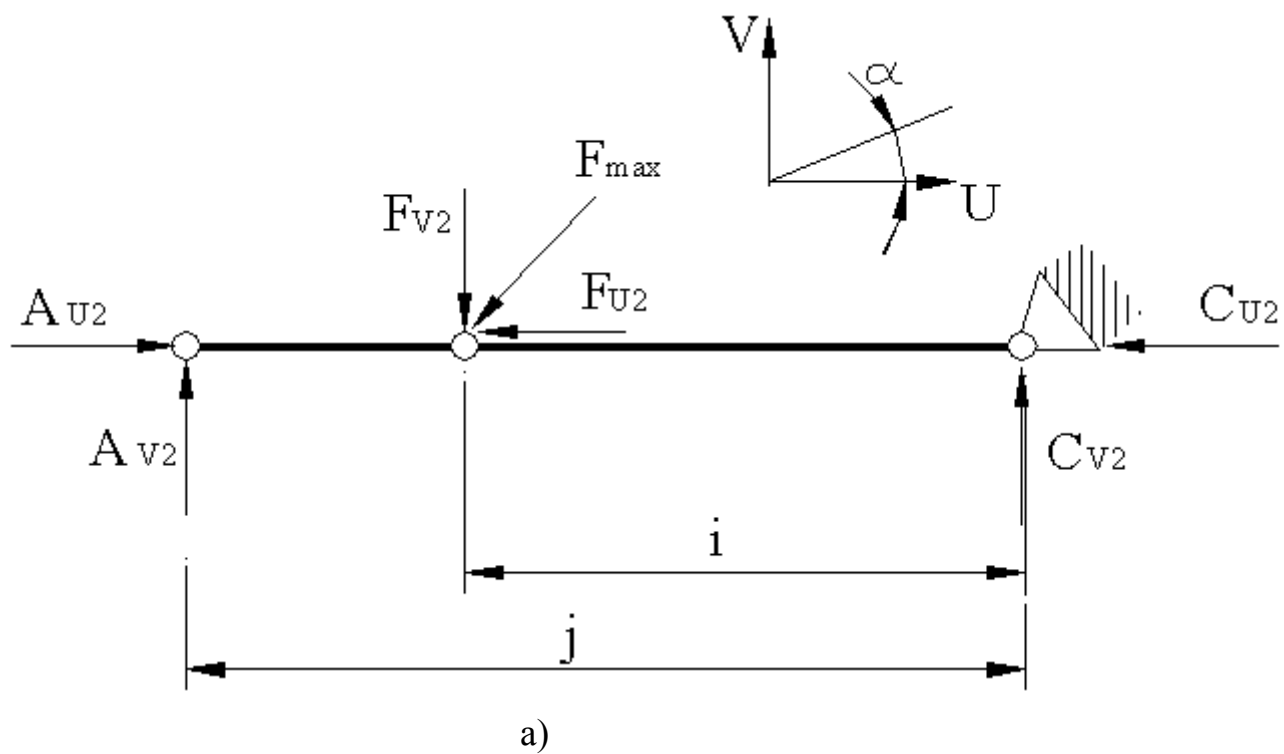
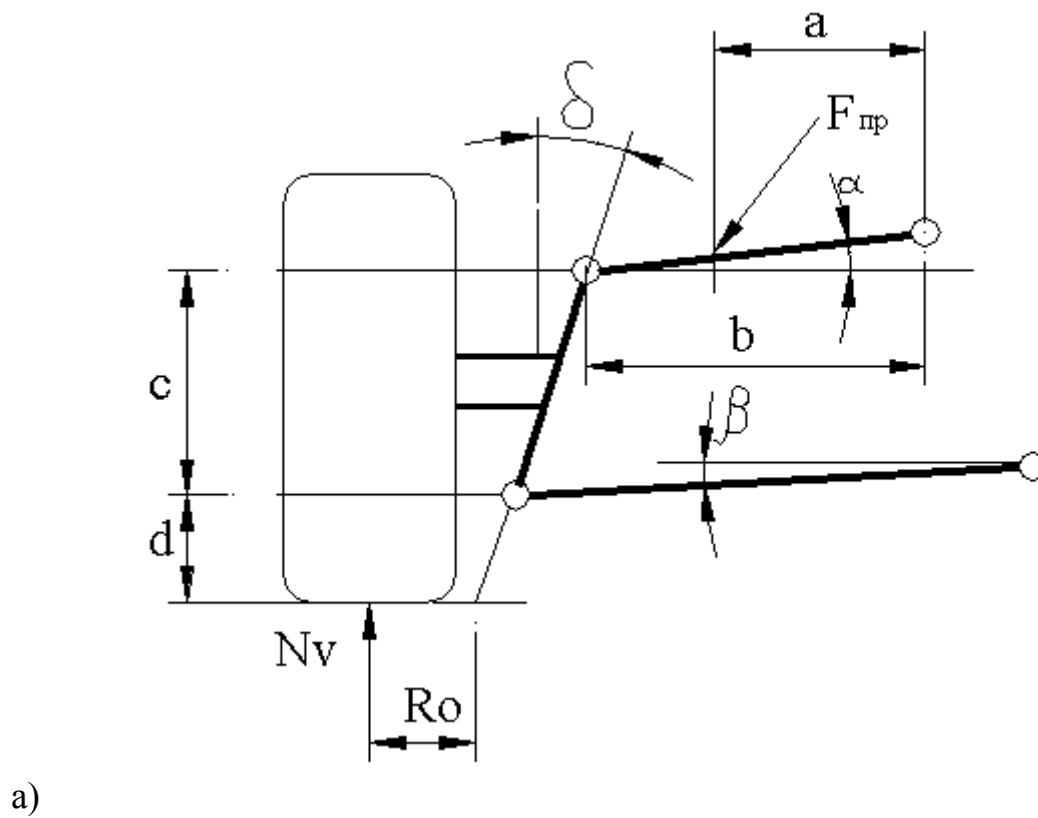
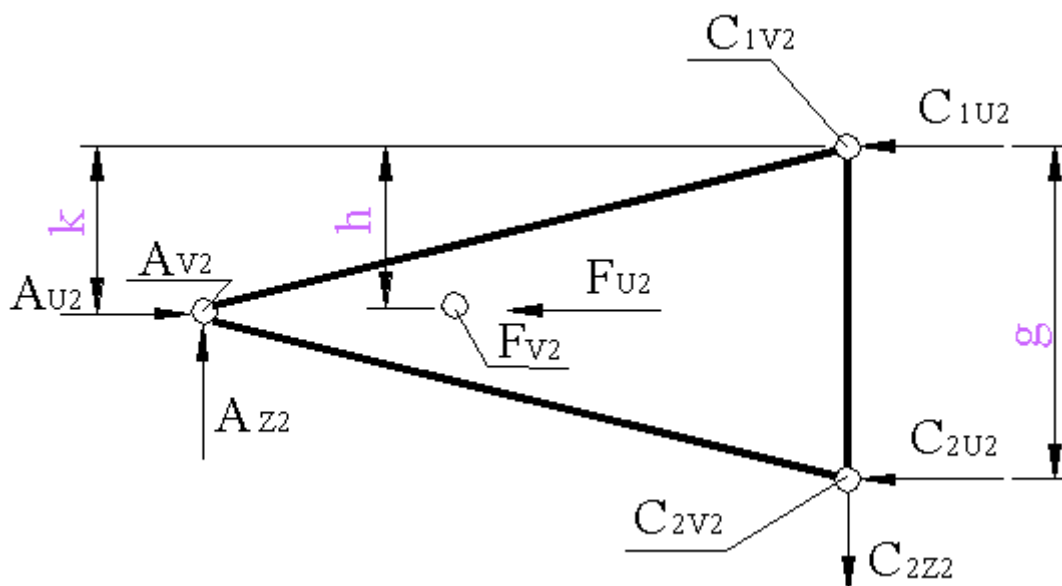


Рисунок 2.6 - Расчетная схема нижнего рычага





б)

Рисунок 2.7 - Силы, действующие на рычаг: а) вид сбоку; б) вид сверху

При расчёте максимальных вертикальных нагрузок колесо следует установить в крайне верхнее положение, сместив его от статики на величину хода  $f$ , . При этом изменятся углы:

$\alpha_2 = 20^\circ$                       наклона верхнего рычага

$\beta_2 = 13,5^\circ$                     наклона нижнего рычага

$\delta_2 = 9,5^\circ$                     наклона оси поворота

и при этом ход подвески от статики  $f = 190$  мм.

Плечи и расстояния, необходимые для расчёта показаны на рисунках 4.6 и 4.7.

$i = 293$  мм

$j = 363$  мм

$g = 360$  мм

$k = h = 180$  мм

Но так угол наклона оси поворота изменился незначительно, расстояния  $a, b, c, d$ , могут считаться неизменными.

Прежде чем рассчитать силы в пятне контакта определим максимальную силу при сжатии на пружине, а также передаточные отношения по силе и по перемещению, см. таблицу 2.9.

Таблица 2.9 - Передаточные отношения по силе и по ходу

Положение подвески	ix передаточное отношение по ходу	ix передаточное отношение по силе
Отбой	1,369	1,25
Статика	1,435	1,362
Сжатие	1,65	1,34

Находим силы контакта колеса с дорогой. Максимальная вертикальная сила:

$$N_{v2} = F/i_y = 18468 / 1,34 = 13782 \text{ Н}$$

$$N_{v2}^l = 13782 - V_v / 2 \quad (2.47)$$

$$N_{v2}^l = 13782 - 500 = 13282 \text{ Н}$$

$$S_I = M_{FI} \cdot N_v \quad (2.48)$$

$$N_v = 0,34 \cdot 13782 = 4685 \text{ Н}$$

Силы в нижнем рычаге направляющего устройства подвески

«Составляющие  $B_{x2}$   $B_{y2}$  определяются направлением рычага и связаны между собой углом  $\beta_2$ . Составляя управление моментов относительно точки  $A$  в соответствии с рисунком 2.1 получим:» [15]

$$N_{v2}^l = a + S_I (c + d - n_s) - B_{x2} \cdot c - B_{y2} (a-b) = 0 \quad (2.49)$$

$$B_{x2} = [N_{v2}^l \cdot a + S_I (c + d - n_s)] / [c + (a-b) \text{tg } \beta_2] \quad (2.50)$$

$$B_{x2} = 13282 \cdot 56 + 4658 (221 + 240 - 5) / 221 + (56 - 29) \cdot \operatorname{tg} 13,5 = 12661 \text{ Н}$$

$$B_{y2} = B_{x2} \cdot \operatorname{tg} \beta_2 = 12661 \cdot \operatorname{tg} 13,5 = 3039 \text{ Н}$$

В связи с тем, что вертикальная нагрузка выросла, составляющая по оси  $Z$  должна быть пересчитана:

$$B_{z2} = \{ N_{v2}^l \cdot e - B_{y2} \cdot f + L_A [c + d - (r_g - a_1)] \} / c \quad (2.51)$$

$$B_{z2} = 13282 \cdot 14 - 3039 \cdot 27 + 3740 [221 + 240 - (345 - 6)] / 221$$

$$B_{z2} = 2534 \text{ Н}$$

Чтобы определить максимальную силу, действующую в поперечном направлении, следует сложить составляющие в направлениях осей  $X$  и  $Z$ ;

$$B_2 = \sqrt{B_{y2}^2 + B_{x2}^2} = \sqrt{12661^2 + 3039^2} = 12912 \text{ Н} \quad (2.52)$$

Составляющая  $B_{y2} = 3039 \text{ Н}$  создаёт в нижнем направляющем рычаге напряжения сжатия. Чтобы рассчитать все силы, действующие на нижний рычаг, необходимо разложить составляющие реакцией  $B_x$  и  $B_y$  на связанные с рычагом направления осей  $U$  и  $V$ .

$$B_{v2} = B_{y2} \cos \beta_2 + B_{x2} \sin \beta_2 \quad (2.53)$$

$$B_{u2} = B_{x2} \cos \beta_2 - B_{y2} \sin \beta_2 \quad (2.54)$$

$$B_{v2} = 3039 \cos 13,5 + 12661 \sin 13,5 = 5910 \text{ Н}$$

$$B_{u2} = 12661 \cos 13,5 - 3039 \sin 13,5 = 11601 \text{ Н}$$

По рисунку 2.76 определяем силы в опорах  $D_1$  и  $D_2$ , а также промежуточном стержне  $D_3$ .

$$D_1 = B_{u2}^l \cdot \cos(\alpha/2 + \alpha_p) / \sin \alpha \quad (2.55)$$

$$D_2 = B_{u2}^l \cdot \cos(\alpha/2 - \alpha_p) / \sin \alpha \quad (2.56)$$

$$D_3 = B_{u2}^l \cdot \cos(\alpha/2 - \alpha_p) / \sin \alpha (\sin \alpha / 2), \quad (2.57)$$

где  $B_{u2}^l = \sqrt{B_{u2}^2 + B_{z2}^2} = \sqrt{11601^2 + 2534^2} = 11875 \text{ Н}$

$$\alpha_p = \arccos B_{z2} / B_{u2}^l = \arccos 2534 / 11875 = 77^\circ$$

$$D_1 = 11875 \cos (21+77)/\sin 42 = - 2469 \text{ Н}$$

$$D_2 = 11875 \cos (21-77)/\sin 42 = 9923 \text{ Н}$$

$$D_3 = 11875 \cos (21-77)/\sin 42 \cdot (\sin 21) = 3556 \text{ Н}$$

Силы, действующие на верхний несущий рычаг.

Составляющие силы в шарнире А, рисунок 2.2.

$$A_{x2} = B_{x2} - S_1 \quad (2.58)$$

$$A_{x2} = 12661 - 4685 = 7976 \text{ Н}$$

$$A_{y2} = N_{vz}^l - B_{y2} \quad (2.59)$$

$$A_{y2} = 13282 - 3039 = 10243 \text{ Н}$$

$$A_{z2} = L_{A1} - B_{z2} \quad (2.60)$$

$$A_{z2} = 3740 - 2534 + 1206 \text{ Н}$$

Из сил, действующих на верхний рычаг,  $A_{y2} = 10243 \text{ Н}$  является самой большой сжимающей силой.

Поперечная сила:

$$A_{z\varepsilon} = \sqrt{A_x^2 + A_z^2} \quad (2.61)$$

$$A_{z\varepsilon} = \sqrt{7976^2 + 1206^2} = 8066 \text{ Н}$$

Разложение сил на составляющие в направлениях  $U$  и  $V$

Чтобы определить нагрузки, действующие на опорах, надо разложить силы  $A_{x2}$  и  $A_{y2}$  вдоль и поперёк рычага, рисунок 2.5.

$$A_{xu} = A_{x2} \cdot \cos \alpha_2 = 7976 \cdot 0,939 = 7489 \text{ Н}$$

$$A_{xv} = A_{x2} \cdot \sin \alpha_2 = 7976 \cdot 0,342 = 2727 \text{ Н}$$

$$A_{yu} = A_{y2} \cdot \sin \alpha_2 = 10243 \cdot 0,342 = 3503 \text{ Н}$$

$$A_{yv} = A_{y2} \cdot \cos \alpha_2 = 10243 \cdot 0,939 = 9618 \text{ Н}$$

$$A_{u2} = A_{xu} - A_{yu} = 7489 - 3503 = 3985 \text{ Н}$$

$$A_{v2} = A_{xv} + A_{yv} = 2727 + 9618 = 12345 \text{ Н}$$

Силы в шарнирах находим, используя рис. 4.7.

$$C_{2v2} = F_{v2 \cdot h} - A_{v2} k / g \quad (2.62)$$

$$C_{2v2} = 17354 \cdot 180 - 12345 \cdot 180 / 360 = 13,9 \text{ Н}$$

$$C_{1v2} = F_{v2} - A_{v2} - C_{2v2} \Rightarrow C_{1v2} = 17354 - 12345 - 13,9 = 4995 \text{ Н}$$

Составляем уравнение моментов относительно точки  $C_2$  и находим

$C_{1u2}$ :

$$C_{1u2} = A_{u2} (g-k) + A j + F_{u2} (g-h) / g \quad (2.63)$$

$$C_{1u2} = 3985 \cdot 180 + 1206 \cdot 363 + 6316 \cdot 180 / 360$$

$$C_{1u2} = 6366 \text{ Н}$$

$$C_{2u2} = A_{u2} + F_{u2} - C_{1u2} \quad (2.64)$$

$$C_{2u2} = 3985 + 6316 - 6366 = 3935 \text{ Н}$$

«Силы, совместно действующие в направлениях осей U и V, являются теми силами, которые нагружают опоры подшипников в поперечном направлении.» [15]

$$C_{1E} = \sqrt{C_{2u2}^2 + C_{2v2}^2} = \sqrt{6366^2 + 13,9^2} = 8091 \text{ Н}$$

$$C_{2E} = \sqrt{C_{1u2}^2 + C_{1v2}^2} = \sqrt{3935^2 + 4995^2} = 6366 \text{ Н}$$

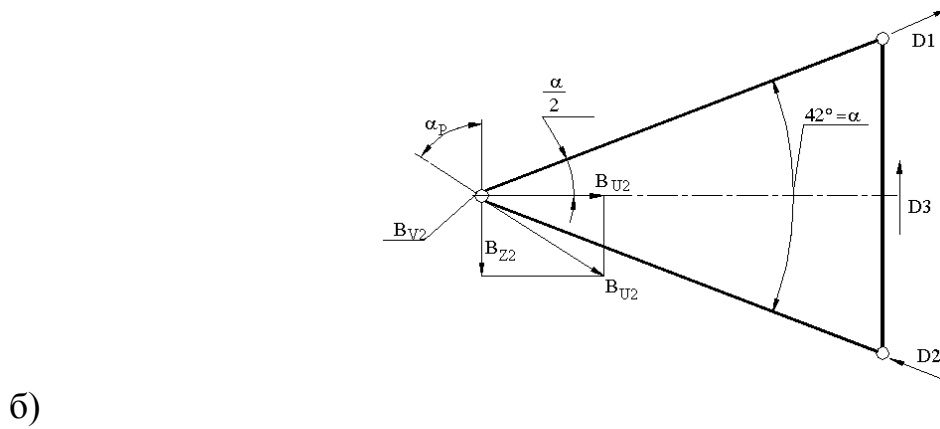
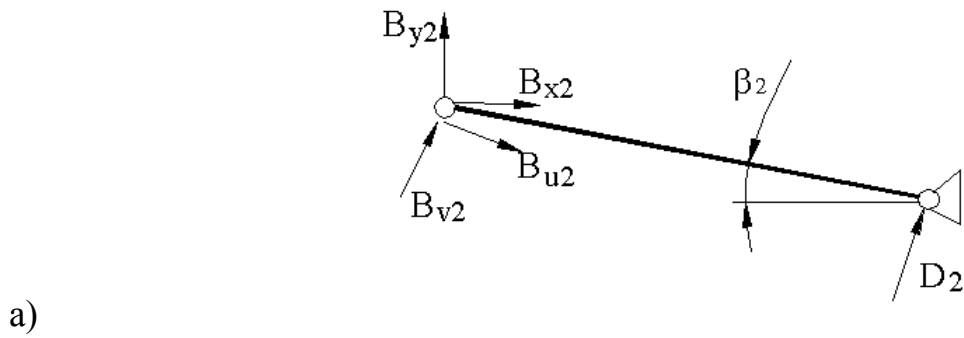


Рисунок 2.8 - Разложение реакций вдоль и поперек рычага

а) вид сбоку; б) вид сверху

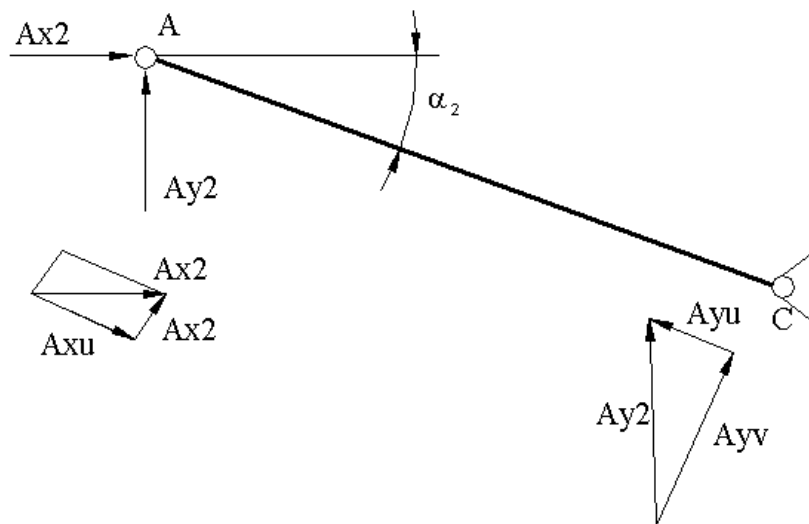


Рисунок 2.9 - Разложение сил, приложенных к верхнему рычагу в точке А и действующих вдоль осей X и Y, на составляющие вдоль и поперек рычага



Для расчета сил в рычагах А и В, возникающих при торможении вычисляем продольную силу

$$L_b = \mu_k \cdot N_u \quad (2.65)$$

$$L_b = 1,25 \cdot 3400 = 4250 \text{ Н,}$$

где  $\mu_k = 1,25$  – коэффициент сцепления шин с дорогой и верхнее значение вертикальной силы, которое нам уже известно  $N_{u0} = 4700 \text{ Н}$ .

При расчете необходимо учесть изменение расстояние от поверхности дороги до шарнира В, при торможении, в результате увеличения нагрузки. Используем динамический и статический радиус шин.

Разница между радиусами составляет:

$$\Delta r = r_g - r_{ct} \quad (2.66)$$

$$\Delta r = 345 - 330 = 15 \text{ мм}$$

Тогда расстояние до шарнира В

$$d = d - \Delta r \quad (2.67)$$

$$d = 240 - 15 = 225 \text{ мм}$$

Остальные длины плеч остаются неизменными. При расчетах исключаем силу S.

«Составленное уравнение моментов относительно точки А позволяет через зависимость  $B = B \cdot \text{tg}$  определить силу В . В связи с тем, что мы не принимаем во внимание боковую силу, эта сила равна А :» [15]

$$B_{x5} = N_{u0} \cdot a / (C - (a - b) \cdot \text{tg} \beta) \quad (2.68)$$

$$B_{x5} = 4700 \cdot 56 / (221 - (56 - 29) \text{tg} \alpha) = 1211 \text{ Н}$$

$$B_{y5} = 1211 \cdot \text{tg} \alpha \quad (2.69)$$

$$B_{y5} = 170 \text{ Н}$$

$$A_{y5} = N + B \quad (2.70)$$

$$A_{y5} = 4700 + 170 = 4870 \text{ Н}$$

Используя имеющиеся величины  $B$  и  $L = 4250 \text{ Н}$ , проводим расчет в направлении оси  $z$  (рисунок 2.9)

$$B_{z5} = [L_b (c + d_5) - N_{u0} l + B_{y5} f] / c \quad (2.71)$$

$$B_{z5} = [4250(221 + 225) - 4700 \cdot 14 + 170 \cdot 27] / 221 = 8299 \text{ Н}$$

$$A_{z5} = B_{z5} - L_b \quad (2.72)$$

$$A_{z5} = 8299 - 4250 = 5049 \text{ Н}$$

Верхний рычаг при торможении нагружается следующими силами, поперечная сила:

$$A_{5E} = \sqrt{A_{x5}^2 + A_{z5}^2} \quad (2.73)$$

$$A_{5E} = \sqrt{1211^2 + 5049^2} = 6748 \text{ Н}$$

сжимающая сила  $A_{y5} = 4870 \text{ Н}$

Силы в нижнем рычаге:

$$B_{5E} = \sqrt{B_{x5}^2 + B_{z5}^2} \quad (2.74)$$

$$B_{5E} = \sqrt{1211^2 + 8299^2} = 9748 \text{ Н}$$

Растягивающая сила  $B_{y5} = 170 \text{ Н}$

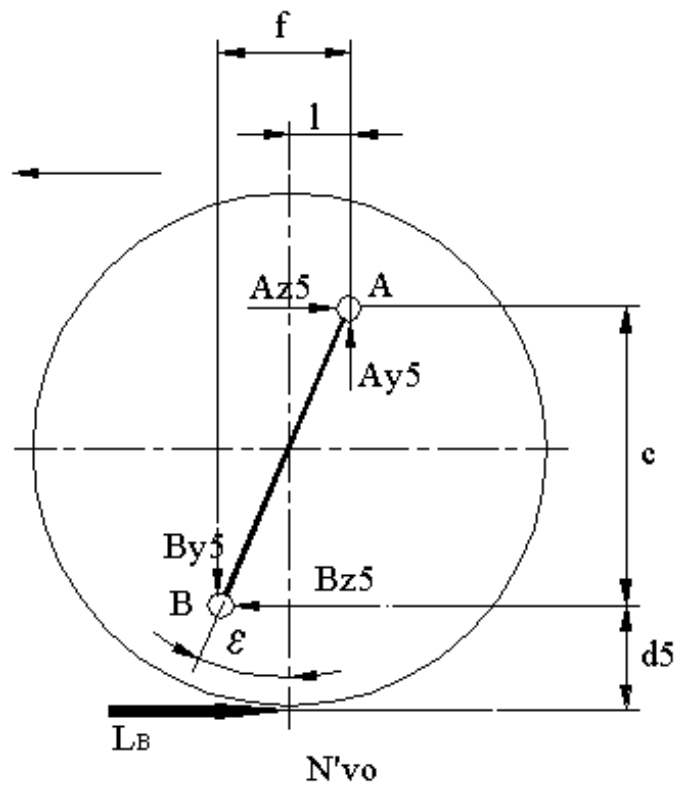


Рисунок 2.9 - Силы возникающие в подвеске при торможении

«При малых скоростях происходит уменьшение динамического радиуса качения шины, в результате чего точки А и В несколько опускаются, что учтено длиной отрезка  $d_5$ .» [9]

### 2.2.3 Расчет деталей подвески на прочность. Анализ сил, действующих на детали задней подвески

«Анализ сил и расчет на прочность деталей проектируемой задней подвески рассмотрим для нагружения» [9]:

Автомобиль с полной нагрузкой в статике, рисунок 2.10:

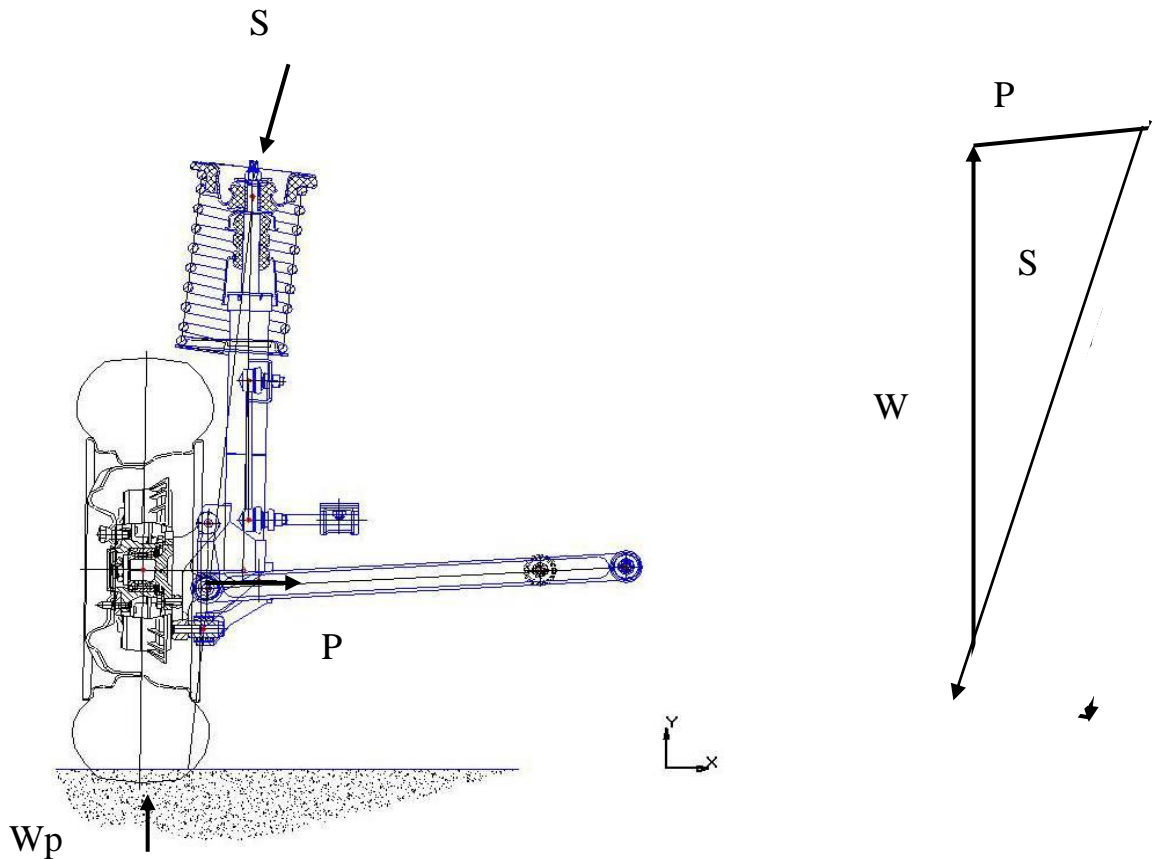


Рисунок 2.10 – Схема сил, действующих на подвеску в статике

«Вертикальная реакция от веса, приходящаяся на заднее колесо, за вычетом веса неподрессоренных масс, приложенная в центре пятна контакта колеса с дорогой (сила  $W$ ), уравнивается двумя силами  $P$  и  $S$  (см рис.1):

$$W = P + S \quad (2.75)$$

где:  $P$  - сила, направленная по оси, проходящей через центр шаровой опоры и шарнир нижнего рычага; она вызывает растяжение рычага и приложена в центре шаровой опоры;

где:  $S$  - сила, действующая на стойку, вдоль оси пружины, равная усилию сжатой пружины;

$$W = G_1/2 - g_k = 745/2 - 40 = 332,5 \text{ кгс}, \quad (2.76)$$

где:  $G_1$  - вес., приходящийся на задние колеса полностью загруженного автомобиля, равный 745 кг,

$g_k$  - вес неподрессоренных масс, принимаем равным 40 кг» [15]

Из векторного уравнения:

$$W=P+S \quad (2.77)$$

«Построив силовой многоугольник, имеем:

$$W= 332,5 \text{ кгс},$$

$$P = 88,9 \text{ кгс},$$

$$S = 342,98 \text{ кгс},$$

Сила  $S$  вызывает силы  $C$  и  $K$  в направляющей втулке стойки и поршне соответственно, а также изгибающий момент  $M_f$  на штоке. Для определения этих сил необходимо знать величины «разноса» - размеры  $l$  и  $m$ » [15]

Тогда:

$$C = \frac{Q \cdot l}{m - l} = \frac{46,3 \cdot 380}{380 - 140} = 73,3 \text{ кгс} \quad (2.78)$$

где:  $m = 140$  мм;

$l = 380$  мм (определяются по кинематике).

$$K = S - C = 342,98 - 73,3 = 269,7 \text{ кгс}$$

Максимальный изгибающий момент:

$$M_f = C \cdot l = 73,3 \cdot 14,0 = 10,3 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

### **3 Технологическая часть**

#### **3.1 Анализ технологичности конструкции задней подвески**

##### **3.1.1 Изменения конструкции, приводящие к изменению техпроцесса**

Проектируемая подвеска является полностью оригинальным узлом, спроектированным на основе используемых в базовом узле деталей. При составлении технологической карты следует принимать во внимание, что применение деталей из базовой подвески значительно упрощает и удешевляет производство.

Одновременно с этим, многорычажная подвеска требует изготовления большего числа оригинальных деталей, сама подвеска требует большей трудоемкости при сборке в сравнении с базовым вариантом-подвеской автомобиля LADA VESTA.

Указанные изменения будут отображены в технологической карте.

##### **3.1.2 Общие требования к технологичности конструкции подвески**

«а) Возможность узловой сборки.

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

б) Возможность одновременного и независимого присоединения узлов к базовому элементу изделия.

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

в) Возможность механизации сборочных работ.

Сборочные работы полностью механизированы.

г) Инструментальная доступность.

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

д) Контролепригодность.

Моменты затяжки болтов контролируются самим пневмоинструментом.

- е) Высокая степень унификации деталей и сборочных единиц.
- ж) Применение несложных сборочных приспособлений.
- з) Использование методов обеспечения точности» [11]

### **3.2 Разработка технологической схемы сборки задней подвески**

«В производственный процесс входят не только процессы, непосредственно связанные с изменением форм и свойств материала изготавливаемых деталей и сборки из них машин и механизмов, но и все вспомогательные процессы, обеспечивающие производственный процесс в целом (межцеховой транспорт, изготовление и заточка инструмента, ремонт оборудования, технический контроль).

Технологический процесс сборки машин и механизмов представляет собой часть производственного процесса, характеризующегося последовательным соединением готовых деталей в узлы, готовые изделия.

Собранный механизм или машина – являющийся готовым изделием основного производства предприятия-изготовителя, имеет собственное заводское обозначение и наименование, например: “Автомобиль в сборе”.

Вместе с тем, в процессе сборки деталей в узлы появляются другие состояния сборки изделия с соответствующими обозначениями и наименованиями.» [9]

«Группа – сборочная единица, для которой целесообразна самостоятельная организация производства. Это может быть, например, “двигатель в сборе”, “подвеска задняя в сборе” и т.д.

Группа, в свою очередь входит или в другую подгруппу, или непосредственно в изделие, например, группа “коробка передач в сборе” входит в “двигатель с коробкой передач в сборе”.»[11]

«Процесс комплектования сборочных элементов – сборочных единиц, изображается в виде схемы или последовательности сборочных операций, поясняющей в какой последовательности соответствующие сборочные единицы – группы, подгруппы и детали – представлены в технологическом процессе сборки.

Совокупность маршрутных и операционных карт, карт замеров и карт контроля – составляет общий технологический процесс изготовления и сборки изделия – и является основным средством регламентации производственного процесса.» [11]

Обоснование последовательности сборочных операций при разработке технологии сборки машин и механизмов.

Посадочные размеры — это размеры сопряженных посадочных поверхностей, проставляемые с отклонениями, указываемыми условными обозначениями. Они могут быть использованы для качественной оценки сопряжений, для справок при разработке технологии сборки, а также при разборке и сборке во время ремонта и эксплуатации.

Производимые работы по сборке задней подвески, трудоемкость проведения различных работ сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Основные работы по сборке задней подвески

Содержание основных и вспомогательных переходов	Время, топ, мин
1	2
1. Узловая сборка ступицы заднего колеса	
1 Проверить наличие и соответствие сертификата или талона качества на таре с деталями.	0,05
2 Взять из контейнера ступицу заднего левого колеса	0,08
3 Взять из контейнера и установить на ложементы стола стабилизатор поперечной устойчивости в сборе	0,14



Продолжение таблицы 3.1

1	2
4 Взять из контейнера и установить растяжку задней подвески с наконечниками в сборе	0,20
4 Взять из контейнера нижний рычаг с сайлентблоками в сборе	0,08
6 Установить на нижние рычаги технологические приспособления	0,07
7 Установить нижние рычаги в положение, соответствующее статической нагрузке автомобиля	0,09
8 Вставить верхние концы приспособлений в отверстия в лонжеронах задних	0,91
9 Зафиксировать рычаги	0,05
10 Закрепить гайки крепления нижних рычагов задней подвески к кузову, придерживая головки болтов от проворота	0,40
11 Взять из контейнера верхний рычаг с сайлентблоками в сборе	0,07
12 Осмотреть верхний рычаг с сайлентблоками в сборе со всех сторон	0,65
13 Установить верхние рычаги в положение, соответствующее статической нагрузке автомобиля	0,93
14 Зафиксировать рычаги	0,46
15 Закрепить гайки крепления верхних рычагов задней подвески к кузову, придерживая головки болтов от проворота	0,65
16 Проверить качество выполненной операции, устранить обнаруженные дефекты	0,12
Итого:	5,08
<b>2. Общая сборка задней подвески</b>	
1 Проверить наличие и соответствие сертификата или талона качества на таре с деталями	0,05
2 Войти под автомобиль	0,07
3 Осмотреть ступицу левого заднего колеса в сборе	0,28
4 Смазать все посадочные поверхности смазкой Литол	0,40
5 Установить на ступицу левого заднего колеса в сборе технологическое поддерживающее приспособление	0,07
6 Установить ступицу левого заднего колеса в сборе.	0,65
7 Зафиксировать ступицу левого заднего колеса в сборе	0,93
8 Снять технологическое приспособление со ступицы левого заднего колеса в сборе	0,46
9 Проверить качество выполненной операции, устранить обнаруженные дефекты	0,65
Итого:	3,56
Всего $\Sigma t$ оп	8,64

«Общее оперативное время на все виды работ по сборке задней независимой подвески определяем как сумму отдельных оперативных времен:» [11]

$$t^{ОБЩ} оп = \Sigma t оп = 5,08 + 3,56 = 8,64 мин$$

Суммарная трудоемкость сборки задней независимой подвески:

$$t^{ОБЩ}_{шт} = t^{ОБЩ}_{оп} + t^{ОБЩ}_{оп} \cdot (\alpha + \beta) / 100 = 8,64 + 8,64 \cdot (2 + 4) / 100 = 9,16 \text{ мин},$$

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

$\beta$  – часть оперативного времени на перерывы для отдыха в процентах. Принимаем  $\beta = 4\%$ .» [11]

### 3.3 Определение типа производства

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

Определяем такт выпуска автомобилей:» [9]

$$T_B = \frac{F_d \cdot 60m}{N} = \frac{4015 \cdot 60}{100000} = 2,41 \text{ мин}, \quad (3.1)$$

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

$m$  – количество рабочих смен в сутки;

$N$  – годовой объем выпуска автомобилей.» [11]

### 3.4 Составление маршрутной технологии

Технологический маршрут процесса сборки задней подвески оформляем в виде таблицы 3.2.

Таблица 3.2 – Технологический маршрут процесса сборки

№ операции	Операция	Содержание операций, переходов	Приспособление, оборудование, инструмент.	Время Тшт, мин.
1	2	3	4	5
005	Узловая сборка ступицы заднего колеса	<p>Проверить наличие и соответствие сертификата или талона качества на таре с деталями.</p> <p>Взять из контейнера ступицу заднего левого колеса</p> <p>Осмотреть ступицу заднего левого колеса</p> <p>Установить ступицу левого заднего колеса</p> <p>Взять из контейнера и установить на ложементы стола стабилизатор поперечной устойчивости в сборе</p> <p>Взять из контейнера и установить растяжку задней подвески с наконечниками в сборе</p>	<p>Подставка</p> <p>Емкость</p> <p>Кисть</p> <p>Пневмогайковерт</p> <p>Ключ, S=13</p> <p>Устройство для настройки гайковерта</p> <p>Технологическое поддерживающее приспособление</p>	2,21
010		<p>Взять из контейнера нижний рычаг с сайлентблоками в сборе</p> <p>Установить на нижние рычаги технологические приспособления</p> <p>Установить нижние рычаги в положение, соответствующее статической нагрузке автомобиля</p> <p>Вставить верхние концы приспособлений в отверстия в лонжеронах задних</p> <p>Зафиксировать рычаги</p>		2,35

Продолжение таблицы 3.2

1	2	3	4	5
015		<p>Закрепить гайки крепления нижних рычагов задней подвески к кузову, придерживая головки болтов от проворота</p> <p>Взять из контейнера верхний рычаг с сайлентблоками в сборе</p> <p>Осмотреть верхний рычаг с сайлентблоками в сборе со всех сторон</p> <p>Установить верхние рычаги в положение, соответствующее статической нагрузке автомобиля</p> <p>Зафиксировать рычаги</p> <p>Закрепить гайки крепления верхних рычагов задней подвески к кузову, придерживая головки болтов от проворота</p> <p>Проверить качество выполненной операции, устранить обнаруженные дефекты</p>		2,40
020	Общая сборка задней подвески	<p>Проверить наличие и соответствие сертификата или талона качества на таре с деталями</p> <p>Войти под автомобиль</p> <p>Осмотреть ступицу левого заднего колеса в сборе</p> <p>Смазать все посадочные поверхности смазкой Литол</p> <p>Установить на ступицу левого заднего колеса в сборе технологическое поддерживающее приспособление</p> <p>Установить ступицу левого заднего колеса в сборе.</p> <p>Зафиксировать ступицу левого заднего колеса в сборе</p> <p>Снять технологическое приспособление со ступицы левого заднего колеса в сборе</p> <p>Проверить качество выполненной операции, устранить обнаруженные дефекты</p>	<p>Грузонесущий подвесной конвейер.</p> <p>Стол рабочий</p> <p>Ключ, S=17</p> <p>Грузонесущий подвесной конвейер</p> <p>Приспособление для фиксации задней подвески левое</p> <p>Приспособление для фиксации задней подвески правое</p> <p>Стол рабочий</p> <p>Электрический ротационный гайковерт</p> <p>TENSOR модели ETV S7-70-13CTADS</p> <p>Ключ, S=19</p> <p>Ключ накидной, S=19x20</p>	2,39

В процессе сборки следует производить контроль качества работ посредством методов инструментального контроля и шаблонов. Использование данного инструментария делает процесс более трудозатратным, сокращая время на проведение промежуточных контрольных операций. Рекомендуется для разрабатываемой конструкции использовать комплект размерных калибров, позволяющих наиболее оперативно контролировать процесс сборки.

Рекомендуется в массовом производстве использовать контрольные приспособления на послеоперационном выборочном контроле. При этом, для проведения контрольных операций отбирается один узел, который впоследствии подвергается замерам. В случае обнаружения отклонений при изготовлении или сборке, поставка всей собранной партии на конвейер приостанавливается.

Технологический процесс проведения сборки узла выносим на лист графической части в виде блок-схемы технологического процесса.

## **4 Безопасность эксплуатации автомобиля с модернизированной подвеской**

### **4.1 Основы безопасности и эксплуатации автомобиля**

«Управляемость автомобиля – это свойство управляемого водителем автомобиля сохранять в определенных дорожно-климатических условиях заданное направление движения и изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление.» [17]

Устойчивость автомобиля – это свойство, характеризующее его способность сохранять заданное направление движения при воздействии внешних сил, стремящихся отклонить его от этого направления, а также после прекращения действия возмущающих сил.

### **4.2 Проведение испытания автомобиля**

«В правилах ЕЭК ООН № 79 и № 102 приведены методы экспериментального определения измерителей управляемости и устойчивости транспортных средств категорий М, N и O и автопоездов, тягачами которых служат транспортные средства категорий  $N_2$  и  $N_3$ , предназначенные для буксирования прицепов категорий  $O_3$  и  $O_4$  посредством укороченного сцепного устройства.» [19]

«Испытание проводят на горизонтальном участке дороги, покрытие которой имеет высокий коэффициент сцепления. С целью исключения влияния ветра на управляемость и устойчивость испытания транспортных средств проводят в безветренную погоду.

Испытываемое транспортное средство должно быть загружено до максимального, технически допускаемого веса таким образом, чтобы распределение массы груза по осям соответствовало предписаниям завода-изготовителя. Если предусмотрено несколько вариантов нагрузки на оси, то

распределение массы по осям должно быть пропорционально осевым нагрузкам полностью нагруженного транспортного средства.» [17], [21]

Согласно Правилам № 102, высота расположения центра масс транспортных средств категорий  $N_2$ ,  $N_3$ ,  $O_3$  и  $O_4$  должна составлять не менее 1,7 м. В случае расположения центра масс ниже 1,7 м. испытания проводят с разрешения компетентного органа, выдающего официальное утверждение, при действительной высоте центра масс испытываемого транспортного средства над опорной поверхностью дороги.

«Шины транспортного средства не должны иметь заметного износа протектора и быть холодными. Испытания проводят при давлении воздуха в шинах, соответствующем статической нагрузке на них при расположении транспортного средства на горизонтальной поверхности, которое указано в инструкции завода-изготовителя.

Скорости движения на испытательных участках должны соответствовать требованиям Правил ЕЭК ООН. Если максимальная скорость ниже регламентированной, транспортное средство испытывают при максимальной скорости.» [21]

#### **4.3 Показатели управляемости и устойчивости автомобиля**

«Показатели управляемости и устойчивости определяют при прямолинейном движении транспортного средства, при смене полосы движения и при его движении по кругу» [19]

«Испытания на прямолинейном участке дороги проводят с целью определения курсовой устойчивости автопоездов и работоспособности рулевого управления. При движении прицепного автопоезда со скоростью 80 км/ч или максимальной скоростью, определенной заводом изготовителем, если она ниже 80 км/ч, по прямолинейному участку ровной горизонтальной дороги прицеп не должен чрезмерно отклоняться от прямолинейной.» [21]

«Траектории и при этом не должно наблюдаться повышенных колебаний и вибраций составных частей рулевого управления. Для спортивных и кроссовых ТС, максимальная скорость на испытательном участке установлена равной 85 км/ч, движение с которой должно происходить без дополнительных корректирующих воздействий водителя на рулевое колесо.

Аварийное торможение ТС, движущегося на прямолинейном участке дороги, с начальной скорости 60 км/ч до полной остановки при среднем значении предельного замедления  $4 \text{ м/с}^2$  не должно приводить к выходу звеньев автопоезда за пределы полосы движения шириной 3,5 м.» [21]

«Разгон ТС при прямолинейном движении с максимальным ускорением  $2 \text{ м/с}^2$  не должен вызывать относительных его перемещений, которые могли бы затруднить управление. Если предписанная величина ускорения не может быть достигнута, испытание следует проводить при максимально возможном ускорении» [19]

«Несколько показателей и характеристик управляемости и устойчивости определяют при движении по круговой траектории, а также при входе и выходе с нее.

Во время движения по касательной к окружности радиусом 50 м не должно быть повышенного уровня вибраций и колебаний в рулевом управлении при скоростях движения 50 км/ч для транспортных средств категории  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $N_1$ ,  $N_2$  и  $N_3$  или максимальной конструктивной скорости, если она превышает приведенные значения.

При движении транспортного средства по криволинейной траектории со скоростью не менее 10 км/ч, когда управляемые колеса приблизительно на половину максимального угла поворота, при отпущенном рулевом колесе радиус поворота должен оставаться неизменным или увеличиваться.» [21]

Допустимые значения максимального усилия на рулевом колесе при повороте вправо и влево со скоростью поворота рулевого колеса, обеспечивающей переход транспортных средств различных категорий от



прямолинейного движения к движению передним наружным колесом по окружности радиусом 12 м, а также времени, в течение которого транспортные средства с исправным рулевым управлением выполняют такой маневр, приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Требования к усилию на рулевом колесе

Категория транспортного средства	Параметры поворота при состоянии рулевого управления					
	Исправном			Неисправном		
	Максимальное усилие, Н	Время, с	Радиус поворота, м	Максимальное усилие, Н	Время, с	Радиус поворота, м
M1	15	4	12	30	4	20
M2	15	4	12	30	4	20
M3	20	4	12	45	6	20
N1	20	4	12	30	4	20
N2	25	4	12	40	4	20
N3	20	4	12	45(40)	6	20

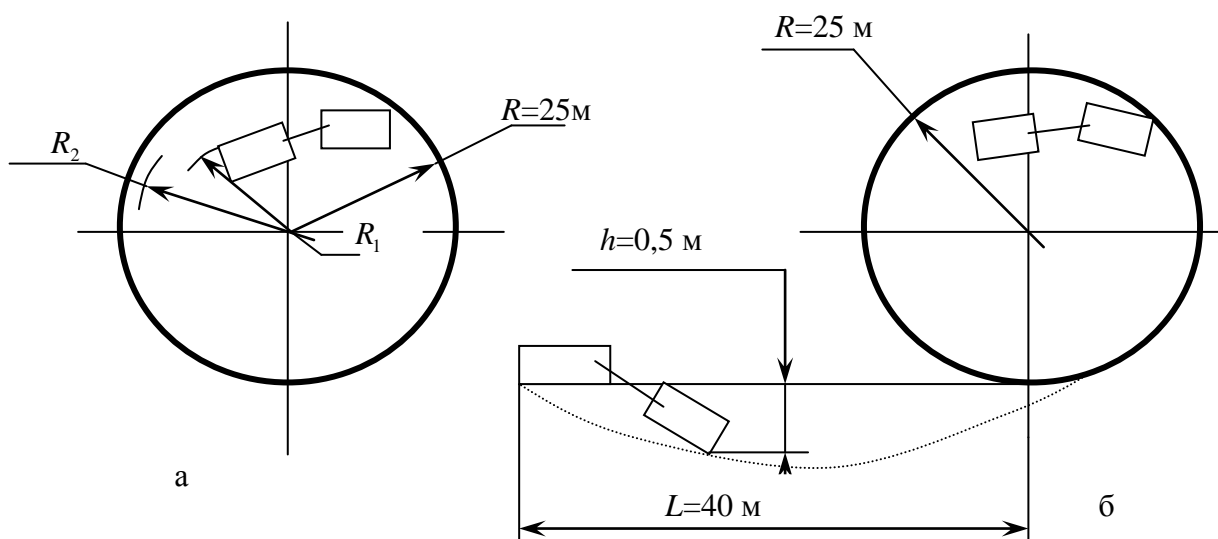
«Для определения траекторной управляемости автопоезда проводят два испытания: при движении по круговой траектории и при переходе с круговой на прямолинейную траекторию движения.

Прицепной автопоезд, находящийся в неподвижном состоянии, когда тягач и прицеп располагаются соосно, трогается с места и переходит на круговую траекторию радиусом 25 м, на которой разгоняется с ускорением  $2 \pm 0,2 \text{ м/с}^2$  до скорости 20 км/ч. При этом относительные перемещения тягача и прицепа не должны создавать трудности водителю в управлении автопоездом.» [21]

После стабилизации движения по круговой траектории водитель снижает скорость автопоезда до 5 км/ч и поворачивает тягач таким образом, чтобы его передняя внешняя крайняя точка перемещалась по окружности радиусом 25 м. При этом измеряют радиус  $R_1$  (рисунок 6.2, а), описываемой

задней внешней крайней точкой прицепа. Затем такой же маневр повторяют при скорости  $25 \pm 1$  км/ч, при выполнении которого задняя внешняя крайняя точка прицепа, движущаяся по радиусу окружности  $R_2$ , не должна выходить за пределы окружности радиусом  $R_1$  более чем на  $0,7$  м ( $\Delta R = R_2 - R_1 = 0,7$  м).

При переходе автопоезда с круговой траектории радиусом  $25$  м (рис. 7.2, б) со скоростью  $25$  км/ч на прямолинейную траекторию, расположенную по касательной к упомянутой окружности, ни одна из точек прицепа не должна выходить за пределы касательной на величину  $h$ , большую  $0,5$  м. Это требование должно соблюдаться на участке касательной длиной  $L = 40$  м, отсчитанной от точки ее соприкосновения с окружностью.



а – при движении по круговой траектории; б – при переходе с круговой на прямолинейную траекторию

Рисунок 4.1- Схема испытаний автопоезда

«За пределами этого участка прицеп должен двигаться по прямолинейной траектории, находясь на одной линии с тягачом во всем диапазоне скоростей движения до  $80-90$  км/ч.

В РД 37.001.005-86 устанавливаются измерители устойчивости управления автотранспортными средствами: 1) устойчивость управления траекторией в баллах; 2) устойчивость курсового управления в баллах; 3)

устойчивость против опрокидывания в баллах; 4) устойчивость управления скоростью в баллах; 5) устойчивость управления замедлением в баллах; 6) устойчивость управления траекторией при торможении в баллах; 7) устойчивость курсового управления при торможении в баллах; 8) предельная скорость выполнения маневра  $V_{\text{ПР}}$ ; 9) скорость при появлении снижения устойчивости управления траекторией  $V_{\text{ТР}}$ ; 10) скорость при появлении снижения устойчивости курсового управления  $V_{\text{КУРС}}$ ; 11) скорость при появлении курсовых колебаний  $V_{\text{К.К.}}$ ; 12) скорость при появлении отрыва колес от поверхности дороги  $V_{\text{ОТР}}$ .»[21]

Измерители 1-7 определяют в штатных режимах движения со скоростями вплоть до максимальной на дорогах автополигона и со скоростями, разрешенными Правилами дорожного движения на дорогах общего пользования. При определении определителей 5-7 торможение производят с максимальной скорости, установленной ОСТ 37.001.067-86 для каждой категории АТС, до скорости, равной половине начальной, с замедлением до  $5 \text{ м/с}^2$ . Оценку дают в баллах по субъективным ощущениям испытателя (органолептический метод) по шкале приведенной в таблице 4.2.

Таблица 4.2 - Шкала бальных оценок устойчивости управления АТС

Оценка	Балл
Удовлетворительные оценки	
Отлично, улучшать не требуется	5
Между хорошо и отлично	4,5
Хорошо, желательно улучшить	4
Между посредственно и хорошо	3,5
Посредственно, необходимо улучшить	3
Между посредственно и плохо	2,5
Неудовлетворительные оценки	
Плохо	2
Очень плохо	1

Допустимые значения измерителей устойчивости управления автотранспортными средствами различных категорий в эксплуатационных режимах приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 - Допустимые значения показателей устойчивости управления АТС

Показатели	Оценки в баллах для категорий АТС								
	$M_1$	$M_1$ джип	$M_1+O$	$M_2$	$M_3$	$N_1$	$N_2$	$N_3$	$N_{2(3)} + O_{3(4)}$
Устойчивость управления траекторией	4,5	4	4	4	4	4	4	4	4
Устойчивость курсового управления	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4	4	4
Устойчивость против опрокидывания	5	5	4,5	5	5	4,5	4	4	4
Устойчивость управления скоростью	4,5	4	4,5	4	4	4	4	4	4
Устойчивость управления замедлением при торможении	4,5	4	4	4,5	4,5	4	4	4	4
Устойчивость управления траекторией при торможении	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Устойчивость курсового управления при торможении	4,5	4	4	4,5	4	4	4	4	4

«Оценку устойчивости управления, управляемости устойчивости автотранспортных средств в критических режимах движения производят при выполнении маневров на размеченных траекториях.» [20]

По субъективным оценкам водителя-испытателя и контролера, находящегося вне объекта испытаний, выставляются комплексные оценки измерителей устойчивости управления в баллах при различных скоростях движения. Затем по результатам испытаний строят графики зависимостей комплексных оценок устойчивости управления траекторией, устойчивости курсового управления и оценки демпфирования курсовых колебаний от скоростей выполнения маневров (рисунок 4.3). Точки графиков,

соответствующие баллу 4 или 5, определяют величины скоростей по измерителям.

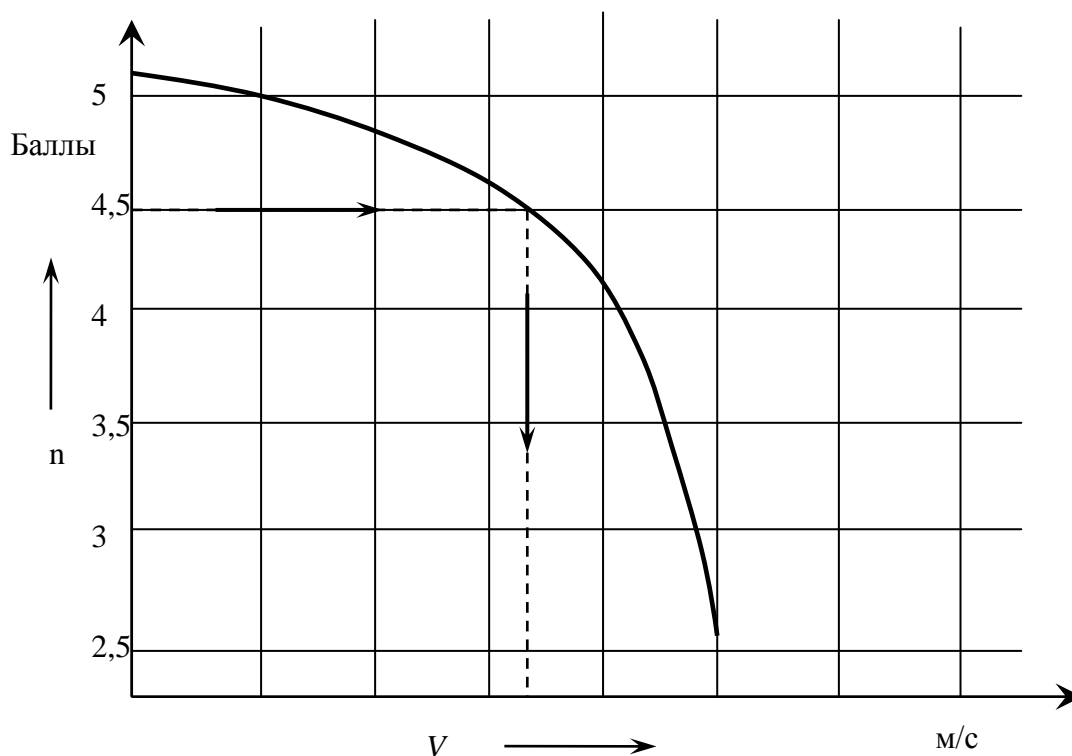


Рисунок 4.3 - Зависимость комплексной оценки показателей устойчивости управления от скорости выполнения маневров в нештатных режимах движения

#### 4.4 Измерители управляемости автомобиля

«В правилах ЕЭК ООН № 79 и ОСТ 37.001.471-88 приведены следующие измерители управляемости автомобиля и автопоезда:

- 1) скорость самовозврата рулевого колеса  $\omega_{\theta p}$  ;
- 2) остаточное значение угла поворота рулевого колеса  $\theta_{p2}$  ;
- 3) заброс угла поворота рулевого колеса  $\theta_{p3}$  ;
- 4) время стабилизации  $t_{CT}$  ;
- 5) усилие на рулевом колесе при повороте на месте  $F_p$  ;

6) усилие на рулевом колесе при движении автомобиля по круговой траектории  $F_{p.д.}$ ;

7) характеристика поворачиваемости при установившемся круговом движении  $K = f(\theta_p)$ ;

8) характеристика усилия на рулевом колесе при установившемся круговом движении  $F_{p.д.} = f(a_y)$ ;

9) характеристика заброса угловой скорости автомобиля (прицепа) над установившимся значением этой скорости при входе в поворот  $\Delta\omega_{\gamma}(\Delta\omega_{\gamma\pi}) = f(a_y)$ ;

10) характеристика обратного заброса угловой скорости прицепа при входе в поворот  $\Delta\omega_{\gamma\Pi.O.} = f(a_y)$ ;

11) характеристика времени 90%-ной реакции автомобиля (прицепа) при входе в поворот  $\Delta t_{90\%}(\Delta t_{90\%\Pi}) = f(a_y)$ ;

12) средняя скорость корректирующих поворотов рулевого колеса при прямолинейном движении  $\omega_{p.ср}$ ;

13) характеристика углов поворота рулевого колеса при заданной переставке  $\theta_p = f(V)$ ;

14) характеристика скоростей поворота рулевого колеса при заданной переставке  $\omega_p = f(V)$ .

Рекомендуемые предельные значения показателей управляемости даны в Правилах ЕЭК ООН № 79, МС ИСО/ТР 3888-75, ОСТ 37.001.471-88 и ОСТ 37.001.487-89.» [20]

Скорость самовозврата рулевого колеса  $\omega_{\theta p}$ , остаточное значение угла поворота рулевого колеса  $\theta_{p2}$ , заброс угла поворота рулевого колеса  $\theta_{p3}$  и время стабилизации  $t_{CT}$  определяют при испытании «стабилизация», которое предназначено для определения параметров, характеризующих самовозврат управляемых колес и рулевого колеса в нейтральное положение.

Скорость самовозврата рулевого колеса  $\omega_{\text{ор}}$  представляет отношение уменьшения угла поворота рулевого колеса на 90%  $0,9(\theta_{\text{p1}} - \theta_{\text{p2}})$  к времени этого уменьшения  $\Delta t_{90\%}$ .

$$\omega_{\text{ор}} = 0,9(\theta_{\text{p1}} - \theta_{\text{p2}}) / \Delta t_{90\%}. \quad (5.1)$$

Остаточное значение угла поворота рулевого колеса  $\theta_{\text{p2}}$  - величина угла поворота рулевого колеса в конце заезда.

«Заброс угла поворота рулевого колеса  $\theta_{\text{p3}}$  - это максимальный угол поворота колеса после перехода его через нейтральное положение.

Усилия на рулевом колесе при повороте на месте  $F_{\text{р}}$  и при движении автомобиля по круговой траектории  $F_{\text{р.д.}}$  определяют при испытании «усилие на рулевом колесе» [20]

«Усилие на рулевом колесе  $F_{\text{р.д.}}$  при движении автомобиля по круговой траектории – это среднее значение усилий на рулевом колесе при повороте вправо  $F_{\text{р.д.п.}}$  и влево  $F_{\text{р.д.л.}}$  со скоростью поворота рулевого колеса, обеспечивающей переход автомобилей всех категорий без усилителя рулевого управления или с работающим усилителем в течение  $4 \pm 0,25$  с от прямолинейного движения к движению передним наружным колесом по окружности, радиус которой равен 12 м, или по окружности минимального радиуса, если  $R_{\text{min}}$  больше 12 м. Для автомобилей с неработающим усилителем рулевого управления скорость поворота рулевого колеса должна быть такой, чтобы обеспечивать переход автомобилей категорий  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $N_1$  и  $N_2$  в течение  $6 \pm 0,25$  с от прямолинейного движения к движению передним наружным колесом по окружности, радиус которой равен 20 м.» [20]

Образец такой записи при  $i$ -м испытании показан на рисунке 5.4, а. На записи отмечают углы поворота рулевого колеса  $\theta_{12\text{П}}$  и  $\theta_{12\text{Л}}$  для автомобиля с работающим усилителем или углы  $\theta_{20\text{П}}$  и  $\theta_{20\text{Л}}$  для автомобиля с неработающим усилителем, соответствующие движению передним наружным колесом по окружности соответственно радиусом 12 м или

минимальным радиусом и радиусом 20 м. По зависимости  $\theta_p = f(t)$  находят соответствующие этим углам поворота значения времени  $t_{\Pi i}$  и  $t_{Л i}$ . Затем, пользуясь зависимостью  $F_{р.д.} = f(t)$ , определяют усилия на рулевом колесе  $F_{р.д. \Pi i}$  и  $F_{р.д. Л i}$  при найденных значениях времени  $t_{\Pi i}$  и  $t_{Л i}$  и строят график  $F_{р.д. i} = f(t_i)$  (рис. 4.4, б).

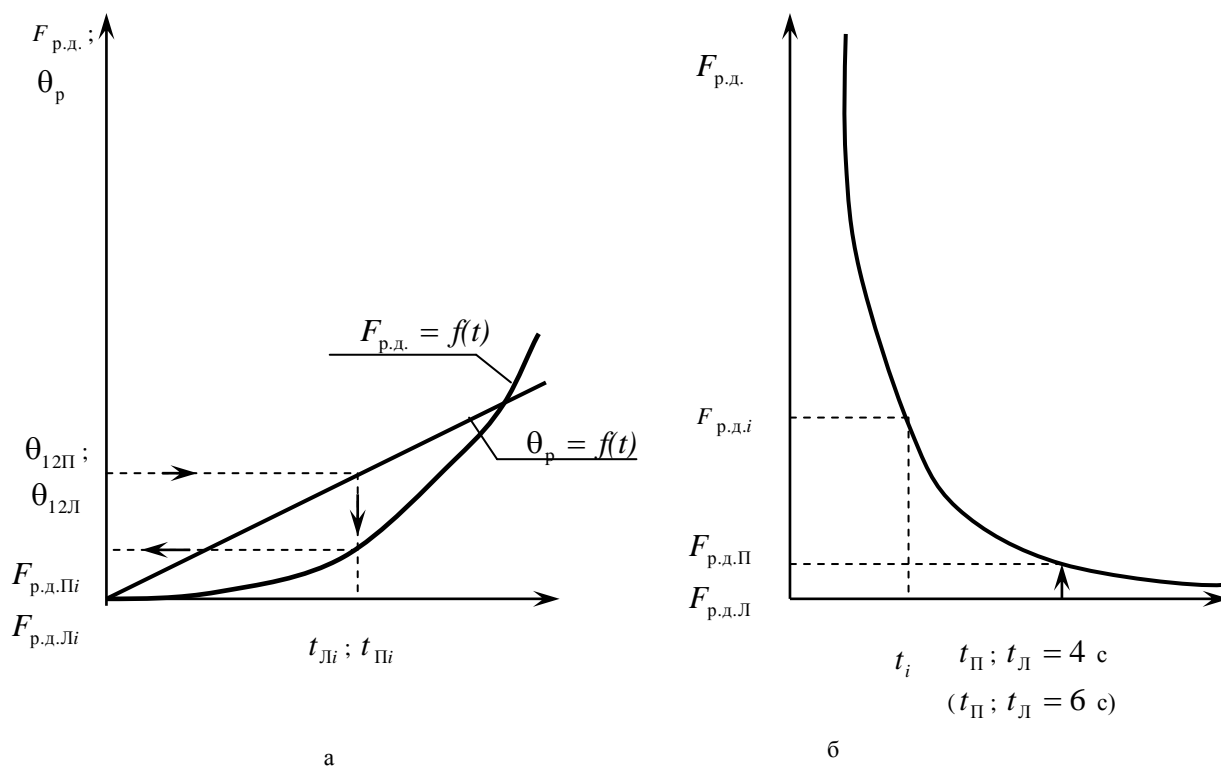


Рисунок 4.4 - Схема определения усилия на рулевом колесе при движении автомобиля

а – образец записи зависимости угла поворота рулевого колеса и усилия на рулевом колесе от времени; б – зависимость усилия на рулевом колесе от времени входа в поворот

Все приведенные варианты оценки управляемости и безопасности автомобилей предназначены для увеличения активной безопасности и надежности автомобилей. Проходящие испытания автомобили получают соответствующий паспорт и допускаются к повседневной эксплуатации.



## 5 Экономическое обоснование проекта

### 5.1 Цель проекта

Основным требованием, предъявляемым к подвескам автомобиля является достаточный ход, высокая энергоёмкость и степень демпфирования, а также высокие прочностные свойства.

Целью данной дипломной работы является создание двухрычажной поперечной задней подвески, с креплением амортизаторных стоек к верхнему рычагу и указанными выше свойствами.

### 5.2 Анализ изменяющихся показателей

Таблица 5.1 - Анализ влияния конструктивных изменений на показатели технико-экономических и социальных эффектов

Конструктивные изменения	Изменения экономических показателей	Изменения социальных показателей	Изменения технических показателей
Удлинение нижнего рычага и применение нового материала.	Увеличение себестоимости изготовления узла.	Улучшение управляемости автомобиля.	Увеличение ходов подвески, улучшение кинематических характеристик, улучшение прочности подвески.
Удлинение верхнего рычага и применение и нового материала.	- \ -	Устранение пробоев подвески.	Увеличение ходов подвески, улучшение кинематических характеристик, улучшение прочности подвески.
Облегчение поворотного кулака.	Уменьшение материалоемкости	Уменьшение вибраций, улучшение комфорта	Уменьшение веса неподрессорных частей.
Применение новых амортизаторов.	Увеличение себестоимости подвески		Улучшение плавности хода.
Отказ от использования стабилизатора и буфера отбоя.	Экономия материала, уменьшение себестоимости подвески.		

«В связи с изменениями некоторых элементов подвески, в сфере производства предполагается увеличение материалоемкости и трудоёмкости в изготовлении. В сфере эксплуатации затраты изменятся незначительно, поэтому в расчёт при экономическом обосновании проектируемой конструкции приниматься не будут.» [16]

### 5.3 Перечень стадий и этапов выполнения НИиОКР

Расчет длительности НИОКР производится исходя из оценки длительности каждого из этапов по максимальному и минимальному значению. Исходя из этих значений, определяется ожидаемая длительность этапа:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{\min i} - 2t_{\max i}}{5}, \text{ чел-дн} \quad (5.1)$$

где  $t_{\min i}$  - минимальная трудоемкость  $i$ -го этапа

$t_{\max i}$  - максимальная трудоемкость  $i$ -го этапа.

Зная ожидаемую длительность каждого из этапов и количество задействованных работников, возможно рассчитать длительность этапа:

$$T_{эті} = \frac{t_{ожі}}{\tau_i}, \quad (5.2)$$

где  $\tau_i$  – количество задействованных работников.

Общая продолжительность НИОКР определяется суммированием длительности всех этапов:

$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m T_{эті}. \quad (5.3)$$

Таблица 5.2 - Трудоемкость НИОКР

№ стадии	Наименование стадий	№ этапа	Содержание работы	Трудоемкость,				Персонал, чел.
				чел /дн.				
				T <sub>min</sub>	T <sub>max</sub>	T <sub>ож</sub>	T <sub>i</sub>	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Этап ознакомления и подготовки к проведению НИОКР	1.1.	Планирование работ НИОКР	1	3	2	2	1
		1.2.	Предварительные сметные расчеты	2	4	3	3	1
		1.3.	Сбор и анализ материала по наработкам в области планируемого НИОКР	2	4	3	3	1
		1.4.	Оценка технологического уровня готовности производства	1	2	1	1	1
		1.5.	Анализ проведенных работ по трансмиссии	2	3	2	2	1
2.	Конструкторско-технологическая проработка проекта	2.1.	Конструкторская проработка спортивного снаряда	7	10	8	4	2
		2.2.	Общеконструкторские расчеты	5	7	6	6	1
		2.3.	Прочностные расчеты узлов и деталей	5	7	6	6	1
		2.4.	Изготовление опытного образца с модернизированной трансмиссией	20	23	21	7	3
		2.5.	Разработка испытаний	1	2	1	1	1

Продолжение таблицы 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
3.	Экспериментально-аналитическая часть	3.1.	Проведение натурных испытаний	12	15	13	7	2
		3.2.	Проведение анализа на основе полученных результатов	2	5	3	2	2
		3.3.	Формулировка рекомендаций по результатам проведенных испытаний	1	3	2	2	1
4.	Оформление отчета о проделанной работе	4.1.	Оформление отчета о проделанной работе	3	5	4	2	2
		4.2.	Расчет экономического эффекта	1	2	1	1	1
		4.3.	Анализ перспектив использования	1	1	1	1	1
		4.4.	Прочее	2	2	2	2	1
ИТОГО							52	

Табелирование проводимых работ производится исходя из длительности каждого этапа и числа задействованных исполнителей. Результаты табелирования сводятся в таблицу 2 и таблицу 3.

Таблица 5.3 – Табелирование НИОКР по этапам проведения

№ Этапа	Численность исполнителей				Т <sub>эти</sub>	Т <sub>Σ</sub>
	Руководитель проекта	Исполнитель 1	Исполнитель 2	Всего		
1	2	3	4	5	6	7
1.1	1			1	2	52
1.2			1	1	3	
1.3		1		1	3	
1.4			1	1	1	
1.5		1		1	2	
2.1	1		1	2	4	
2.2		1		1	6	
2.3			1	1	6	
2.4	1	1	1	3	7	
2.5		1		1	1	
3.1	1		1	2	7	
3.2		1	1	2	2	52
3.3		1		1	2	
4.1	1	1		2	2	
4.2			1	1	1	
4.3		1		1	1	
4.4			1	1	2	

Таблица 5.3- Табелирование НИОКР по исполнителям

№ Этапа	Исполнитель		
	Руководитель проекта	Исполнитель 1	Исполнитель 2
1.1.	2	0	0
1.2.	0	0	3
1.3.	0	3	0
1.4.	0	0	1
1.5.	0	2	0
2.1.	4	0	4
2.2.	0	6	0
2.3.	0	0	6
2.4.	7	7	7
2.5.	0	1	0
3.1.	7	0	7
3.2.	0	2	2
3.3.	0	2	0
4.1.	2	2	0
4.2.	0	0	1
4.3.	0	1	0
4.4.	0	0	2
ИТОГО	22	26	33

#### 5.4 Расчет затрат на проведение НИОКР

Расчет расходов на заработную плату научного и производственного персонала (НИиОКР). Рассчитаем годовой эффективный фонд времени

$$F_{\text{эф}} = F_{\text{раб}} \cdot q \cdot n, \quad (5.4)$$

где  $F_{\text{раб}}$  - число рабочих дней в году,  $F_{\text{раб}} = 254$ ;

$q$  - количество часов в смену,  $q = 8$ ;

$n$  - количество рабочих смен в день,  $n = 1$ .

$$F_{\text{эф}} = 254 \cdot 8 \cdot 1 = 2032 \text{ чел-час}$$

Число рабочих дней в месяц рассчитывается из эффективного фонда времени:

$$Д = F_{\text{эф}} / 12 * q, \quad (6.5)$$

$$Д = 2032 / 12 * 8 = 21 \text{ дн}$$

Расчет времени работы каждого исполнителя представим в таблице 4. Расчет ведется по формуле:

$$К_{\text{исп.}i} = F_i / Д, \quad (6.6)$$

где:  $F_i$  – количество отработанных исполнителем дней, взятым согласно табеля

Таблица 6.4 – Расчет времени, отработанного каждым исполнителем

Значения	Исполнитель		
	Руководитель проекта	Студент 1	Студент 2
$F_i$ , дней	22	26	33
Д, дней	21	21	21
$К_{\text{исп.}i}$ , мес	1,05	1,24	1,57

Исходя из отработанного времени каждым исполнителем, рассчитаем сумму заработной платы, исходя из оплаты по фиксированному окладу каждому исполнителю:

$$З_{\text{итр.}} = K_{\text{исп.}i} * \text{Окл.} * N, \quad (6.7)$$

где  $K_{\text{исп.}i}$  – отработанное время, мес.

Окл. – оклад, руб.

$N$  – штатная численность, чел.

Расчет заработной платы представим в таблице 6.5.

Таблица 5.5 – Заработная плата исполнителей НИОКР

Должность	Штатная численность, чел	Оклад, руб.	Отработанное время, мес	Заработная плата, руб
Руководитель проекта	1	22500	1,05	23571,4
Исполнитель 1	1	6500	1,24	8047,6
Исполнитель 2	1	6500	1,57	10214,3
Итого				41833,3

«Заработная плата производственных рабочих, задействованных при проведении отдельных видов работ, также учитывается. Рабочие будут задействованы на операциях металлообработки при создании опытного образца, и на операции сварки. расчет заработной платы производственных рабочих производится по формуле :

$$\text{Зпр.тар.} = \sum(\text{Ст}_i * q * t_i), \quad (5.8)$$

где  $\text{Ст}_i$  - тарифная ставка  $i^{\text{го}}$  рабочего;

$q$  - продолжительность рабочего дня, час;

$t_i$  – количество задействованного времени рабочих, дн.

Расчет заработной платы представлен в таблице 6.

Таблица 5.6 – Заработная плата рабочих

Разряд рабочего	Тарифная ставка, $\text{Ст.}$ , руб.	Длительность смены, $q$ час.	Время занятости, $t_{i,\text{дн}}$	Заработная плата, руб.
Слесарь 5-го раз.	101,87	8	2	1629,92
Слесарь 6-го раз.	106,31	8	4	3401,92
Итого				5031,84

Основная заработная плата:



$$Z_{осн.} = Z_{пр.тар.} * (1 + K_{пр.}) \text{ руб.} \quad (5.9)$$

где:  $K_{пр}$  - коэффициент премирования, 35%

$$Z_{осн.} = 5031.84 * (1 + 0.35) = 6792,98 \text{ руб}$$

Расчет дополнительной заработной платы производственных рабочих:

$$Z_{доп.} = Z_{осн.} * K_{вып.}, \text{ руб.}, \quad (5.10)$$

где :  $K_{вып}$  - коэффициент выполнения норм, 10%

$$Z_{доп.} = 6792.98 * 0.1 = 679.30 \text{ руб}$$

Расчет заработной платы всех исполнителей:

$$Z_{исп.} = Z_{итр.} + Z_{осн.} + Z_{доп.}, \quad (5.11)$$

$$Z_{исп.} = 41833.3 + 6792.98 + 679.30 = 49305,58 \text{ руб}$$

Единые социальные отчисления:

$$C_{соц.} = Z_{исп.} * K_{соц.}, \quad (5.12)$$

$$C_{соц.} = 49305,58 * 0.30 = 14791,67 \text{ руб}$$

где  $K_{соц.}$  – отчисления в единый социальный фонд, 30%» [16]

Произведем расчет затрат на электроэнергию при проведении НИОКР, представив результат в таблице 7:

$$C_{эл} = N_y * K_{исп} * T_{м.і.} * n * (Ц_{эл.}/60) * K_{заг}, \quad (5.13)$$

где  $N_y$  - мощность оборудования, кВт;

$K_{исп}$  – коэффициент учета времени использования вида оборудования в процессе работ;

$K_{загр}$  – коэффициент учета загрузки мощности оборудования;

$T_{м.і.}$  – машинное время работы  $i^{ого}$  оборудования на один эксперимент

Ц<sub>эл.</sub> – цена одного кВт\*ч

n – количество экспериментов

Таблица 5.7 – Затраты на электроэнергию при проведении НИОКР

Наименование оборудования	$N_y$ , кВт	$K_{заг}$	$K_{исп.}$	$T_{м.й}$ мин	$n$	Цэл., руб.	Сэл, руб
Измерительный комплекс СК-01	0,25	0,98	0,95	15	120	4,04	28,2
Компьютер рабочий	0,55		0,65	18240			430,3
Ноутбук	0,3		0,7	3360			46,6
Итого:							505,1

«Расчет амортизационных отчислений.

$$\sum C_{ам} = \frac{C_{об.} * N_{ам.} * T_{м.й.}}{F_{обор.} * 100}, \quad (5.14)$$

где:  $F_{обор.}$  – годовой эффективный фонд времени работы оборудования:

$$F_{обор.} = F_{раб.} * q * K_{загр.} \quad (5.15)$$

$$F_{обор.} = 254 * 8 * 0,98 = 1991,4$$

$N_{ам}$  - амортизационные отчисления

$C_{об}$  - первоначальная стоимость оборудования с учетом транспортировки и монтажа;

$T_{м.й.}$  – общее время работы оборудования:

$F_{раб.}$  – число рабочих дней в году;

$q$  – продолжительность смены, час

$K_{загр.}$  – коэффициент использования работы оборудования

Добор. – суммарное время работы оборудования, дней» [16]

Таблица 5.8 – Амортизация оборудования

Наименование оборудования	С <sub>об</sub> , руб	Кзаг.	Н <sub>ам</sub>	Т <sub>м</sub> , дн	Фобор, час	С <sub>ам</sub> , руб
Измерительный комплекс СК-01	120000	0,98	10,5	1,25	1991,4	7,75
Компьютер рабочий	65000		18,2	12,67	1991,4	73,74
Ноутбук	45000		18,2	2,33	1991,4	9,40
Итого:						90,90

Расчет накладных расходов:

$$С_{накл.} = Зисп. * К_{накл.}, \text{руб.} \quad (6.15)$$

где:  $K_{накл}$  - коэффициент накладных расходов, 35%

$$С_{накл.} = 49305,58 * 0,35 = 17256,95 \text{ руб}$$

Таблица 6.9 – Затраты на проведение НИОКР

Статьи	Сумма, руб.
Текущие затраты, Ктек.	
Материальные затраты, в т. ч.:	505,06
- энергоносителей	505,06
Фонд оплаты труда исполнителей	49305,58
Отчисления в единый социальный фонд	14791,67
Амортизационные отчисления	90,90
Накладные расходы	17256,95
Итого:	82455,21
Капитальные затраты, Ккап.	
Стоимость приобретенного оборудования	230000
Расходы на транспортировку и монтаж	11500
Итого:	241500
Всего предпроизводственных затрат, Спредпр.:	323955,21

## 5.5 Расчет затрат на производство изделия

«Проектируемый автомобиль спортивный и изготавливаться будет в единичных экземплярах, поэтому мы будем рассчитывать только цеховую себестоимость изготовления передней подвески.

Себестоимость изготовления рассчитывается по формуле:

$$C_{\text{п}}^{\text{н}} = C_{\text{п}}^{\text{б}} + \Sigma C_{\text{п}}^{\text{нов}} + \Sigma C_{\text{п}}^{\text{изм}} + \Sigma C_{\text{п}}^{\text{пок}} - \Sigma C_{\text{н}}^{\text{нен}} \quad (5.16)$$

где  $C_{\text{п}}^{\text{б}}$  - себестоимость изготовления базовой конструкции;

$\Sigma C_{\text{п}}^{\text{нов}}$  - суммарная себестоимость изготовления новых деталей;

$\Sigma C_{\text{п}}^{\text{изм}}$  - суммарная себестоимость изготовления изменённых деталей

$\Sigma C_{\text{п}}^{\text{пок}}$  - суммарная себестоимость покупных изделий, применяемых в новой конструкции;

$\Sigma C_{\text{н}}^{\text{нен}}$  - суммарная себестоимость изготовления деталей базовой конструкции, не применяемых в проектируемой.» [15]

## 5.6 Исходные данные для расчёта затрат в производстве

Нормативная калькуляция себестоимости базовой передней подвески в сборе автомобиля LADA VESTA приведена в таблице 5.10.

Таблица 5.10 - Нормативная калькуляция себестоимости базовой подвески в сборе

Статьи затрат	Стоимость, руб.	Процент отчислений, %
1	2	3
Сырьё и материалы	4354	
Покупные изделия	5541	
Возвратные отходы	60,6	
Топливо и энергия	360,4	81
Заработная плата основная	444,9	100

Продолжение таблицы 5.10

1	2	3
Заработная плата дополнительная	27,14	6,1
Отчисления на социальные нужды	137,9	39
Износ спецодежды	250,48	56,3
Потери от брака	117,5	26,4
Содержание и эксплуатация оборудования	1291,9	290,4
Цеховые расходы	688,7	154,8
Цеховая себестоимость	13274,5	

«Из нормативной калькуляции определяем коэффициент отчислений на статьи затрат и сводим их в таблицу 5.2. Формулы для определения процентов отчислений на статьи затрат:

- процент отчисления на топливо и энергию:

$$K_{т.и.э.} = (Z_{т.и.э.} / Z_0) \cdot 100\%$$

- процент отчисления на дополнительную заработную плату:

$$K_d = (Z_d / Z_0) \cdot 100\%$$

- процент отчисления на социальные нужды:

$$K_{с.н.} = (O_c / Z_0 + Z_d) \cdot 100\%$$

- процент отчисления на износ спецодежды:

$$K_{и.с.о.} = (P_{и.с.о.} / Z_0) \cdot 100\%$$

- процент отчисления на потери от брака:

$$K_{бр.} = (Z_{бр.} / Z_0) \cdot 100\%$$

- процент отчисления на содержание и эксплуатацию оборудования:

$$K_{сод. об.} = (P_{сод. об.} / Z_0) \cdot 100\%$$

- процент отчисления на цеховые расходы:

$$K_{ц.} = (H_{ц.} / Z_0) \cdot 100\% \gg [15]$$

## 5.7 Расчёт суммарной себестоимости изготовления ненужных деталей

Ненужные детали в проектируемой подвеске. Данные из ПЭО МСП ВАЗа. 2020год.

Таблица 5.11 – Ненужные детали в проектируемой подвеске

Сборочные единицы, детали	Стоимость, руб.
Стабилизатор в сборе	1003,52
Буфер сжатия с кронштейном в сборе	303,9
Буфер отбоя	153,4
Сайлент – блок	910
Растяжка	492,47
Болт 170060282	124,6
Гайка 170042139	34,21
Стальная гайка опоры пружины с резиновой прокладкой в сборе	168,27
Амортизатор	2981
$\Sigma C_{п}^{нен}$	6171,87

## 5.8 Расчёт себестоимости изготовления изменённых деталей

Изменённые детали, их основные характеристики. Данные о стоимости из ПЭО МСП ВАЗа.

Таблица 5.12 – Характеристики измененных деталей

Деталь	База			Проект		
	Стоимость, руб.	Вес, кг.	Материал	Стоимость, руб.	Вес, кг.	Материал
Рычаг нижний	1884,9	3,3	30XH	1947,7	3,1	30XГСА
Рычаг верхний	1380,32	3,15	-/-	1687,1	3,5	30XГСА
Поворотный кулак	2429,1	4,82	-/-	2217,4	4,4	30XH

Себестоимость изменённых деталей определяется по формуле:

$$C_{\text{п}}^{\text{изм}} = ((C_{\text{б}} \cdot C_{\text{пр}}) / Q_{\text{б}}) \cdot K_{\text{попр}}. \quad (6.17)$$

«где:  $C_{\text{б}}$  – себестоимость базового узла;

$C_{\text{пр}}$  – масса проектируемого узла;

$Q_{\text{б}}$  – масса базового узла;

$K_{\text{попр}}$  – коэффициент поправочный, учитывает изменение материала по их стоимости и прочности. В нашем случае принимаем  $K_{\text{попр}} = 1,1$

Себестоимость нового рычага нижнего:

$$C_{\text{п}}^{\text{н.р.}} = ((3,1 \cdot 1884,9) / 3,3) \cdot 1,1 = 1947,7 \text{ руб.}$$

Себестоимость нового рычага верхнего:

$$C_{\text{п}}^{\text{в.р.}} = ((3,5 \cdot 1380,32) / 3,15) \cdot 1,1 = 1687,1 \text{ руб.}$$

Данные сводим в таблицу №8.

Себестоимость нового поворотного кулака:

$$C_{\text{п}}^{\text{п.к.}} = ((2429,1 \cdot 4,4) / 4,82) \cdot 1 = 2217,4 \text{ руб.}$$

Суммарная себестоимость изменённых деталей:

$$\Sigma C_{\text{п}}^{\text{изм.}} = C_{\text{п}}^{\text{н.р.}} + C_{\text{п}}^{\text{в.р.}} + C_{\text{п}}^{\text{п.к.}} = 5852,23 \text{ руб} \gg [15]$$

## 5.9 Расчёт суммарной себестоимости покупных изделий, применяемых в новой конструкции

Перечень покупных изделий и их стоимость в таблице 5.13.

Таблица 5.13 – Покупные изделия

Покупные изделия	Количество	Стоимость, руб.
Амортизатор	4	6250
Буфер сжатия ВА3-2110	4	310
Шаровое соединение ШИ-17Ю	8	257,51
Кольцо 1А32	16	7,89

Суммарная себестоимость покупных изделий, применяемых в новой конструкции:

$$\Sigma C_{\text{п}}^{\text{пок.}} = 4 \cdot 6250 + 4 \cdot 310 + 8 \cdot 257,51 + 16 \cdot 7,89 = 28426,32 \text{ руб.}$$

### 5.10 Расчёт цеховой себестоимости изготовления новых деталей

Рассчитаем цеховую себестоимость изготовления защитных чехлов опор рычагов.

Расчёт проведём по формуле:

$$C_{\text{п}}^{\text{изг.}} = M + \Pi_{\text{и}} + Z_{\text{т.и.э.}} + Z_{\text{о}} + Z_{\text{д}} + O_{\text{с.н.}} + Z_{\text{и.с.о.}} + \Pi_{\text{б}} + P_{\text{с.об.}} + H_{\text{ц.}} \quad (6.18)$$

а) Расчёт затрат на материалы:

$$M = Q_{\text{м}} \cdot C_{\text{м}} (1 + (K_{\text{т.з.р.}} / 100)) - Q_{\text{в.о.}} \cdot C_{\text{в.о.}} \quad (6.19)$$

«где  $C_{\text{м}} = 500$  руб/кг – оптовая цена на резину;

$Q_{\text{м}} = 0,5$  кг – расход материала;

$K_{\text{т.з.р.}} = 2$  % - процент транспортно-заготовительных отчислений;

$C_{\text{в.о.}} = 51,2$  руб/кг – внутризаводская цена возвратных отходов;

$Q_{\text{в.о.}} = 0,032$  – количество возвратных отходов;» [15]

Отсюда получаем:

$$M = 500 \cdot 0,5 (1 + (2/100)) - 51,2 \cdot 0,032 = 253,4 \text{ руб.}$$

б) Расчёт статьи затрат – зарплата основная. Расчёт ведём по формуле:

$$Z_{\text{о}} = C_{\text{г}} \cdot t (1 + (K_{\text{п.д.}} / 100)), \quad (6.20)$$

«где  $C_{\text{г}} = 32,06$  руб – часовая тарифная ставка для станочника 6-го разряда по данным ПЭО МСП ВАЗа и ОТиЗ ВАЗа.

$t = 0,72$  н/час – трудоёмкость изготовления;

$K_{\text{п.д.}} = 40$  % - процент премиальных доплат;» [15]

Отсюда получаем:

$$Z_{\text{о}} = 32,06 \cdot 0,72 \cdot (1 + (40/100)) = 34,621 \text{ руб.}$$

в) Расчёт статьи затрат – затраты на топливо и энергию:

$$Z_{\text{т.и.э.}} = (Z_{\text{о}} / 100) \cdot K_{\text{т.и.э.}} = (34,621/100) \cdot 81 = 28 \text{ руб.}$$

г) Расчёт статьи затрат – заработная плата дополнительная:



$$З_{д.} = (З_0 / 100) \cdot К_{д.} = (34,621/100) \cdot 6,1 = 2,11 \text{ руб.}$$

д) Расчёт статьи затрат – отчисления на социальные нужды:

$$О_{с.н.} = ((З_0 + З_{д.})/100) \cdot К_{с.н.} = ((34,621+2,11)/100) \cdot 39 = 11,38 \text{ руб.}$$

е) Расчёт статьи затрат – износ спецоснастки:

$$З_{и.с.о.} = (З_0 / 100) \cdot К_{и.с.о.} = (34,621/100) \cdot 56,3 = 19,5 \text{ руб.}$$

ж) Расчёт статьи затрат – потери от брака:

$$П_{б.} = (З_0 / 100) \cdot К_{б.} = (34,621/100) \cdot 26,4 = 9,13 \text{ руб.}$$

и) Расчёт статьи затрат – затраты на содержание и эксплуатацию оборудования:

$$Р_{с.об.} = (З_0 / 100) \cdot К_{с.об.} = (34,621/100) \cdot 290,4 = 100,5 \text{ руб.}$$

к) Расчёт статьи затрат – накладные цеховые расходы:

$$Н_{ц.} = (З_0 / 100) \cdot К_{ц.} = (34,621/100) \cdot 154,8 = 53,6 \text{ руб.}$$

Отсюда себестоимость изготовления резиновых защитных чехлов:

$$С^{изг.}_{п.} = 253,4 + 34,621 + 28 + 2,11 + 11,38 + 19,5 + 9,13 + 100,5 + 53,6 = 512,2 \text{ руб.}$$

### **5.11 Себестоимость цеховая изготовления проектируемой подвески**

«Получаем цеховую себестоимость подвески проектируемой:

$$С^H_{п.} = 13274,5 - 6171,87 + 5852,23 + 28426,32 + 512,2 = 41893,38 \text{ руб.}$$

Экономический результат от проектирования новой подвески для спортивного автомобиля ВАЗ 2123 – 07.

$$Э_p = C^6_{п.} - C^H_{п.} = 13274,5 - 41893,38 = -28618,88 \text{ руб.}$$

### **5.12 Техничко-экономические показатели проекта**

Произведенный расчет показал, что в сфере изготовления подвески происходит удорожание, что в данном случае не важно, так как речь идет о автомобиле, выпускаемом в ограниченной партией в условиях ОПП. В сфере эксплуатации изменились следующие показатели:

- улучшилась управляемость автомобиля;
- улучшилась плавность хода;
- увеличился ход подвески;» [15]

Таблица технико-экономических показателей выведена на лист «Экономические показатели» и в таблицу 5.14.

Таблица 5.14 – Техничко-экономические показатели

Статьи затрат	Стоимость, руб.	Процент отчислений, %
Сырьё и материалы	253,4	0,60
Покупные изделия	41673,82	99,48
Стоимость измененных деталей	5852,23	13,97
Возвратные отходы	6171,87	14,73
Топливо и энергия	28	0,07
Заработная плата основная	34,62	0,08
Заработная плата дополнительная	2,11	0,01
Отчисления на социальные нужды	11,38	0,03
Износ спецоснастки	19,5	0,05
Потери от брака	9,13	0,02
Содержание и эксплуатация оборудования	100,5	0,24
Цеховые расходы	53,6	0,13
Цеховая себестоимость	41893,38	100,00

Результатом экономического расчета явилось определение себестоимости изготовления задней подвески новой конструкции в условиях среднесерийного производства.

## Заключение

В дипломном проекте была произведена разработка задней подвески автомобиля LADA VESTA, производимого ограниченной серией.

Был произведен анализ конструкций задней подвески автомобиля различных автопроизводителей, изготовленных по схеме независимой подвески. Определены требования и характеристики конструкции подвески.

Для базового автомобиля, в рамках которого производится доработка задней подвески, произведен расчет тягово-динамических параметров. По результату произведенного расчета построены графики тягово-динамических и топливно-экономических характеристик. Результаты расчета представлены в пояснительной записке и вынесены на лист графической части.

Особенностью конструкций подобного рода является обеспечение большого хода, высокая энергоемкость и при этом максимально малый вес. В рамках выпускной квалификационной работы разработана задняя подвеска, на основе проведенного анализа существующих конструкций. Определены оптимальные геометрические параметры конструкции рычагов подвески, произведены кинематические и прочностные расчеты рычагов. Предполагается, что подвеска будет изготавливаться из конструкционных материалов, широко используемых в автомобиле строения – стали и сплавов.

Также произведен расчет наиболее ответственных деталей подвески, которые испытывают в процессе эксплуатации наибольшие нагрузки, и чья прочность является критической с точки зрения эксплуатации. Определены их прочностные характеристики.

Результаты произведенных расчетов и проектирования независимой подвески выносятся на листы графической части конструкторского раздела. На листах представлен как внешний вид независимой подвески, с необходимыми для понимания конструкции разрезами, так и необходимая детализация разрабатываемой конструкции.

В разделе безопасности рассмотрены вопросы безопасной эксплуатации модернизированного транспортного средства. Определены параметры безопасной эксплуатации, проведен анализ нормативной документации, определяющей параметры безопасного использования транспортного средства.

В экономическом разделе дипломного проекта произведен расчет капитальных затрат на проведение НИОКР. Также произведен анализ стоимости изготовления отдельных деталей модернизированной подвески. Рассчитаны экономические показатели проекта.

На основании проведенной работы, делаем вывод о выполненном задании в рамках дипломного проекта. Результаты проделанной работы в рамках дипломного проекта представлены в соответствующих разделах расчетно-пояснительной записки и на листах графической части.

## Список используемых источников

1. Анопченко, В. Г. Практикум по теории движения автомобиля [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В. Г. Анопченко. - 2-е изд., перераб. и доп. - Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2013. - 116 с. - ISBN 978-5-7638-2494-0.
2. Богатырев, А. В. Автомобили : учебник / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский ; под ред. проф. А.В. Богатырева. — 3-е изд., стереотип. — Москва : ИНФРА-М, 2019. — 655 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — [www.dx.doi.org/10.12737/2530](http://www.dx.doi.org/10.12737/2530). - ISBN 978-5-16-101092-1.
3. Безопасность и экологичность проекта/ Ю.Н. Безбородов [и др.] - Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2015. - 148 с. ISBN 978-5-7638-3176-4.
4. Березина, Е. В. Автомобили: конструкция, теория и расчет: Учебное пособие / Е.В. Березина. - М.: Альфа-М: НИЦ Инфра-М, 2012. - 320 с.: ил.; . - (ПРОФИЛЬ). ISBN 978-5-98281-309-1. - Текст : электронный.
5. Ведущие мосты тракторов и автомобилей: Учебное пособие / Кобозев А.К., Швецов И.И., Койчев В.С. - Москва :СтГАУ - "Агрус", 2016. - 64 с.
6. Волков, В.С. Конструкция автомобиля : учеб. пособие / В.С. Волков. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. - 200 с. - ISBN 978-5-9729-0329-0.
7. Лукаш, Ю. А. Экономические расчеты в бизнесе [Электронный ресурс] : большое практ. справ. пособие / Ю. А. Лукаш. - Москва : Флинта, 2012. - 210 с. - ISBN 978-5-9765-1369-3.
8. Мигаль, В. Д. Методы технической диагностики автомобилей : учебное пособие / В.Д. Мигаль, В.П. Мигаль. — Москва : ИД «ФОРУМ» : ИНФРА-М, 2020. — 417 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-100107-3.
9. Набоких, В. А. Испытания автомобиля : учебное пособие / В.А. Набоких. — 2-е изд. — Москва : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2020. — 224 с. —

(Среднее профессиональное образование). - ISBN 978-5-16-106839-7. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1087951> (дата обращения: 09.06.2020)

10. Огороднов, С.М. Конструкция автомобилей и тракторов : учебник / С.М. Огороднов, Л.Н. Орлов, В.Н. Кравец. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. - 284 с. - ISBN 978-5-9729-0364-1.

11. Огороднов С.М. «Конструкция автомобилей и тракторов»/ С.М. Огороднов, Л.Н Орлов, В.Н. Кравец // учебник, Изд-во Инфра Инженерия, 2019 – 284 с

12. Карташевич А.Н. «Тракторы и автомобили. Конструкция» / А.Н. Карташевич, А.В. Понталев, А.В. Гордеенко // учебное пособие, Изд-во Инфра-М, 2013 – 313 с.

13. Коханов, В. Н. Безопасность жизнедеятельности : учебник / В.Н. Коханов, В.М. Емельянов, П.А. Некрасов. — М. : ИНФРА-М, 2018. — 400 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — [www.dx.doi.org/ 10.12737/2883](http://www.dx.doi.org/10.12737/2883). - ISBN 978-5-16-100439-5.

14. Пантелеева, Е. В. Безопасность жизнедеятельности [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Е. В. Пантелеева, Д. В. Альжев. — Москва : ФЛИНТА, 2013. — 286 с. - ISBN 978-5-9765-1727-1.

15. Савич, Е. Л. Легковые автомобили : учебник / Е.Л. Савич. — 2-е изд., перераб. и доп. — Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2019. — 758 с. : ил. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-104387-5.

16. Савич, Е. Л. Системы оезопасности автомооилей : учебное пособие/ Е.Л. Савич, В.В. Капустин. — Минск: Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. — 445 с.: ил. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-104362-2.

17. Стуканов, В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля : учебное пособие / В.А. Стуканов. — Москва : ИД «ФОРУМ» : ИНФРА-М, 2020. — 368 с. — (Среднее профессиональное образование). - ISBN 978-5-16-101654-1.

18.Тарасик, В. П. Теория автомобилей и двигателей : учебное пособие / В.П. Тарасик, М.П. Бренч. — 2-е изд., испр. — Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. — 448 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-101224-6.

19.Высочкина, Л. И. Автомобили: конструкция, расчет и потребительские свойства [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие по курсовому проектированию / сост. Л.И. Высочкина, М.В. Данилов, В.Х. Малиев и др. - Ставрополь, 2013. - 68 с.

20.Гринцевич, В. И. Техническая эксплуатация автомобилей. Технологические расчеты [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В. И. Гринцевич. - Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2011. - 194 с. - ISBN 978-5-7638-2378-3.

21.Щелчкова, Н. Н. Практикум по безопасности жизнедеятельности. Часть II : учебно-практическое пособие / Н.Н. Щелчкова, Д.В. Натарова, Е.А. Романова. — Москва : ИНФРА-М, 2019. — 225 с. - ISBN 978-5-16-108275-1.

22.G. A. Einicke, Smoothing, Filtering and Prediction: Estimating the Past, Present and Future (2nd ed.), Prime Publishing, 2019

23.Bierbaum, O. J. Eine empfindsame Reise im Automobil / O. J. Bierbaum. — Санкт-Петербург : Лань, 2014. — 322 с. — ISBN 978-5-507-41136-8.

24. Erik Oberg, Holbrook L. Horton Machinery's Handbook: A Reference Book for the Mechanical Engineer, Designer, Manufacturing Engineer, Draftsman, Toolmaker, and Machinist. [Text] / Erik Oberg, Holbrook L. Horton. - Industrial Press, 2008

25. Chandler, A. Strategy and Strategik role for Purchasing rashekar [Text] / A. Chandler // The International Journal of Logistics Management 10, no. 2 (1999). – P. 27-40.

26. Ruger S. Transporttechnologie städtischer öffentlicher Personenverkehr [Текст] / S. Ruger. - 2., bearbeitete Auflage. - Berlin : Transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, 1978. - 152 s. : il.

27. Technical dictionary [Текст] : Automotive engineering : English, French, German, Arabic : 1204 word entries / compiled by A. M. Wahed. - Leipzig : Edition Leipzig, 1978. - 450 s. : ill.

28. Guglielmino, Emanuele. Semi-active Suspension Control Электронный ресурс : Improved Vehicle Ride and Road Friendliness // Emanuele Guglielmino, Tudor Sireteanu, Charles W. Stammers, Ghita Gheorghe, Marius Giuclea. - London :: Springer-Verlag, , 2008

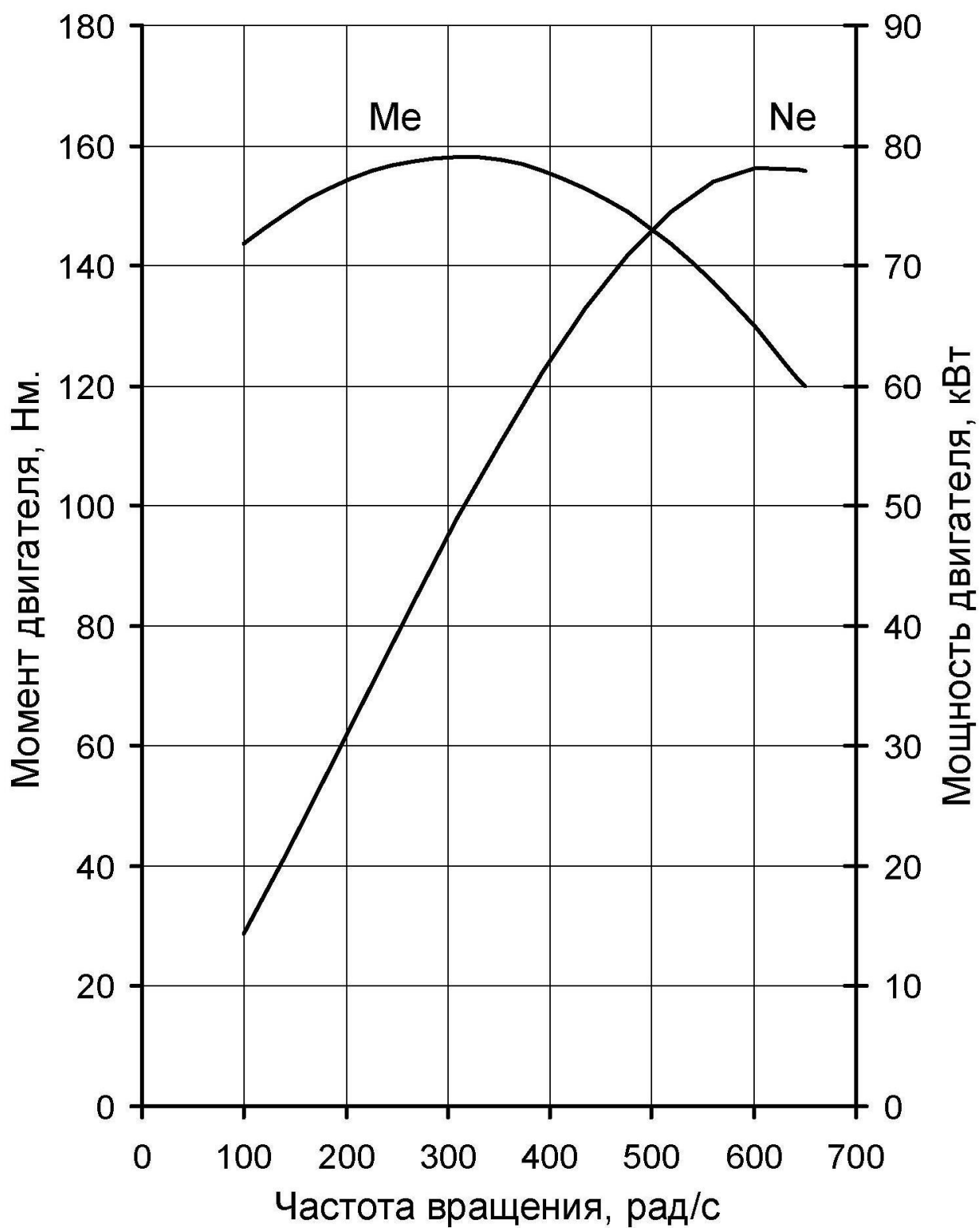
29. High-Speed Suspension System Health Monitoring Using Multi-Location Vibration Data //Hong, N.; Li, L.; Yao, W.; Zhao, Y.; Yi, C.; Lin, J.; Tsui, K.L.. In: IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems IEEE Trans. Intell. Transport. Syst. Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on. 21(7):2943-2955 Jul, 2020; USA: IEEE Language: English

30. Everyday English For Technical Students (Mechanical engineering, metallurgy and transport department) [Электронный ресурс]/ — Электрон. текстовые данные.— Самара: Самарский государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2019.— 350 с.

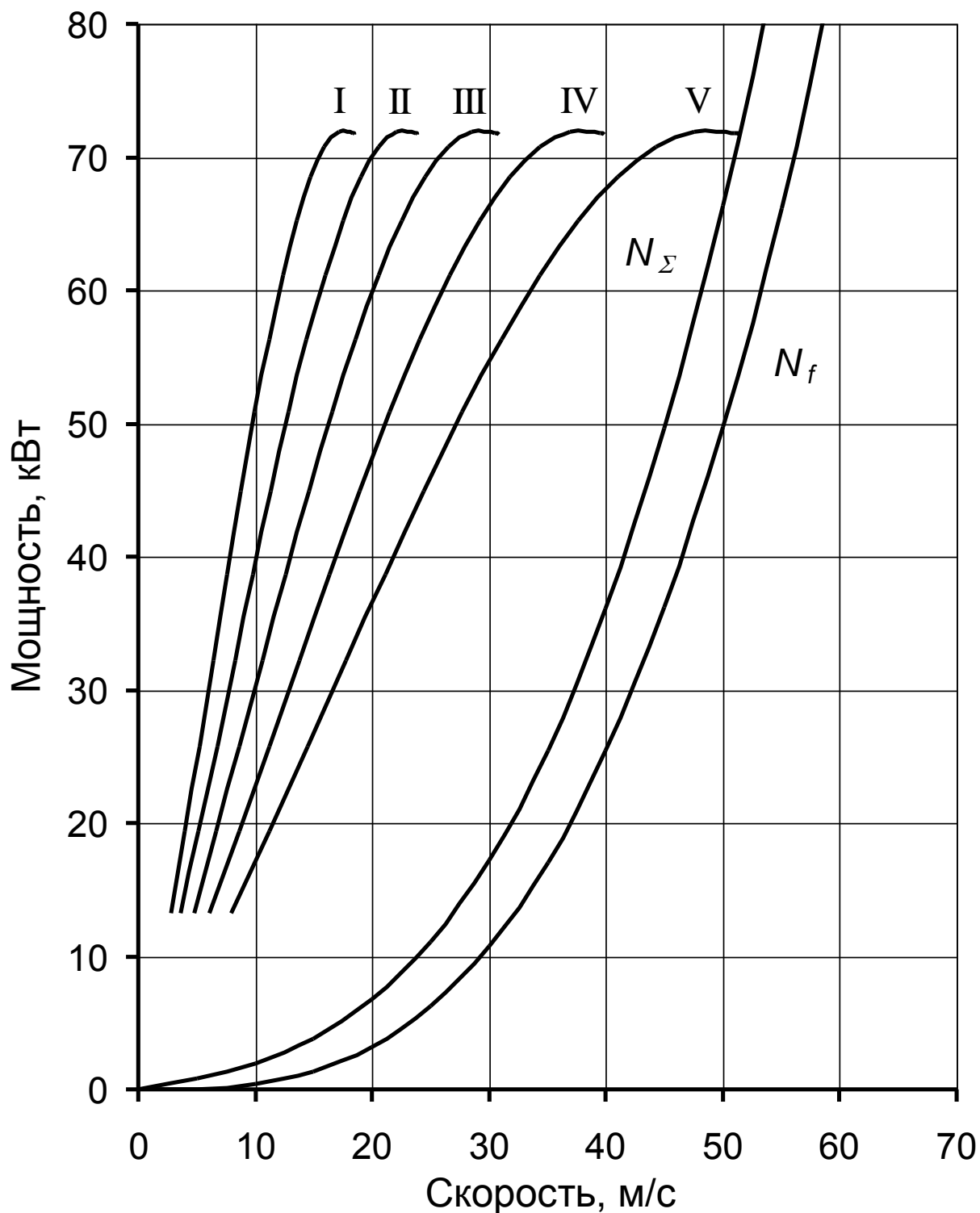


Приложение А  
Графики тягового расчета

Внешняя скоростная характеристика

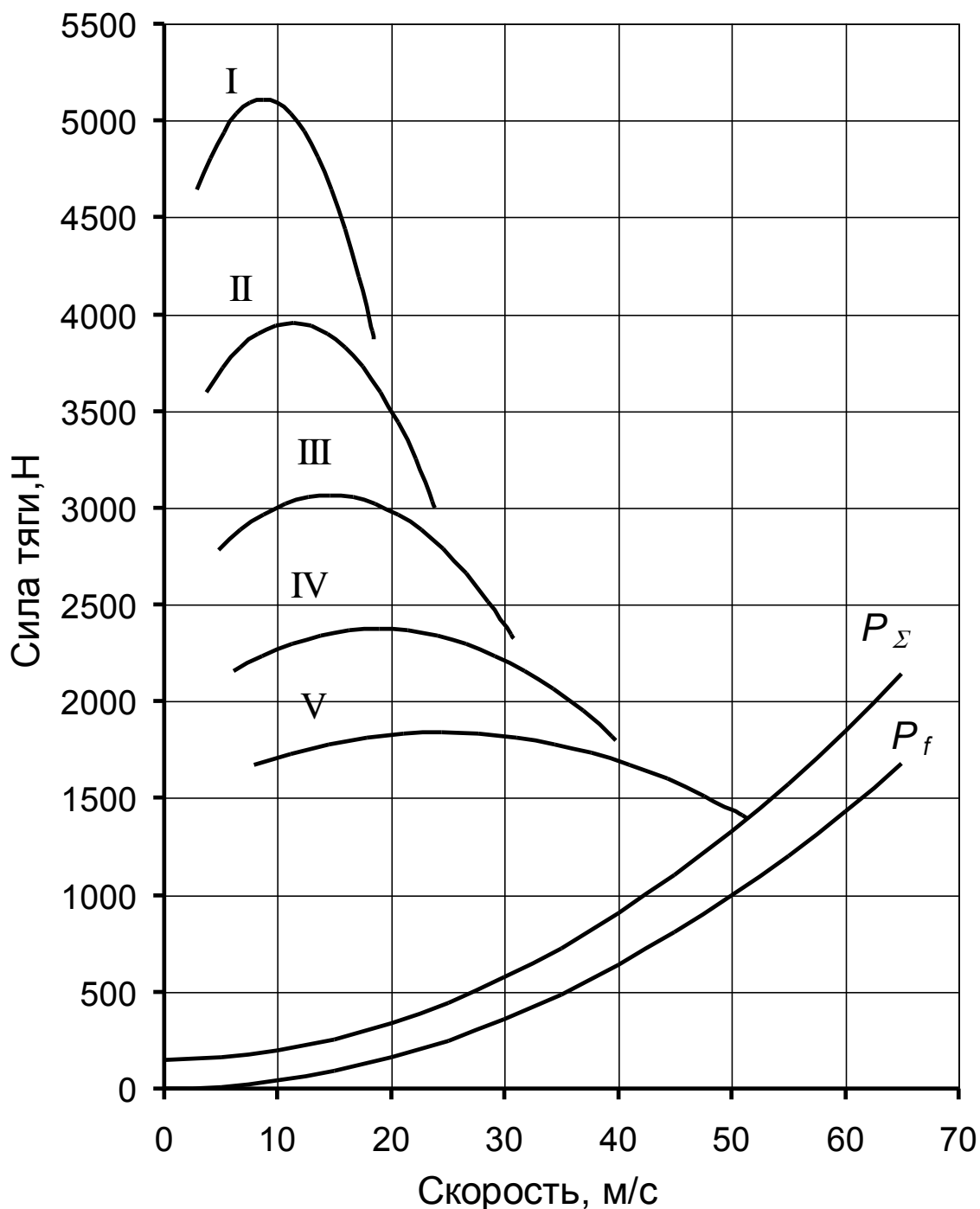


## Баланс мощностей



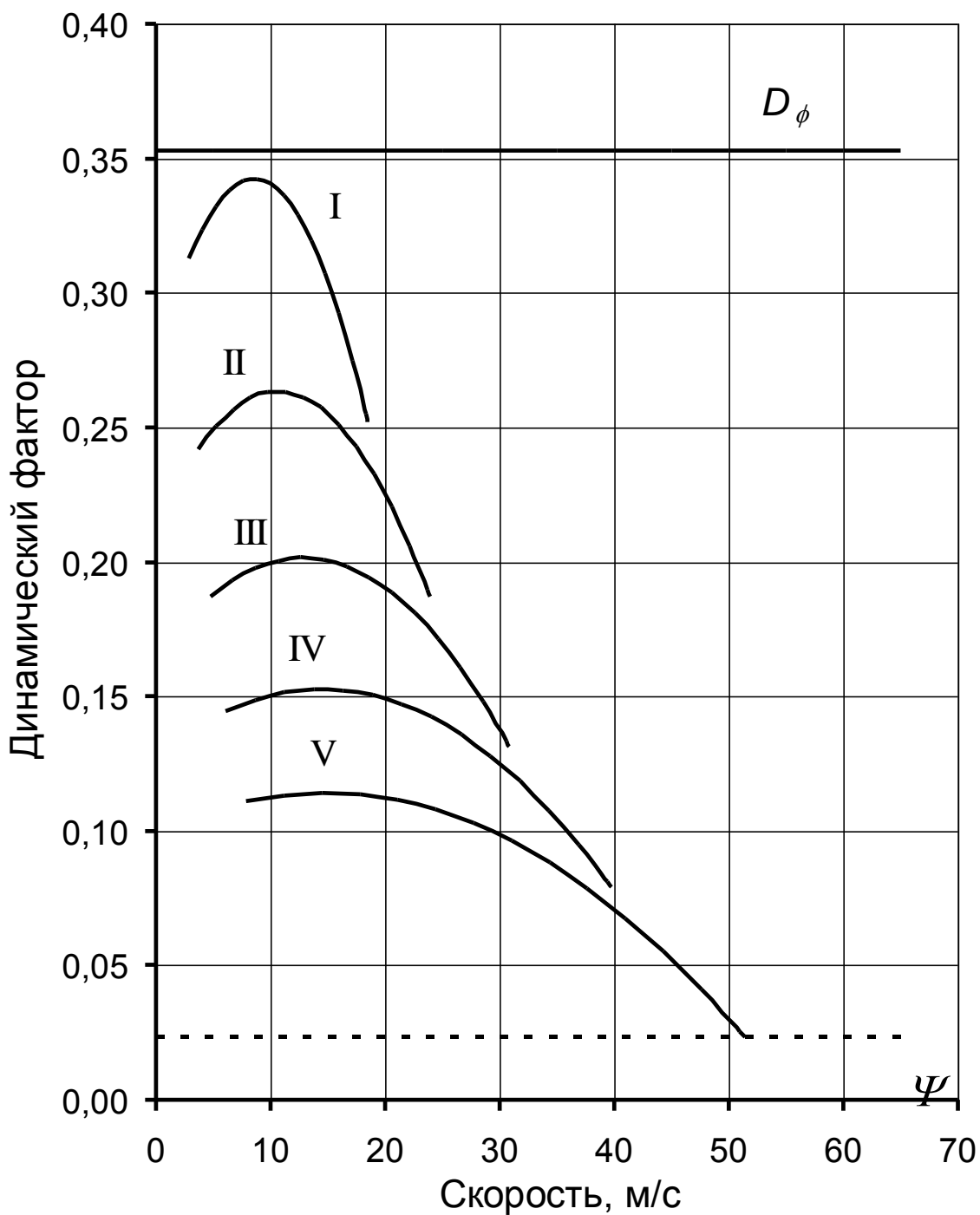
I - первая передача, II – вторая передача, III – третья передача, IV – четвертая передача, V – пятая передача,  $N_{\Sigma}$  – суммарная сила сопротивления движению,  $N_f$  – сила сопротивления воздуха

### Тяговый баланс



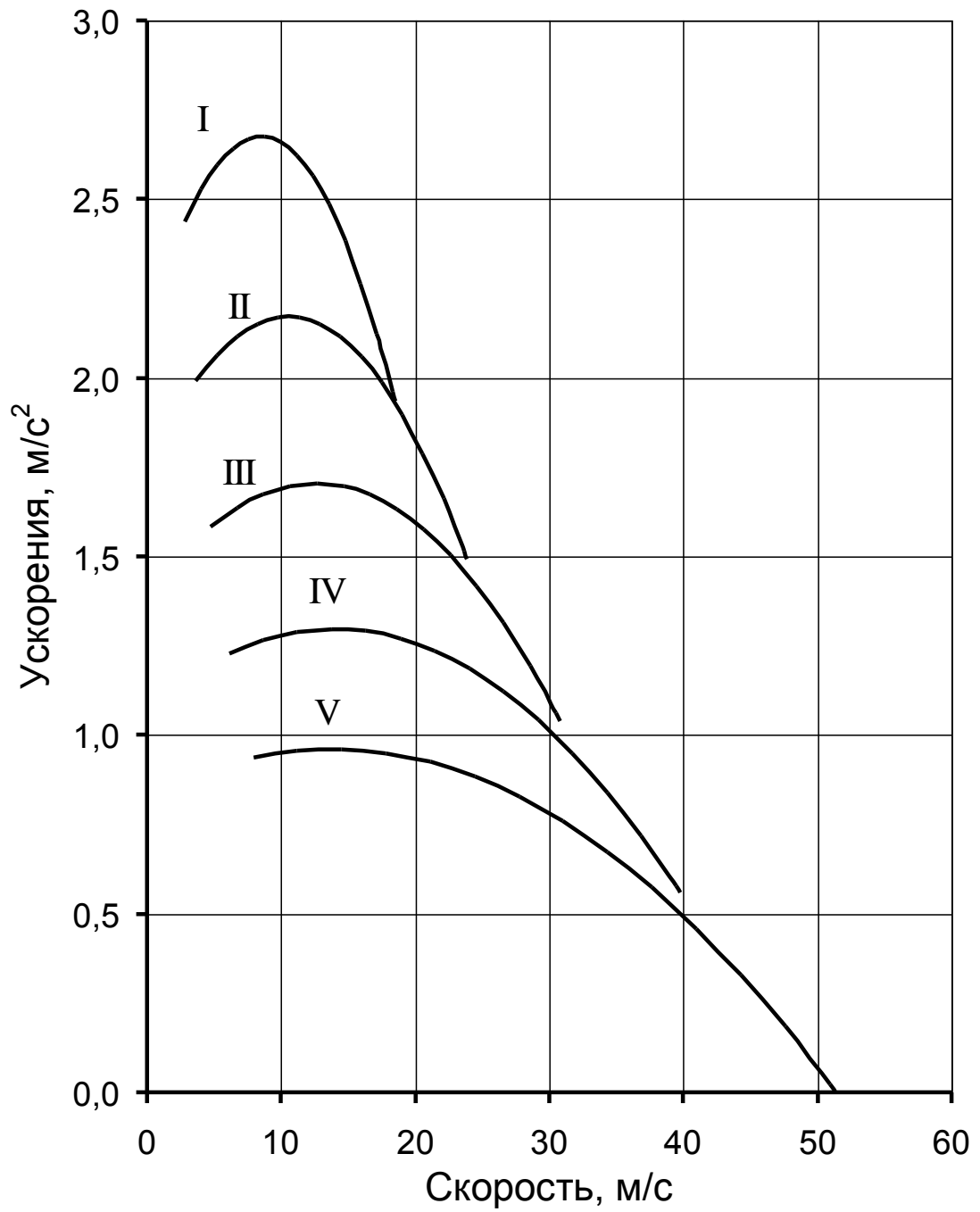
I - первая передача, II – вторая передача, III – третья передача, IV – четвертая передача, V – пятая передача,  $P_{\Sigma}$  – суммарная тяговая сила затрачиваемая для преодоления суммарной силы сопротивления движению,  $P_f$  – тяговая сила затрачиваемая на преодоление силы сопротивления воздуха

### Динамический баланс



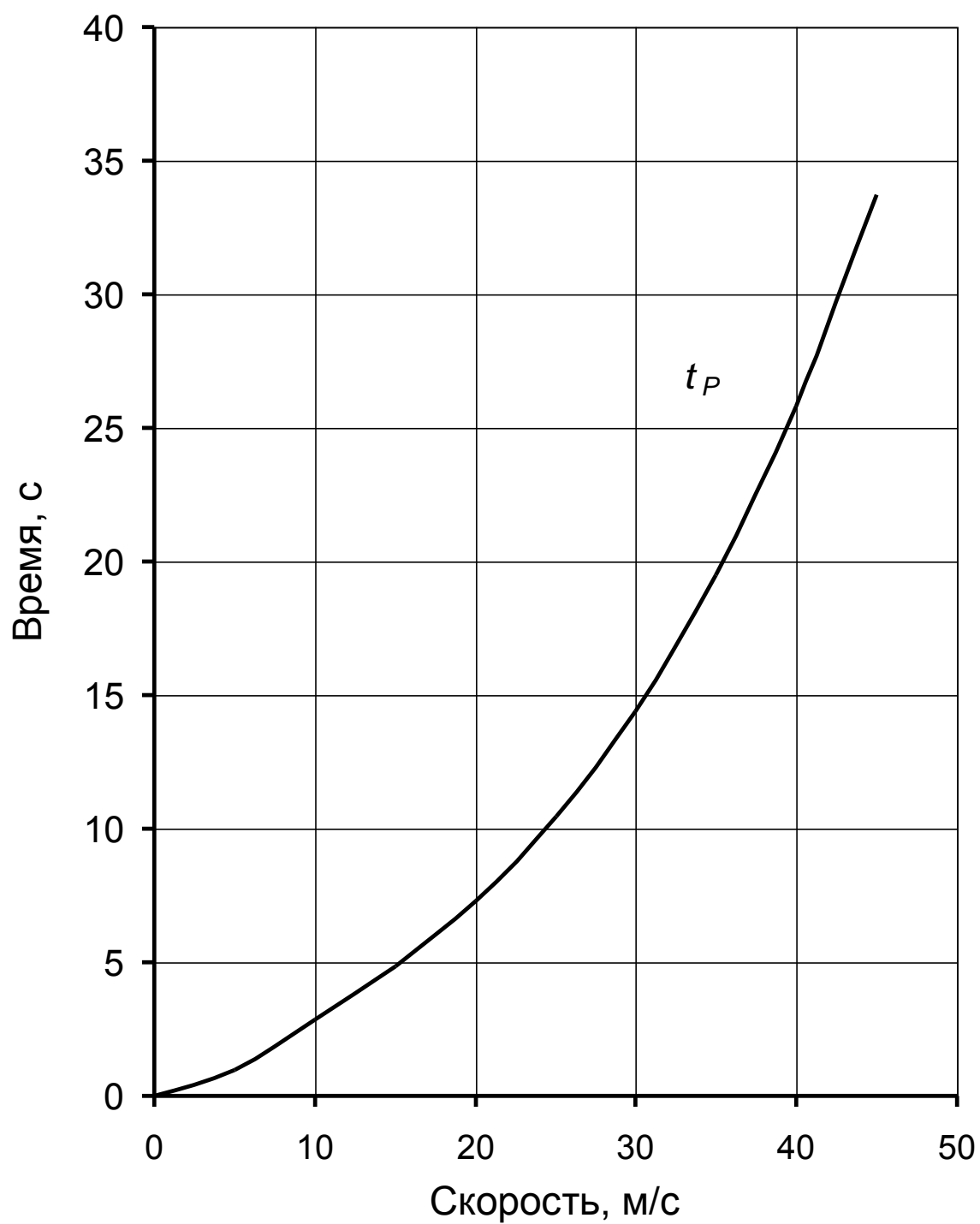
I - первая передача, II – вторая передача, III – третья передача, IV – четвертая передача, V – пятая передача,  $\psi$  – коэффициент сопротивления дороги,  $D_\phi$  – динамический фактор

### Ускорения на передачах

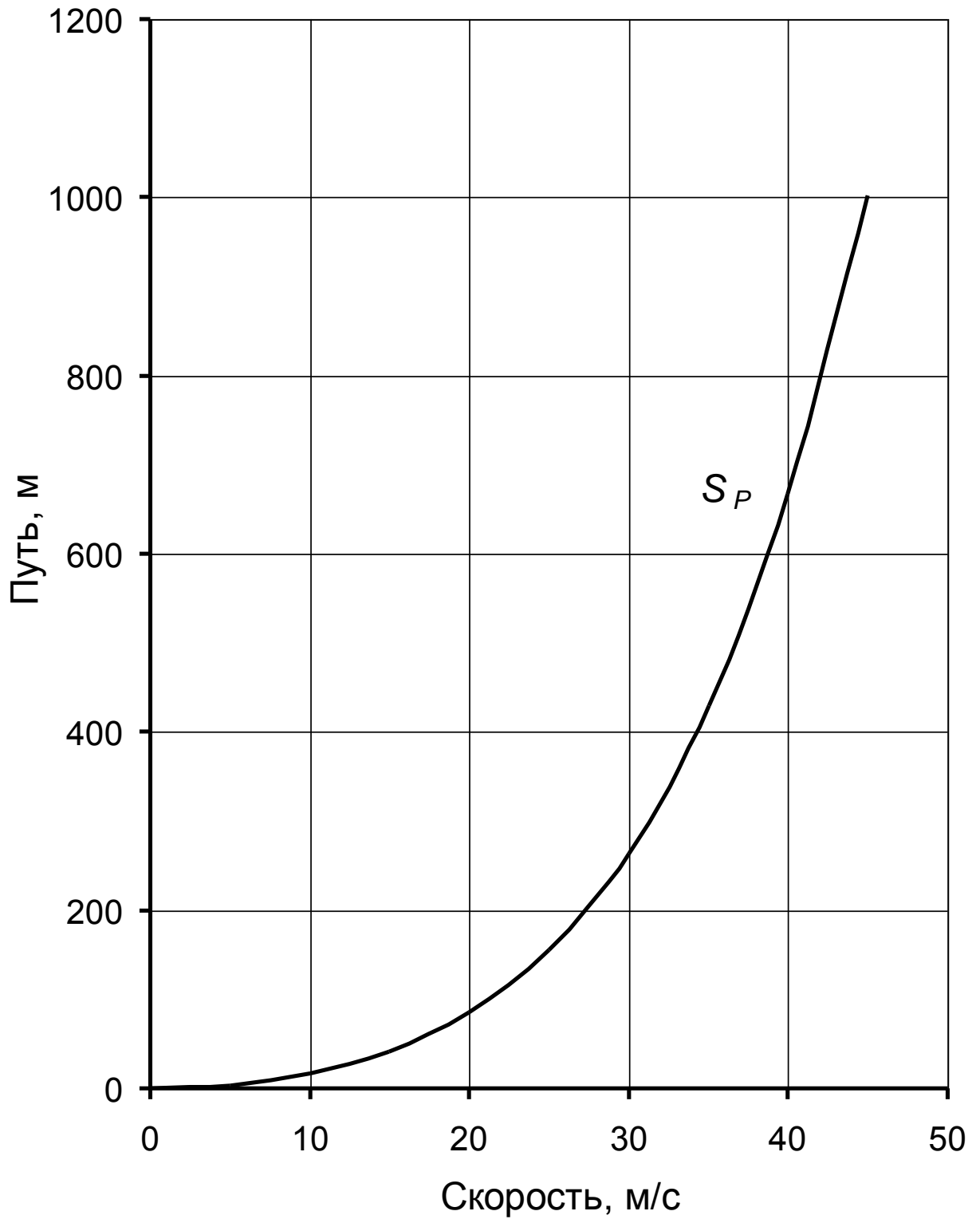


I - первая передача, II – вторая передача, III – третья передача, IV – четвертая передача, V – пятая передача

### Время разгона



### Путь разгона



Путевой расход топлива

