

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 Подвеска кроссового гоночного автомобиля на базе Шевроле Нива

Студент

Ю.А. Коновальцев

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

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

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

Консультанты

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

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

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

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

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

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

Тольятти 2020

Аннотация

В данной расчетно-пояснительной записке к дипломному проекту представлены расчеты модернизируемой подвески ВАЗ-2123 для использования ее на раллийной версии этого автомобиля.

Произведены исследования известных конструкторско-компоновочных решений подвесок автомобилей данного класса, в рамках которых обговорены основные параметры стэнда на основе проведенного сравнительного анализа с аналогами.

Выполнен тяговый расчет модернизируемого автомобиля.

В силовой и прочностной расчеты включаются все основные параметры узлов подвески, выбор и проверочный расчет основных элементов конструкции.

Рассмотрены вопросы безопасности проведения испытаний подвески. Произведен расчет себестоимости подвески, определен экономический эффект от ее внедрения.

По всем основным раздела представлены общие выводы, содержащиеся в заключении.

Annotation

In this calculation and explanatory note to the project, the calculations of the modernized VAZ-2123 suspension for its use on the rally version of this car are presented.

Studies of the well-known design and layout solutions for car suspensions of this class were carried out, within the framework of which the main parameters of the stand were discussed on the basis of a comparative analysis with analogues.

Traction calculation of the modernized car is performed.

In the power and strength calculations, all the main parameters of the suspension units, the selection and verification calculation of the main structural elements are included.

The safety issues of suspension testing are considered. The cost of the suspension was calculated, the economic effect of its implementation was determined.

For all the main sections, the general conclusions contained in the conclusion are presented.

Содержание

Введение.....	6
1. Техничко-экономическое обоснование проекта	9
1.1 Общая характеристика автомобиля	9
1.2 Требования к подвеске, общие требования предъявляемые к подвеске	12
1.3 Задачи конструирования	18
1.4 Область применения	18
2.Расчет тягово-динамической характеристики	19
2.1 Исходные данные расчетов.....	19
2.2 Расчет внешней скоростной характеристики.....	19
2.3 Выбор передаточных чисел трансмиссии.....	21
2.4 Силовой баланс автомобиля.....	22
2.5 Мощностной баланс автомобиля.....	25
2.6 Динамическая характеристика автомобиля.....	26
2.7 Характеристика ускорения автомобиля.....	28
2.8 Характеристика разгона автомобиля.....	30
2.9 Топливно-экономическая характеристика.....	32
3. Выбор типа подвески и расчет параметров работы	35
3.1 Обоснование выбора поперечной двухрычажной подвески с креплением амортизатора к верхнему рычагу.....	35
3.2 Обоснование выбора задней подвески.....	41
3.3 Кинематический анализ двухрычажной поперечной подвески.....	42
3.4 Расчет на плавность хода передней подвески.....	44
4. Конструирование и расчет подвески	46
4.1 Расчет сил, действующих на двухрычажной поперечной подвеске...	46
4.2 Расчет упругой характеристики подвески.....	61
4.3 Расчет на прочность верхнего и нижнего рычага.....	63
4.4 Расчет шарового пальца рычага.....	65

4.5 Расчет на долговечность шаровых соединений опор рычагов.....	66
5. Безопасность эксплуатации автомобиля при модернизированной подвеске ВАЗ-2123	68
5.1 Безопасность эксплуатации автомобиля.....	68
5.2 Проведение испытания автомобиля	68
5.3 Показатели управляемости и устойчивости автомобиля.....	69
5.4 Измерители управляемости автомобиля	77
6. Экономическое обоснование проекта	82
6.1 Цель проекта.....	82
6.2 Характеристика базовой конструкции.....	82
6.3 Характеристика проектируемой конструкции.....	83
6.4 Расчет затрат на проведение НИОКР	87
6.5 Расчет затрат на производство изделия	92
6.6 Исходные данные для расчёта затрат в производстве	92
6.7 Расчёт суммарной себестоимости изготовления ненужных деталей..	93
6.8 Расчёт себестоимости изготовления изменённых деталей.....	94
6.9 Расчёт суммарной себестоимости покупных изделий, применяемых в новой конструкции.....	95
6.10 Расчёт цеховой себестоимости изготовления новых деталей.....	95
6.11 Себестоимость цеховая изготовления проектируемой подвески	97
6.12 Техничко-экономические показатели проекта	97
Заключение	99
Список используемых источников	101
Приложение А Кинематический анализ подвески	105

Введение

«Автомобильный транспорт развивается качественно и количественно бурными темпами. В настоящее время ежегодный прирост мирового парка автомобилей равен 10-12 млн. единиц, а его численность - более 400 млн. единиц. Каждые четыре из пяти автомобилей общего мирового парка - легковые и на их долю приходится более 60% пассажиров, перевозимых всеми видами транспорта.

Помимо тех неоспоримых удобств, которые легковой автомобиль создает в жизни человека, очевидно общественное значение массового пользования личными автомобилями: увеличивается скорость сообщения при поездках; сокращается число штатных водителей; облегчается доставка городского населения в места массового отдыха, на работу и т. д.» [2]

«Современные методы расчетно-теоретических исследований позволяют на начальной стадии проектирования автомобиля и его агрегатов с большой достоверностью расчетным путем обеспечивать заданные функциональные характеристики будущего автомобиля.

Автомобильные транспортные средства подвергаются изменчивым и неожиданным внешним воздействиям при перевозках грузов и пассажиров. Поэтому оценивать конструкцию автомобиля приходится по множеству эксплуатационных свойств, а их совершенствование можно осуществлять только на основе более глубокого изучения рабочих процессов взаимодействия автомобиля с внешней средой при разных управляющих воздействиях.» [3]

«Во многих работах решены главные вопросы действительной оценки рабочих процессов автомобиля, реальной нагруженности агрегатов и систем, расчета элементов подвески, ускоренных испытаний автомобильной техники в условиях колебаний автомобиля от воздействия неровной дороги. Благодаря этому, теория автомобиля как научная дисциплина значительно развита. Тесная

связь переменных воздействий неровной дороги и возникающих колебаний, значительно приблизила методы проектирования и испытания новых моделей автомобилей к условиям реальной эксплуатации.» [1]

«Так, в настоящее время проектные расчеты строятся исходя из рассмотрения колебаний автомобиля как составной части сложной системы человек-автомобиль-дорога (ЧАД). Современная технология полигонных испытаний базируется на основе оценки динамических нагрузок основных агрегатов автомобиля, в процессе его колебаний при движении по специальным неровным дорогам.

За последние годы достигнуты существенные успехи в создании новых технологий, а изучение колебаний автомобиля и исследование подвесок получило значительное развитие — количественное и качественное. Стало возможным от изучения колебаний собственно автомобиля перейти к исследованию системы человек - автомобиль - дорога.» [5]

«Автомобиль как колебательная система находится в тесной взаимосвязи с дорогой, имеющей сложный микропрофиль. С другой стороны, колебания автомобиля влияют на человека и сохранность перевозимого груза. Эта связь взаимна: человек также влияет на колебания автомобиля. Водитель оценивает сложившуюся на дороге ситуацию, профиль дороги и состояние ее поверхности и может задавать те или иные скорость и траекторию движения автомобиля. Воздействия на ходовую часть и, в частности, на подвеску определяются дорогой, скоростью движения и той траекторией, которую выбирает водитель..» [2]

«На траекторию автомобиля влияют непосредственно дорога, а также параметры ходовой части. Изменение траектории автомобиля ощущается человеком. На траектории сказываются и перемещения кузова, прежде всего его поперечные крены. Приходится учитывать также воздействия кузова на ходовую часть и влияние автомобиля на дорогу, прежде всего на износ и деформацию ее поверхности.

Многолетний опыт показывает, что неровности дороги и вызываемые ими колебания кузова и колес автомобиля ведут, как правило, к ухудшению всех его эксплуатационно-технических качеств и к тем большему, чем хуже качество дороги.

Исследование нагрузочных режимов механизмов автомобиля необходимо для улучшения его надежности, прочности, тяговых качеств, экономичности, устойчивости, управляемости, плавности хода и др. Поэтому следует установить зависимости между колебаниями автомобиля и измерителями перечисленных эксплуатационно-технических качеств.» [5]

Для решения указанных проблем в работе предполагается провести исследования с целью выбора оптимальной конструкторско-компоновочной схемы подвески. Осуществить динамический расчет автомобиля для выбора значений характеристик подвески автомобиля.

Цель дипломного проекта: «Создание специального конкурентоспособного гоночного автомобиля для участия во внедорожных рейдах».

Достижение поставленной цели требует решения следующих задач:

1. Выяснить требования, предъявляемые к подвеске автомобиля;
2. Выявить основные тенденции и направления в проектировании систем подобного рода;
3. Сконструировать подвеску, способную эффективно работать в условиях экстремальных дорожных условий кроссовых гонок.
4. Рассмотреть методы использования результатов теоретических и экспериментальных исследований в решении задач инженерной практики.

Решение сформулированных задач отражают новизну теоретических и экспериментальных исследований в представленной работе.

1 Технико-экономическое обоснование проекта

1.1 Общая характеристика автомобиля

«В качестве объекта разработки в рамках выпускной квалификационной работ принят автомобиль ВАЗ-2123, предназначенный для участия в кроссовых гонках. Данная модель не является серийной, но сборка ее ведется на основе серийных узлов и деталей.» [2]

Таблица 1.1 - Техническая характеристика

Показатели	ВАЗ-2123 (кроссовая версия)
1	2
Общие данные	
Количество мест, чел	2
Масса снаряженного автомобиля, кг	1020
Полезная нагрузка, кг	470
Длина, мм	4 263
Ширина, мм	1 676
Высота, мм	1 430
Колесная база, мм	2 490
Колея передних колес, мм	1 400
Колея задних колес, мм	1 370
Дорожный просвет под масляным картером, мм	165
Максимальная скорость, км/ч	165
Время разгона с переключением передач до скорости 100 км/ч, сек	14
Двигатель	
Модель	2123
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	82•71
Рабочий объем, л	1,8

Продолжение таблицы 1.1

1	2
Степень сжатия	9,9
Число клапанов на цилиндр, шт.	2
Номинальная мощность, кВт	53
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, об/мин	5600
Максимальный крутящий момент, Н•м	103
Частота вращения коленчатого вала при максимальном кр. моменте, об/мин	3500
Минимальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	700-800
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Трансмиссия	
Сцепление	Однодисковое, сухое, с диафрагменной пружиной
Привод выключения сцепления	Тросовый беззазорный
Коробка передач	Пятиступенчатая, с синхронизаторами всех передач переднего хода. Главная передача цилиндрическая, косозубая. Дифференциал конический с двумя сателлитами.
Передаточные числа коробки передач Первая передача	3,636
Вторая передача	1,95
Третья передача	1,357
Четвертая передача	0,941
Пятая передача	0,784
Задний ход	3,5
Главная передача	3,706 или 3,937

Продолжение таблицы 1.1

Привод задних колес	Валами с шарнирами равных угловых скоростей
Привод передних колес	Валами с шарнирами равных угловых скоростей
Ходовая часть	
Передняя подвеска	Независимая рычажная, с телескопическими амортизаторными стойками, винтовыми цилиндрическими пружинами, поперечными рычагами с растяжками и стабилизатором поперечной устойчивости
Задняя подвеска	Независимая рычажная, с винтовыми цилиндрическими пружинами, телескопическими гидравлическими амортизаторами двухстороннего действия и продольными рычагами, упруго-соединенными поперечной балкой
Колеса	Дисковые, штампованные, литые
Размер обода колеса	6J-14H2
Шины	Радиальные, низкопрофильные, бескамерные
Размер шин	185/65R14
Давление в шинах, атм.	2,0
Нормы по токсичности	R-83, Евро-2, Евро-3
Коэффициент аэродинамического сопротивления	0,3
Расход топлива, л/100 км	
При 90 км/ч	5,2 - 5,0
При 120 км/ч	6,6 - 6,3
Городской цикл	8,9 - 8,8

1.2 Общие требования предъявляемые к подвеске

«Процесс движения автомобиля по дороге сопровождается воздействием микропрофиля дорожного полотна на кузов, узлы и агрегаты трансмиссии. Воздействие на кузов осуществляется через подвеску и шины. Данное воздействие характеризуется вертикальными, продольными и поперечными колебаниями кузова. Воздействие на узлы и агрегаты трансмиссии, которые передают крутящий момент от двигателя к ведущим колесам, характеризуется величиной крутильных колебаний (неравномерностью крутящего момента) в результате воздействия микропрофиля дороги на шины. Схема зависимостей таких воздействий представлена на листе графической части.

Основным источником возмущения этих колебаний является микропрофиль дорожного покрытия. Под микропрофилем дороги понимаются такие неровности, которые вызывают колебания элементов трансмиссии и автомобиля (без учета неподрессоренных масс) на элементах подвески. Неровности дороги, не вызывающие колебаний в трансмиссии и подвеске и гасящиеся в шине, при оценке микропрофиля дороги не принимаются во внимание.» [10]

«Подвеска, являясь промежуточным звеном между кузовом автомобиля и дорогой, должна быть лёгкой и наряду с высокой комфортабельностью, обеспечивать максимальную безопасность движения. Для этого необходимы точная кинематика колёс, лёгкость поворота управляемых колёс, а также изоляция кузова от дорожных шумов и жёсткого качения радиальных шин. Кроме этого необходимо учитывать, что подвеска передаёт на кузов силы, возникающие в контакте колеса с дорогой, поэтому она должна быть прочной.» [12]

«Детали, соединяющие опоры подшипника колеса с кузовом (рычаги, штанги и упругие элементы), должны удовлетворять этим требованиям.

Применяемые шарниры должны мягко поворачиваться, быть малоподатливыми и вместе с тем обеспечивать шумоизоляцию кузова. Рычаги должны передавать силы во всех направлениях, а также тяговые и тормозные моменты и быть при этом не слишком тяжёлыми или дорогими в изготовлении. Упругие элементы при эффективном использовании материала должны быть простыми и компактными и допускать достаточные хода подвески.

Передние колёса должны иметь возможно большие углы поворота, а ведущие колёса допускать установку на них цепей противоскольжения.» [6]

Требования, предъявляемые к подвескам автомобилей, участвующим во внедорожных рейдах и марафонских гонках.

Ход подвески

Тяжёлые условия внедорожных рейдов и марафонских гонок предъявляют к подвескам автомобилей ряд специфических требований, которые следует учесть при проектировании аналогичных подвесок.

Бездорожье – одно из главных особенностей данных соревнований предъявляет основное требование – большой ход подвески. Иначе невозможно движение с достаточно большой скоростью в условиях бездорожья, обеспечение требуемой плавности хода, бесперебойной работы подвески. Опыт прошлых соревнований показывает, что хода подвески должны быть не менее – 250 мм.

Упругая характеристика

«Упругая характеристика подвески – это зависимость нагрузки на колесо от хода колеса. Типичная характеристика упругости имеет вид показаний на рисунке 1.1. Хорошо видна прогрессивность характеристики, полученная за счёт буферов или дополнительных упругих элементов отбоя и сжатия.» [4]

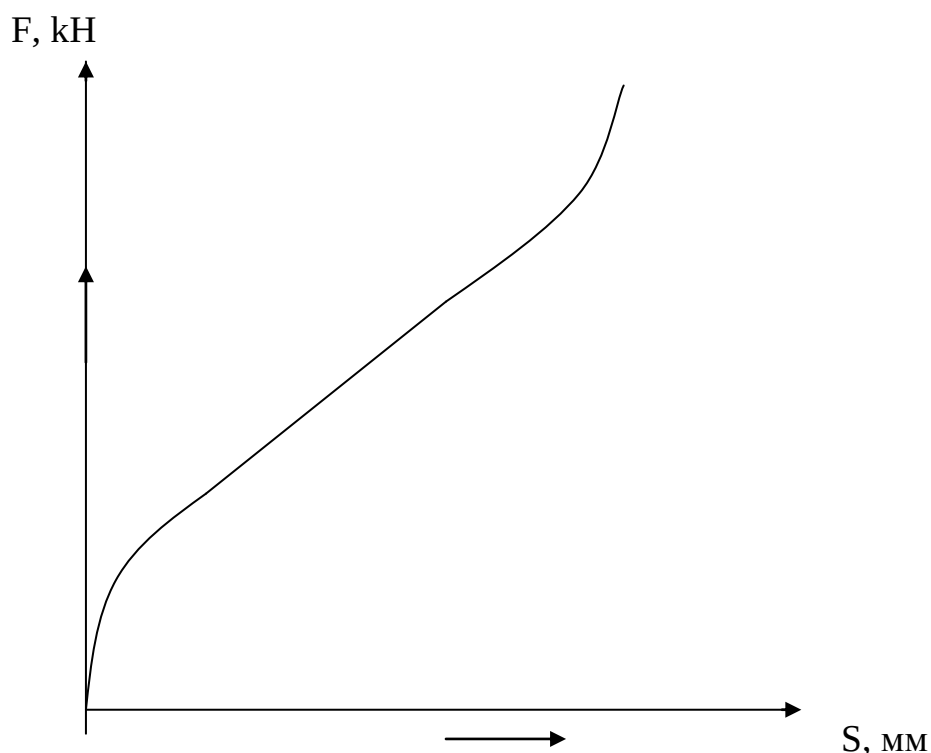


Рисунок 1.1 - Упругая характеристика подвески

«Для спортивных автомобилей кроме указанной прогрессивности необходимо, чтобы сам упругий элемент имел прогрессивную упругую характеристику. В отличие от линейной, при такой характеристике достигается наиболее благоприятная плавность хода. При использовании пружины в качестве упругого элемента, прогрессивную характеристику можно добиться следующими путями:» [4]

а) использование составных пружин с разными жесткостями: это наиболее дешёвый способ, хотя и не очень эффективный.

б) применение пружин с прогрессивной характеристикой; такая характеристика достигается за счёт:

1. переменного диаметра прутка.
2. конусная навивка пружины (моноблок).
3. переменного шага навивки.

По затратам это наиболее дорогостоящий метод.

Гасящая характеристика амортизатора

Характеристика сопротивления может быть прогрессивной (вверху), линейной (в середине), или дегрессивной (внизу), рисунок 1.2.

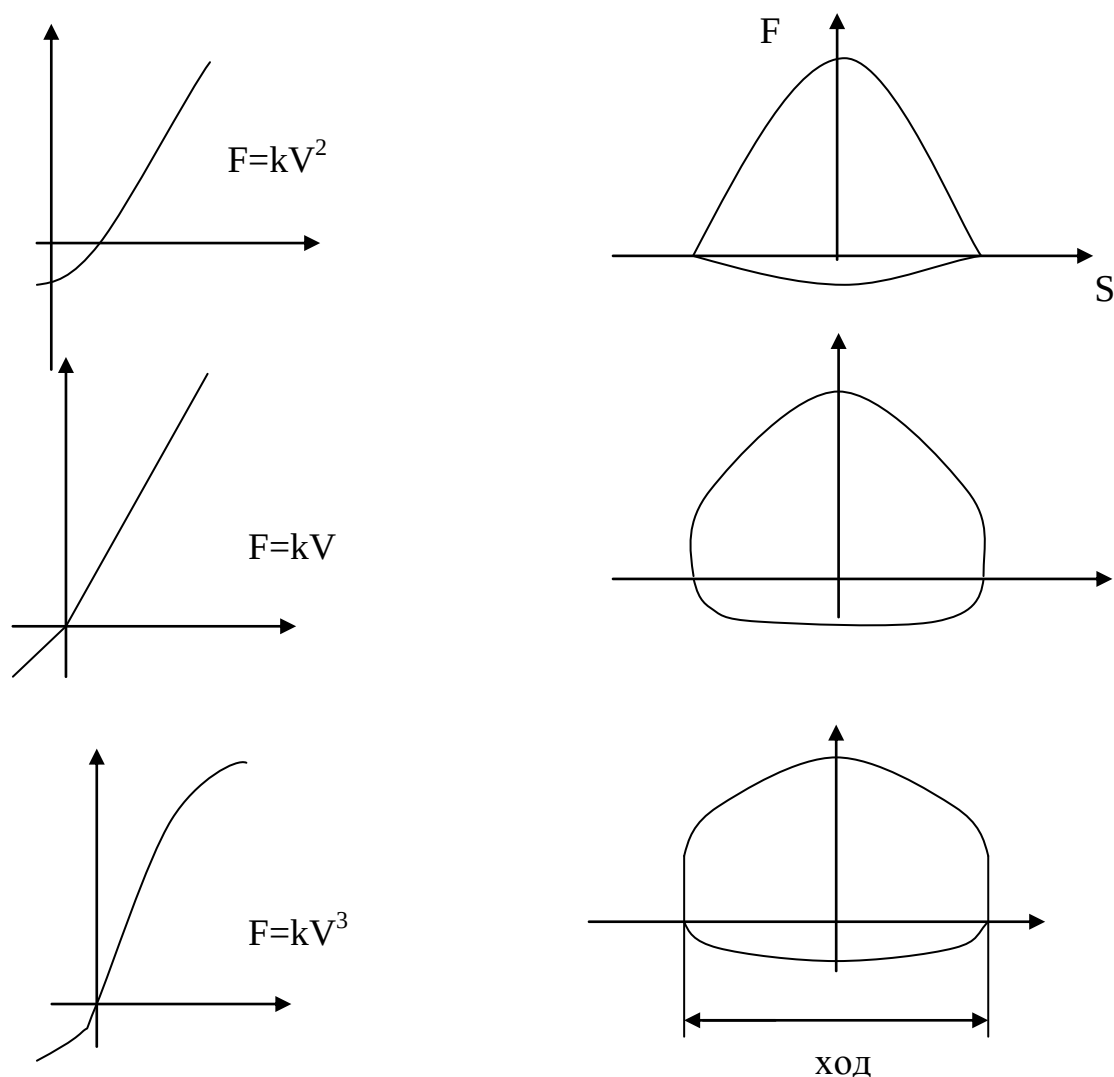


Рисунок 1.2 - Характеристики амортизаторов

«Амортизатор с дегрессивной характеристикой уже при небольшом ходе колеса и малой скорости поршня развивает усилие определённой величины, что, однако, связано с худшим поглощением мелких дорожных неровностей подвеской. Преимуществом является повышенное сопротивление боковым угловым колебаниям, то же касается и продольных. Преимущество прогрессивной характеристики заключается в том, что около нулевой точки силы имеют небольшое значение, что обеспечивает более мягкое качение даже относительно жёстких шин. Резкое нарастание сил при

повышенной скорости поршня приводит к увеличению коэффициента сопротивления K и связанному с этим повышению демпфирования как кузова, так и колеса. Последнее предотвращает подпрыгивание колёс и улучшает сцепление с дорогой на покрытиях плохого качества. Диаграмма получается угловатая, т.е. имеет меньшую площадь и поэтому меньшее среднее усилие в сравнение с максимальным. Линейная характеристика амортизатора может явиться хорошим компромиссным решением.» [12]

Отсюда очевидно, что используя линейную характеристику сопротивления и регулируя её можно добиться как регрессивную, так и прогрессивную характеристику.

Регулируемую гасящую характеристику можно добиться следующими путями:

1. Применять газонаполнённые амортизаторы и изменяя давление воздуха, регулировать силы сопротивления при ходах.
2. Регулировать силы сопротивления за счёт изменения сечений в клапанах.

Первый метод наиболее удобен и легко осуществим.

Надёжность и механическая прочность всех деталей подвески

Элементы подвесок воспринимают во время движения автомобиля большие нагрузки и для исключения поломок они должны быть надёжными и механически прочными, хотя выполняя эти требования приходится увеличивать массу автомобиля за счёт увеличения неподрессорных масс. При этом возрастает также стоимость узлов подвески. Для наиболее точного определения параметров узлов проводят прочностные расчёты.

«При расчётах на прочность сопоставляют фактические и допустимые напряжения, чтобы гарантировать долговечность детали и убедиться в том, что даже при максимальных нагрузках не произойдёт её пластической деформации. Фактически возникающие напряжения вызываются передаваемыми силами и моментами. Их величина зависит от размеров

деталей, т.е. от внешних факторов. Допустимые напряжения зависят от тех характеристик материала, которые он будет иметь в данной детали, т.е. речь идёт о возникающих в детали внутренних напряжениях.» [6]

Кинематическая характеристика подвески

Кинематическая характеристика подвески должна обеспечивать недостаточную поворачиваемость автомобиля, при которой уменьшается возможность заноса автомобиля при прохождении поворотов, также при недостаточной поворачиваемости автомобиль легко выровнять после прыжков и прохождения поворотов. При недостаточной поворачиваемости автомобиль представляет собой самоустанавливающуюся систему, что намного удобнее и приятнее спортсмену.

Подвеска должна обеспечивать благоприятное изменение развала и колёс при ходах подвески, при этом опоры рычагов должны быть «жёсткими», любая податливость здесь нежелательна.

Для уменьшения крена желательно конструктивно обеспечить малое плечо крена.

Обслуживание подвески

С эксплуатационной точки зрения подвеска должна обеспечивать:

- удобство обслуживания, лёгкий доступ ко всем элементам подвески;
- быстрый монтаж и демонтаж всех элементов подвески и особенно амортизаторных стоек т.к. часто приходится приспосабливать упругие и гасящие характеристики под данный участок дороги или под данного участника;
- удобство доступа к рулевому приводу и приводу колёс, которые часто выходят из строя.

Унификация задних и передних подвесок

Для снижения трудоёмкости обслуживания в соревнованиях и уменьшения затрат в производстве конструкция передней и задней подвесок должна обеспечивать возможно большую степень унификации по деталям.

1.3 Задачи конструирования

Исходя из анализа состояния вопроса, формулируются следующие задачи представляемой работы:

1. Выяснить требования, предъявляемые к подвеске автомобиля;
2. Выявить основные тенденции и направления в проектировании систем подобного рода;
3. Сконструировать подвеску, способную эффективно работать в условиях экстремальных дорожных условий кроссовых гонок.
4. Рассмотреть методы использования результатов теоретических и экспериментальных исследований в решении задач инженерной практики.

Решение сформулированных задач отражают новизну теоретических и экспериментальных исследований в представленной работе.

1.4 Область применения

Практическая ценность. Полученные результаты позволят использовать их в проектировании подвески для кроссовых автомобилей.

Практическое обоснование проводимых работ: повышенные требования к поведению автомобиля в сложных дорожных условиях на высокой скорости.

2 Расчет тягово-динамической характеристики

2.1 Исходные данные расчетов

Исходные данные для проведения тягово-динамического расчета приводятся в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Исходные данные расчетов

Наименование	Обознач.	Знач.	Ед. изм.
Снаряжённая масса	G _a	1020	кг
Количество мест		2	
Грузоподъемность	G _{пр}	460	кг
Максимальная скорость	V _{max}	47	м /с
Минимальная частота вращения	□(min)	80	рад/с
Максимальная частота вращения	□(max)	650	рад/с
Коэффициент обтекаемости	C _x	0,3	
Мак. преодолеваемый подъём	□	30	град.
КПД трансмиссии	□ _{тр}	0,92	
Ширина автомобиля	B	1,676	м
Высота автомобиля	H	1,640	м
Коэффициент сопр. качению	f	0,018	
Коэффициент сопр. дороги	□	0,032	
Коэффициент сцепления	□	0,8	
Число передач		5	
Момент инерции колеса	M _{ик}	1,20	кг•м ²
Момент инерции двигателя	M _{ид}	0,14	кг•м ²
Макс. мощность при 5600 об/мин	N _{max}	68	кВт
Макс. кр. мом. при 2900 об/мин	M _{max}	128	Н•м
Эмпирический коэффициент	к	1,2	
Эмпирический коэффициент	a=b=c	1	

2.2 Расчет внешней скоростной характеристики

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

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

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

где ρ - плотность воздуха.

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

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

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

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

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

где ω – 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

ω (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

Продолжение таблицы 2.2

1	2	3
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.

2.3 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.

Ввиду того, что в данном дипломном проекте производятся исследования серийного автомобиля, то данные для дальнейших расчетов можно взять из технического паспорта автомобиля.» [15]

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:

Радиальные шины по ГОСТ 4754-80 (175x70 R13).

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» [5]

2.4 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 :

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

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:

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

Сила сопротивления воздуха на 4 передаче:

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

Сцепной вес автомобиля:

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

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

Сила сцепления колес с дорогой на 1 передаче:

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

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

φ – 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:

$$P_d = G_a \cdot (f + i), \quad (2.12)$$

где i – уклон дороги;

f – коэффициент сопротивления качению.

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

где $f_0 = 0,012$

Силовой баланс автомобиля сведем в таблицу 2.3, где представим расчеты для каждой передачи.

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
6,50	12,12	17,41	25,11	30,13
6,95	12,96	18,62	26,85	32,23

Продолжение таблицы 2.3

1	2	3	4	5
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
Pr1 (H)	Pr2 (H)	Pr3 (H)	Pr4 (H)	Pr5 (H)
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

Продолжение таблицы 2.3

1	2	3	4	5
21,75	148,46	211,08	359,541	0,015
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.

2.5 Мощностной баланс автомобиля

«Под мощностным балансом автомобиля понимают графоаналитический метод решения уравнения движения автомобиля, связывающий величину тяговой мощности с мощностью сил сопротивления движению при заданных скоростях движения 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.» [15]

«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 $N_t = N_e \cdot \eta_{тр.}$ » [20]

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)
1	2	3	4	5
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

Продолжение таблицы 2.4

1	2	3	4	5
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.

2.6 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.» [20]

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

Произведенные расчеты динамической характеристики сводятся в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 - Динамическая характеристика автомобиля

D1	D2	D3	D4	D5
1	2	3	4	5
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

Продолжение таблицы 2.5

1	2	3	4	5
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

2.7 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:» [20]

$$f = 0,012 \cdot (1 + V a^2 / 2000) \quad (2.18)$$

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

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

«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 $(1/j)$.» [15]

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:

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

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью; V – скорость автомобиля, м/с.

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
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

Продолжение таблицы 2.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
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		
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		

2.8 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:» [20]

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

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 .» [2]

Путь разгона:

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

Общий путь разгона:

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

где $dP_p = 1$ – время переключения передачи

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 2.8-Характеристика разгона автомобиля

№ п.п	Тр (с)	Sp (м)	Va (км/ч)	№ п.п	Тр (с)	Sp (м)	Va (км/ч)
1	2	3	4	5	6	7	8
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

Продолжение таблицы 2.8

1	2	3	4	5	6	7	8
25	6,42	39,88	5,48	50	16,85	276,19	110,63

2.9 Топливно-экономическая характеристика

«Для получения топливно-экономической характеристики следует рассчитать расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной.» [20]

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

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

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 ρ_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:

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

«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:» [19]

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

где k_{CK} 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/

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

Топливно-экономическая характеристика автомобиля позволяет определить расход топлива в зависимости от изменения скорости движения. Она представляет собой график зависимости путевого расхода топлива от скорости автомобиля V_a .

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.» [21]

Данные расчета топливно-экономических показателей представлены в таблице 2.9.

Таблица 2.9 - Топливоно-экономическая характеристика

gp (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
1	2	3	4	5
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

3 Выбор типа подвески и расчет параметров работы

3.1 Обоснование выбора поперечной двухрычажной подвески с креплением амортизатора к верхнему рычагу

«Конструкция подвески зависит от того, для каких колёс она применяется: передних или задних, ведущих или нет.

Ходовая часть легкового автомобиля должна с запасом удовлетворять условиям движения, которые могут быть созданы двигателем. В условиях всё возрастающих ускорений, скоростей движения и замедления ходовая часть должна надёжно обеспечивать безопасность движения. Эти требования легче выполнить, применяя независимые подвески, которые имеют следующие основные преимущества:

- компактность;
- возможность кинематического или эластокинематического изменения схождения колёс в направлении недостаточной поворачиваемости;
- небольшая масса;
- отсутствие взаимовлияния колёс

Поперечные и продольные рычаги независимых подвесок обеспечивают желательные кинематические характеристики колёс при ходах сжатия и отбоя и осуществляют передачу сил на кузов.» [11]

Выбор типа передней подвески произведём, сравнивая два вида подвесок, наиболее применяемых в автомобилях:

- подвеска на двойных поперечных рычагах;
- подвеска на направляющих пружинных и амортизаторных стойках.

Сначала проведём анализ применения различных подвесок крупнейшими производителями автомобилей в передней и задней подвесках

полноприводных автомобилей. Данные анализа по автомобилям разных марок сведём в таблицу 3.1.

Как видно из таблицы, предпочтение в передней подвеске отдаётся подвеске на двойных поперечных рычагах. Сравнение двухрычажной подвески и подвески на направляющих пружинных стойках произведём с учётом всех требований к подвескам марафонских машин, а именно:

- конструкции;
- управляемости и устойчивости;
- кинематике;
- прочностно-несущим свойствам;
- обслуживаемости;
- унификации передней и задней подвесок;

Таблица 3.1 -Типы подвесок полноприводных автомобилей

Автомобиль	Передняя подвеска		Задняя подвеска				
	2-х рычажная подвеска	Подвеска на направляющих пружинных стойках	2-х рычажная подвеска	Подвеска на направляющих пружинных стойках	Подвеска на продольных рычагах	Подвеска на косых рычагах	Зависимая подвеска
Альфа-Ромео		+					+
БМВ	+					+	
Лянча		+		+			
Пежо	+		+				
Мицубиси	+		+				
Рено	+		+				+
Ситроен	+						
Субару		+		+			
Фиат		+					+
Фольксваген		+				+	
Форд	+		+				
Мерседес	+						+
ВАЗ	+						+

Подвеска на двойных поперечных рычагах имеет два поперечных рычага с каждой стороны, имеющие поворотные опоры в раме, рисунок 3.1. Наружные концы рычагов в случае передней подвески соединяются посредством шаровых шарниров с поворотной цапфой или кулаком. Крепление амортизаторной стойки возможно на оба рычага.

«Направляющая пружинная стойка представляет собой дальнейшее развитие подвески на двойных поперечных рычагах. Верхний рычаг здесь заменён точкой крепления на брызговике крыла кузова, где опирается шток стойки и пружина подвески, рисунок 3.1. В этой точке воспринимаются силы во всех направлениях, которые со своей стороны вызывают нагружение штока на изгиб.» [20]

Основное преимущество направляющей пружинной стойки состоит в том, что все детали, выполняющие упругую работу и направляющие функции должны быть объединены в одну монтажную единицу, т.е. детали:

- чашка для опоры нижнего конца пружины;
- дополнительные упругие элементы;
- демпфер;
- опора подшипника колеса.

С точки зрения конструкции подвесок можно сказать, что подвеска на направляющей пружинной стойке более предпочтительна, т.к.:

- содержит меньше узлов;
- легче;
- меньше усилия в точках крепления Е и D к кузову, за счёт большого расстояния С.

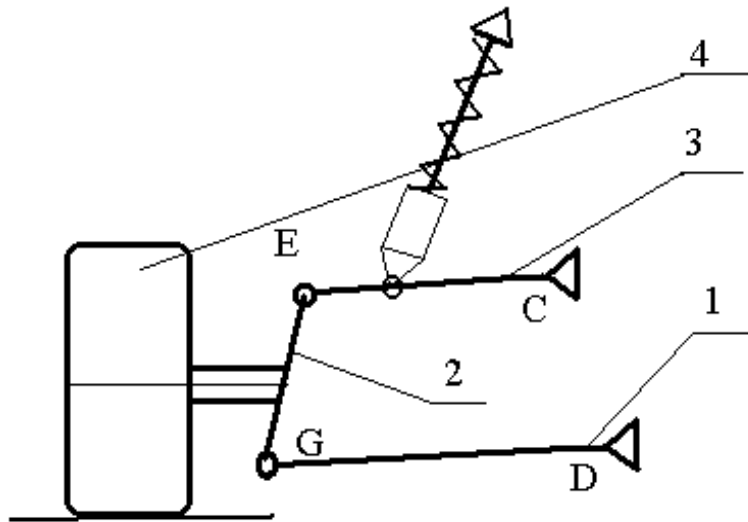


Рисунок 3.1 - Поперечная двухрычажная подвеска

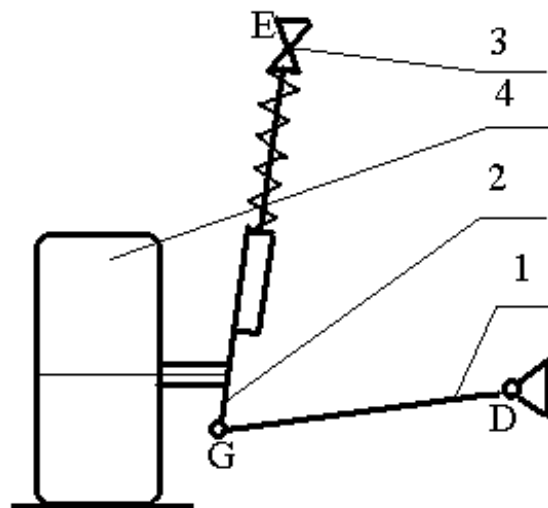


Рисунок 3.2 - Подвеска на направляющей пружинной стойке

Хотя есть и недостатки:

- восприятие усилий и колебаний брызговиками, т.е. передней частью кузова;
- затруднённая изоляция от дорожных шумов;
- меньшая возможность достаточного противодействия продольному крену при торможении;

- трение между штоком и его направляющей, ухудшающее упругое действие;
- неблагоприятно длинные рулевые тяги при верхнем расположении реечного рулевого механизма;
- большая чувствительность к дисбалансу и биению шин.

С точки зрения управляемости и устойчивости, подвеска на двойных поперечных рычагах имеет более лучшие характеристики, взаимным положением двух рычагов можно определить или установить требуемую высоту как центра поперечного крена, так и центра продольного крена, при этом незначительно изменятся кинематические характеристики, что нельзя сказать о подвеске на направляющей пружинной стойке. Например, для изменения высоты крена придётся изменить или наклон рычага, или стойки, но за счёт этого ухудшаются кинематические характеристики. Различные аспекты этого представлены на рисунках 3.3., 3.4. и 3.5.

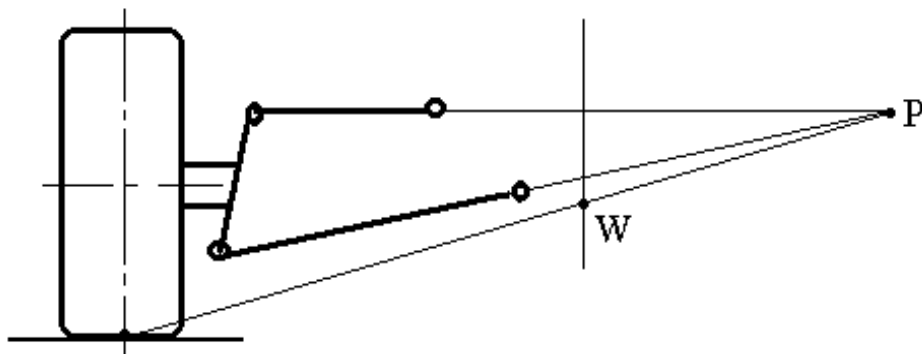


Рисунок 3.3 – Центр поперечного крена 2-х рычажной подвески.

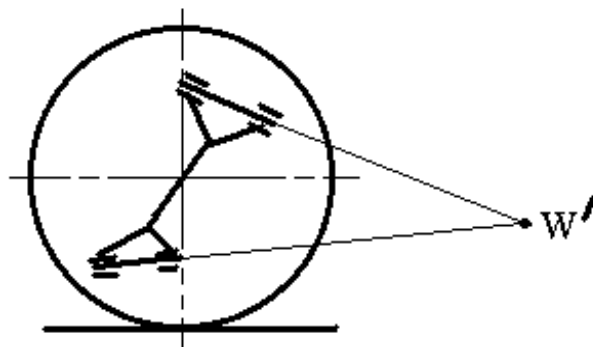


Рисунок 3.4 – Центр продольного крена 2-х рычажной подвески.

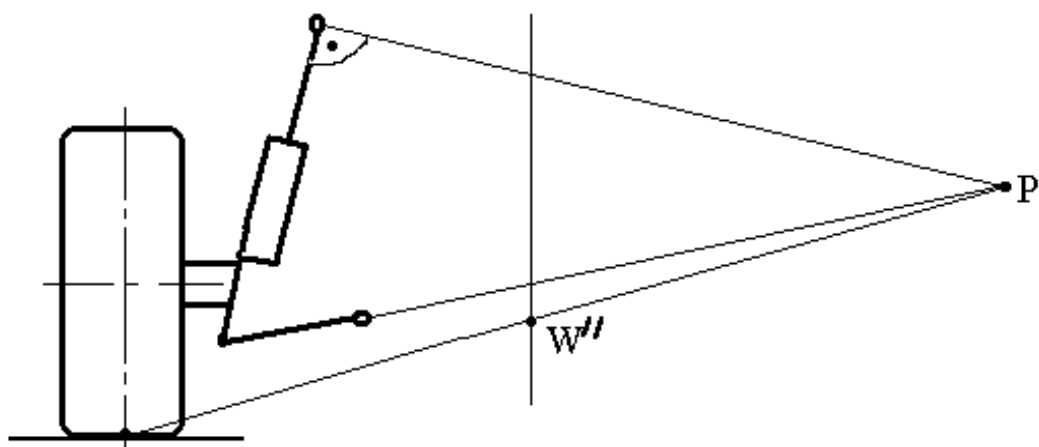


Рисунок 3.5 – Центр поперечного крена подвески с направляющей пружинной стойкой.

Лучшие кинематические характеристики имеет 2-х рычажная подвеска. За счёт различных длин рычагов и углов их расположения можно влиять на угловые перемещения колёс при ходах отбоя и сжатия, т. е. На изменение развала и колеи. Труднее это сделать в подвеске на направляющих пружинных стойках, т.к. более короткий рычаг и стойка имеют менее узкий предел точек крепления к кузову и между собой, не позволяя получить более приемлемые характеристики при больших ходах подвески.

Поэтому подвеска с направляющей пружинной стойкой применяется часто в подвесках с малыми ходами, где изменения развала и колеи ещё недостаточно велики.

Ведущие фирмы по производству автомобилей и особенно малые фирмы, занимающиеся марафонскими автомобилями уже много лет работают в области унификации конструкции подвески. Решение этой проблемы намного упрощает задачи, особенно в сфере производства и сборке узлов подвески.

Унификация передней и задней подвесок позволяет быстро заменить вышедший из строя узел с наименьшими потерями времени в условиях гонок. Кроме того, это сказывается на затратах при производстве этих узлов. С этих позиций 2-х рычажная подвеска наиболее приемлема для аналогичных автомобилей, хотя в мире имеются наработки по применению подвески с направляющей пружинной стойкой в задней подвеске.

3.2 Обоснование выбора задней подвески

Учитывая многолетний опыт работы зарубежных фирм в области марафонских и кроссовых автомобилей в качестве задней подвески, могут быть применены подвеска на двойных поперечных рычагах и подвеска на косых рычагах. В большинстве случаев применяется подвеска на поперечных рычагах, которая позволяет сохранять требуемые кинематические характеристики при ходах подвески более 250 мм, что нельзя сказать о подвеске на косых рычагах. Кроме того, при применении подвески на двойных поперечных рычагах возможна и желательна унификация рычагов нижних и верхних, ступенчатого узла, только при изменении точек крепления рычагов на кузове для согласования передних и задних подвесок для обеспечения требуемой устойчивости и управляемости.

И несмотря на некоторые преимущества подвески на косых рычагах, таких как:

- хорошая завязка с приводом колёс;
- малый продольный крен при торможении;
- малый «подлом» наружного колеса при повороте, её плохие

кинематические характеристики, а именно, значительные изменения развала и колеи при больших ходах подвески и неблагоприятные «подломы» рычагов под действием боковых сил не позволяют использовать её в качестве задней подвески.

3.3 Кинематический анализ двухрычажной поперечной подвески

Анализ кинематики подвески необходим для определения изменений развала схождения и колеи при ходах подвески. Анализ кинематики можно провести графическим и расчётным путём.

Графический путь наиболее нагляден, но долгий метод.

Расчётным путём можно быстро проанализировать подвеску, выбрав наиболее приемлемую кинематику, так как легко можно изменять точки крепления рычагов на кузове и их взаимные положения.

Проведём графический анализ подвески. Для расчёта на специализированной компьютерной программе зададим точки крепления рычагов на кузове, их положение на поворотном кулаке, точку крепления рулевой тяги на кулаке, а также на реечном механизме, статический радиус колеса, хода подвески, а также максимальные углы поворота наружного и внутреннего колес.

Координаты точек задаём в трёхмерном пространстве. Автомобиль условно рассекаем тремя плоскостями X, Y, Z, как на рисунке 3.6.

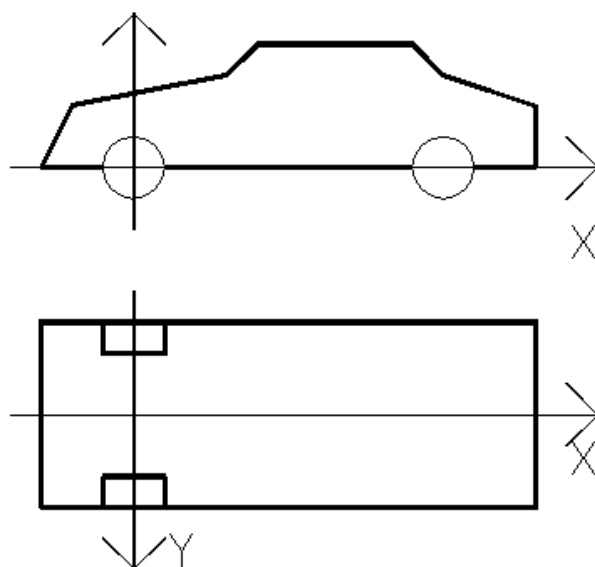


Рисунок 3.6 - Сечение автомобиля по плоскостям X, Y, Z

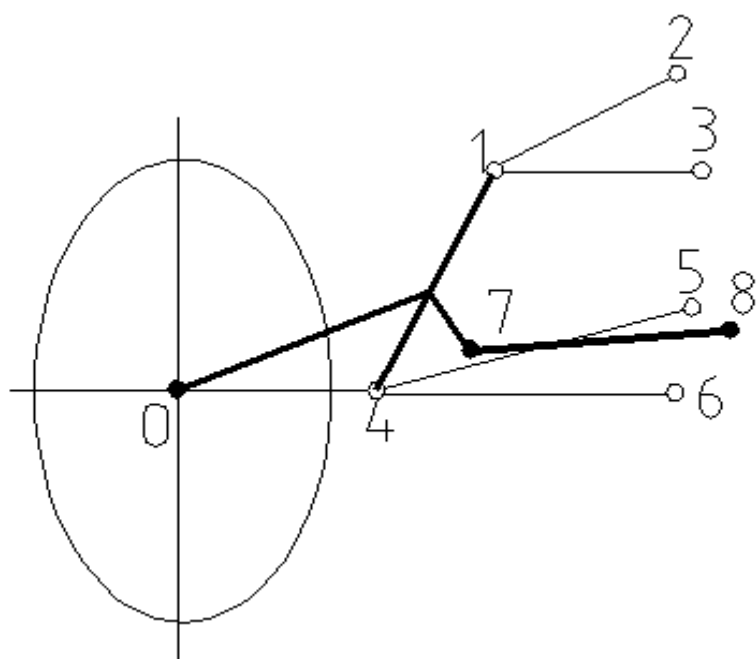


Рисунок 3.7 - Координаты точек для кинематического анализа подвески

3.4 Расчет на плавность хода передней подвески

Оценочные параметры плавности хода автомобиля должны характеризовать воздействие колебаний на водителя. Сейчас принято, что показателями плавности хода являются вертикальные ускорения, действующие на водителя и пассажиров и частоты собственных колебаний поддрессорной массы автомобиля.

В данном расчёте будут определены среднеквадратичные значения ускорений в октавных полосах частот, а также среднеквадратичное ускорение для автомобиля. Расчёты будут вестись для передней подвески автомобиля. Полученные значения будут сравнены с допустимым уровнем вибраций, определяемыми ГОСТом 12.1.012 – 78 «Вибрация. Общие требования безопасности» и стандартом 2631 ISO «Вибрация, передаваемая человеческому телу». Стандарт 2631 устанавливает допустимые значения вертикальных среднеквадратичных виброускорений, дифференцированные по длительности воздействия, в нашем случае для:

а) 8 часов б) 2,5 часов в) 1 часа.

Исходные данные для расчёта на ЭВМ.

Масса пордрессоренная, действующая на переднюю ось: $M = 6800 \text{ Н}$

Масса неподрессоренная передней оси: $m = 1000 \text{ Н}$

Жёсткость подвески: $C_p = 74285 \text{ Н/м}$

Коэффициент демпфирования подвески: $K_p = 1976 \text{ Н}\cdot\text{С/м}$

Жёсткость шины: $C_k = 90\,000 \text{ Н/мм}$

Коэффициент демпфирования шины: $K_k = 65,8 \text{ Н}\cdot\text{С/м}$

Масса водителя: $m_b = 750 \text{ Н}$

Расчёт ведём для двух типов дорог:

- Асфальтобетон при скоростях: 50, 100, 150, 200 км/ч
- Булыжник при скоростях: 50, 100, 150 км/ч

Данные полученные расчётом на компьютере с использованием специализированной расчетной программы сведём в таблицу 3.2 и график на лист графической части выпускной квалификационной работы.

Таблица 3.2-Среднеквадратичные ускорения

Частота воздействия, Гц	Среднеквадратичные ускорения поддресоренной <i>M</i> .						
	Асфальто - бетон				Бульжник		
0,5	0,045	0,044	0,04	0,036	0,0634	0,05	0,04
1	0,56	0,04	0,41	0,394	0,59	0,56	0,49
2	0,33	0,44	0,39	0,399	0,53	0,58	0,55
4	0,166	0,26	0,376	0,398	0,34	0,45	0,48
8	0,14	0,16	0,2	0,262	0,24	0,34	0,39
16	0,06	0,09	0,11	0,13	0,138	0,19	0,24
32	0,03	0,05	0,06	0,07	0,075	0,12	0,13
64	0,02	0,03	0,037	0,043	0,046	0,65	0,069
	50	100	150	200	50	100	150
	Va скорость автомобиля, км/ч						

Применим также предлагаемую нами качественную оценку плавности хода по среднеквадратичному ускорению на всех сиденьях автомобиля и предусматривающую две нормативные величины: норма А – по плавности хода соответствие высшим достижениям автотехники и норма Б – конкурентоспособная автотехника.

Полученные при расчётах данные сведём в таблицу со сравниваемыми данными. Ускорения в автомобиле не должны превышать указанных в таблице 3.3 величин при скорости 100 км/ч по обоим видам дорог.

Таблица 3.3 - Количественная оценка ускорений

Нормы	Тип дороги	Среднеквадратичные ускорения, м/с ²	
		Нормативные	Расчётные
А	Асфальтобетон	0,75	0,55
Б		1	
А	Бульжник	1	0,78
Б		1,5	

4 Конструирование и расчет подвески

4.1 Расчет сил, действующих на двухрычажной поперечной подвеске

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

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.

Прогиб рычагов подвески:

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

Жёсткость шины отсюда:

$$C_R = N_R / f_3 = 9000 / 37 = 237 \text{ Н/мм}$$

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

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

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

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

Коэффициент боковых сил M_{F1} для определения боковой силы S_1 , имеющей знакопеременный характер, находим по рис. как функцию нагрузки на колесо при $N_v = 3400$ Н.

$$M_{F1} = 0,34$$

$$S_1 = N_v \cdot M_{F1} = 3400 \cdot 0,34 = 1156 \text{ Н}$$

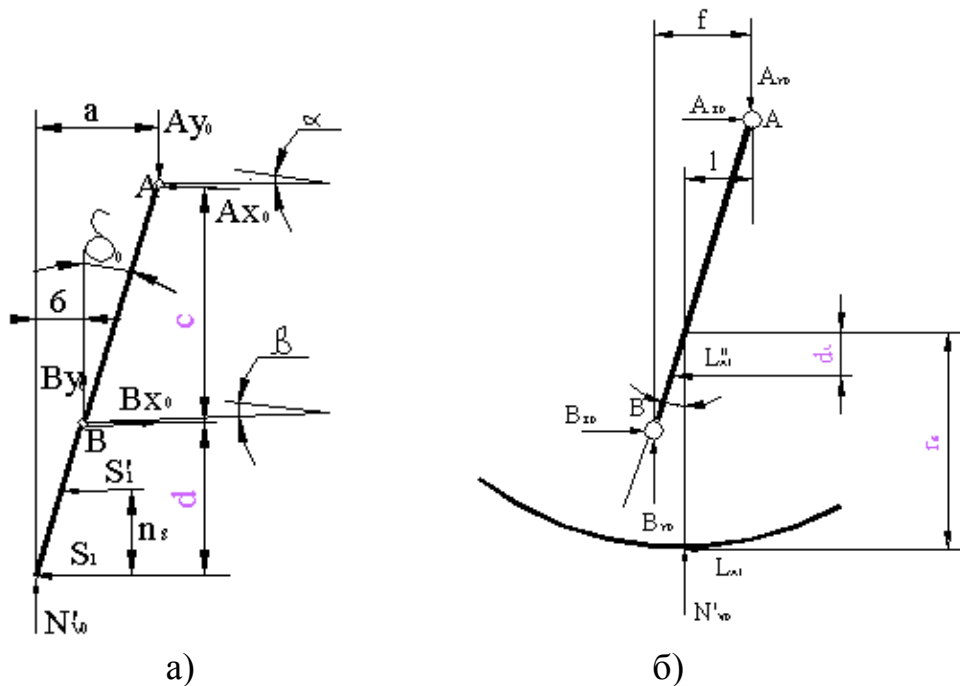


Рисунок 4.1 - Силы, действующие в случае, когда пружина опирается на верхний рычаг:

а—вид сзади ; б—вид сбоку

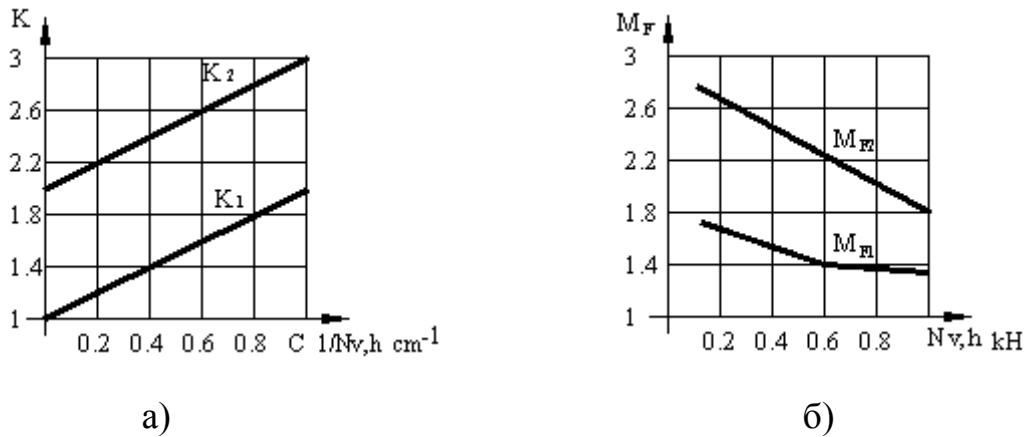


Рисунок 4.2 – Значения коэффициентов динамической нагрузки и коэффициентов боковых сил

а) Коэффициенты динамической нагрузки K_1 и K_2 , применяемые соответственно при расчетах на выносливость и прочность; б) Коэффициенты боковых сил μ и μ_2 , используемые соответственно при расчетах на выносливость и прочность.

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

$$B_{x0} = B_0 \cos \beta \quad (4.1)$$

$$B_{y0} = B_0 \sin \beta \quad (4.2)$$

В соответствии с рис. 3.1. уравнение моментов относительно расположенной на верхнем рычаге точки A будет иметь следующий вид:» [20]

$$B_0 = [N' v_0 a + S_1 (d - ns + c)] / [c \cos \beta - (a-b) \sin \beta] \quad (4.3)$$

Учитывая длину плеч

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

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

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

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

Следовательно:

$$B_{xo} = 3657 \text{ Н} \quad B_{yo} = 513 \text{ Н}$$

$$A_{xo} = B_{xo} - S_1 = 2501 \text{ Н}$$

$$A_{yo} = N_{vo} + B_{yo} + 5213 \text{ Н}$$

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

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

$$N^1_v = N_v - V_v \div 2 \quad (4.4)$$

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

$$B_u = [S_1 (d - ns + c) - N^1_v \cdot a] / [c \cdot \cos \beta - (a - b) \sin \beta] \quad (4.4)$$

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

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

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

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.

Плечо силы LAI равна:

$$a_l = R \sin \delta_o \sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \varepsilon) / (1 + \operatorname{tg}^2 \varepsilon + \operatorname{tg}^2 \delta_o)} + r_g \sin \delta_o \cdot \sin (\delta_o + \gamma_o) \quad (4.4)$$

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

Плечи e и f , см. рис.4.1, равны:

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

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

Из уравнения моментов относительно точки A получаем:

$$B_{zo} = [N^1_{vo} + L a_l (d + c + a_l - r_g) - B_{yo} f] / c \quad (4.5)$$

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

$$v \cdot 1,1 = 3740 \text{ Н}$$

$$B_{zo} = 2023 \text{ Н}$$

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

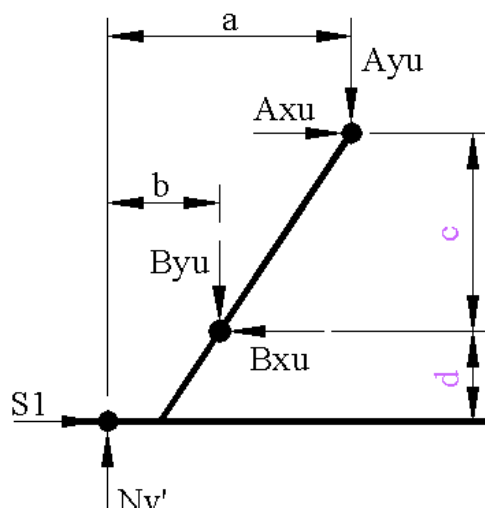


Рисунок 4.3 - Схема поворотной стойки для определения нижнего значения длительно действующих сил в шаровых шарнирах А и В.

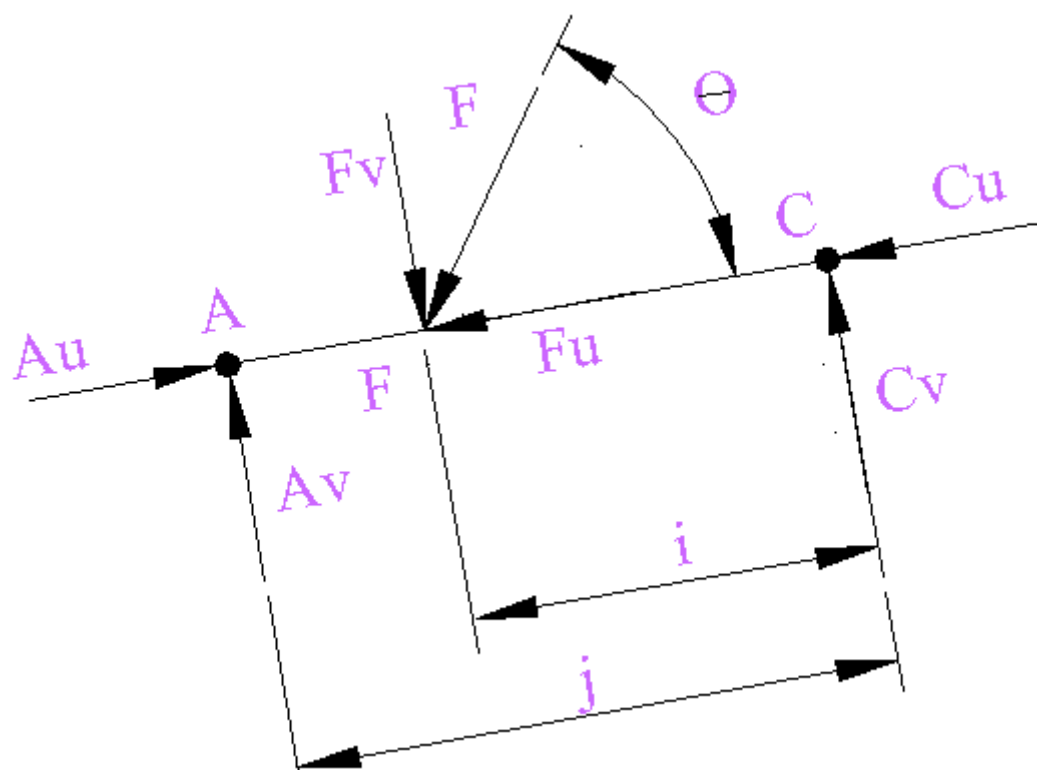


Рисунок 4.4- Схема сил для определения силы F пружины.

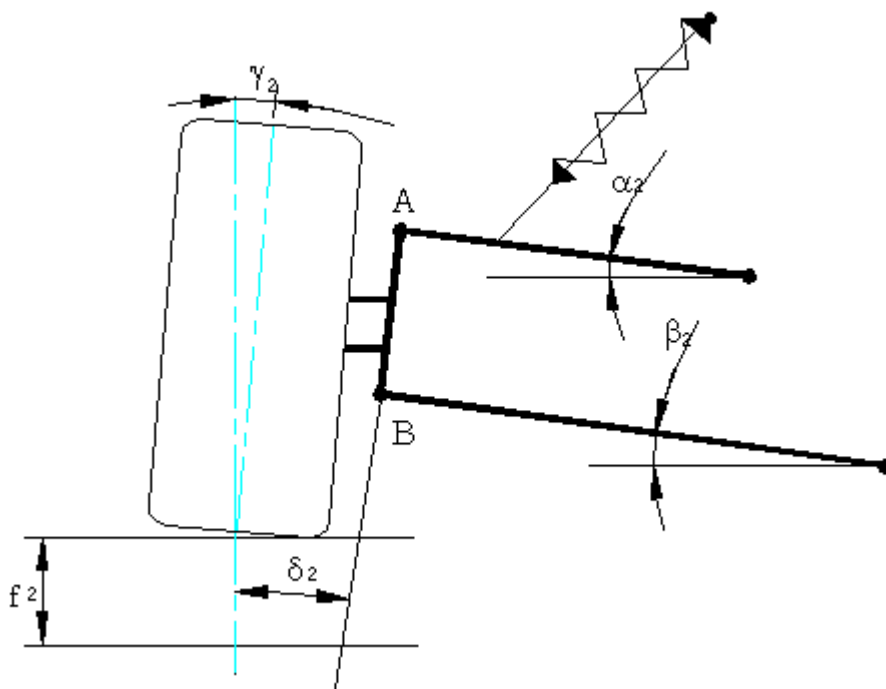


Рисунок 4.5 - Подвеска в крайне верхнем положении.

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:

$$A_{\varepsilon} = \sqrt{A_{x0}^2 + A_{z0}^2} \quad (4.5)$$

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

Силы, действующие на нижний шарнир B :

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

$$B_{\varepsilon} = \sqrt{(B_{x0} + B_{xu})^2 + B_{z0}^2} \quad (4.6)$$

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

К этим силам следует добавить

$$B_{y0} = 513 \text{ Н растяжение}$$

$B_{yu} = 237 \text{ Н}$ 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. 4.4.

$$A_v = A_y \cos \alpha + A_x \sin \alpha \quad (4.7)$$

$$A_u = A_x \cos \alpha - A_y \sin \alpha \quad (4.8)$$

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

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

Составляем уравнение моментов сил относительно точки C :

$$\varepsilon M_c (F_i) = 0 \quad (4.9)$$

$$F_v \cdot i - A_v j = 0 \quad (4.10)$$

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

$$j = 363 \text{ мм}$$

$$\Theta = 50^\circ$$

$$F_v = A_v j / i \quad (4.11)$$

$$F_v = 4697 / 293 = 5819 \text{ Н}$$

Сила на пружине:

$$F = F_v / \sin \Theta \quad (4.12)$$

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

Составляющая сила вдоль рычага :

$$F_u = F \cos \Theta \quad (4.13)$$

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

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

$$C = F / f, [\text{Н/мм}], \text{ где } f = 70 \text{ мм}$$

$$C = 7596 / 70 = 108 \text{ Н /мм}$$

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 $F_{\max} = c f$

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

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

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 3.1. 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 ε берём из чертежа.

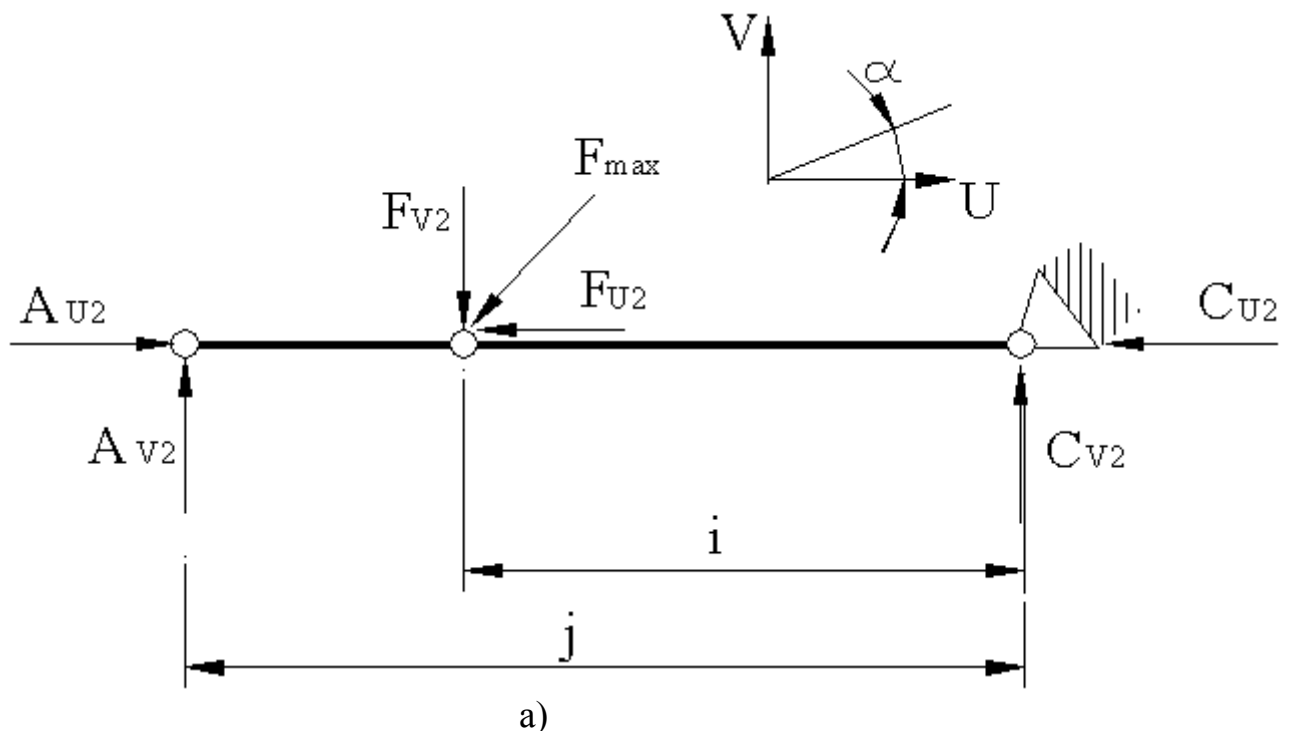
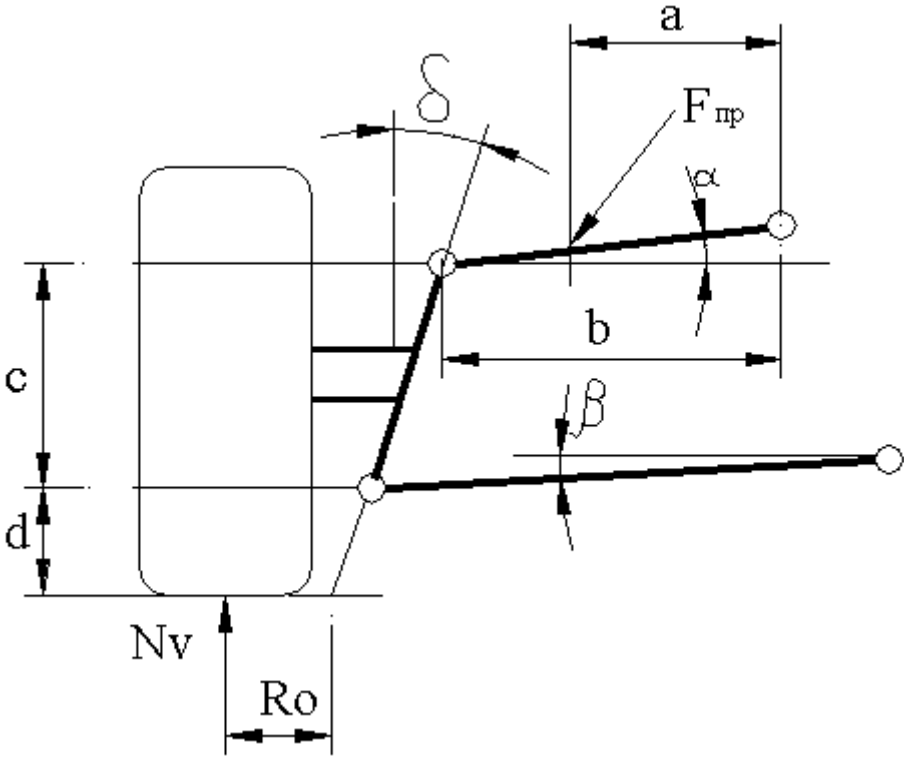
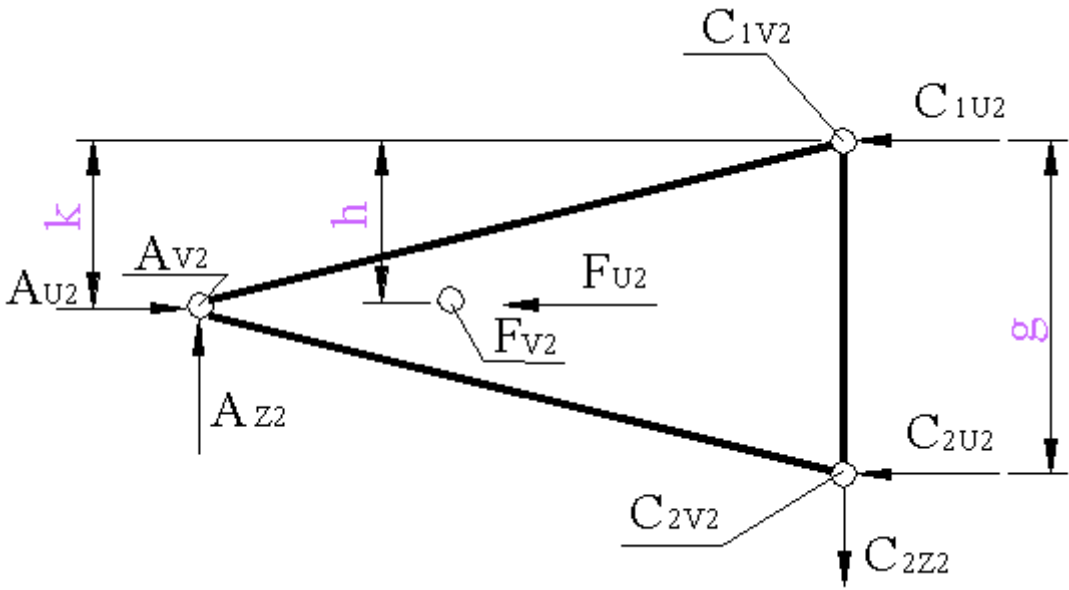


Рисунок 4.6 - Расчетная схема нижнего рычага



a)



6)

Рисунок 4.7 - Силы, действующие на рычаг при переезде через железную дорогу: 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 4.1.

Таблица 4.1 - 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:

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

$$N_{v2}^l = 13782 - V_v / 2 \quad (4.14)$$

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

$$S_1 = M_{F1} \cdot N_v \quad (4.15)$$

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

Силы в нижнем рычаге направляющего устройства подвески

Составляющие B_{x2} B_{y2} определяются направлением рычага и связаны между собой углом β_2 . Составляя уравнение моментов относительно точки A в соответствии с рисунком 4.1 получим:

$$N_{v2}^1 = a + S_1 (c + d - n_s) - B_{x2} \cdot c - B_{y2} (a-b) = 0 \quad (4.16)$$

$$B_{x2} = [N_{v2}^1 \cdot a + S_1 (c + d - n_s)] / [c + (a-b) \operatorname{tg} \beta_2] \quad (4.17)$$

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

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

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

$$B_{z2} = \{ N_{v2}^1 e - B_{y2} \cdot f + L_A [c+d - (r_g - a_1)] \} / c \quad (4.18)$$

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

$$B_{z2} = 2534 \text{ Н}$$

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

$$B_2 = \sqrt{B_{y2}^2 + B_{z2}^2} = \sqrt{12661^2 + 2534^2} = 12912 \text{ Н} \quad (4.19)$$

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 , см. рис. 4.5.

$$B_{v2} = B_{y2} \cos \beta_2 + B_{x2} \sin \beta_2 \quad (4.20)$$

$$B_{u2} = B_{x2} \cos \beta_2 - B_{y2} \sin \beta_2 \quad (4.21)$$

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

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

По рисунку 4.76 определяем силы в опорах D_1 и D_2 , а также промежуточном стержне D_3 .

$$D_1 = B_{u2}^1 \cdot \cos(\alpha/2 + \alpha_p) / \sin \alpha \quad (4.22)$$

$$D_2 = B_{u2}^1 \cdot \cos(\alpha/2 - \alpha_p) / \sin \alpha \quad (4.23)$$

$$D_3 = B_{u2}^1 \cdot \cos(\alpha/2 - \alpha_p) / \sin \alpha (\sin \alpha / 2), \quad (4.24)$$

где $B_{u2}^1 = \sqrt{B_{u2}^2 + B_{z2}^2} = \sqrt{11601^2 + 2534^2} = 11875 \text{ Н}$

$$\alpha_p = \arccos B_{z2} / B_{u2}^1 = \arccos 2534 / 11875 = 77^\circ$$

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

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

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

Силы, действующие на верхний несущий рычаг.

Составляющие силы в шарнире А, рисунок 4.2.

$$A_{x2} = B_{x2} - S_1 \quad (4.25)$$

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

$$A_{y2} = N_{vz}^1 - B_{y2} \quad (4.26)$$

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

$$A_{z2} = L_{A1} - B_{z2} \quad (4.24)$$

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

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

Поперечная сила:

$$A_{z\varepsilon} = \sqrt{A_x^2 + A_z^2} \quad (4.25)$$

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

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, см. рис. 4.5.

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

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

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

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

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

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

Силы в шарнирах находим, используя рис. 4.7.

$$C_{2v2} = F_{v2h} - A_{v2} k / g \quad (4.25)$$

$$C_{2v2} = 173\,54 \cdot 180 - 12345 \cdot 180 / 360 = 13,9 \text{ Н}$$

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

Составляем уравнение моментов относительно точки C_2 и находим

C_{1u2} :

$$C_{1u2} = A_{u2} (g-k) + A j + F_{u2} (g-h) / g \quad (4.26)$$

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

$$C_{1u2} = 6366 \text{ Н}$$

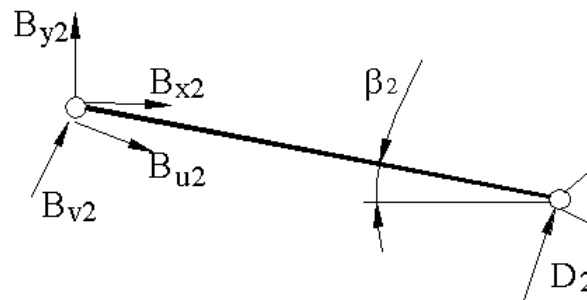
$$C_{2u2} = A_{u2} + F_{u2} - C_{1u2} \quad (4.27)$$

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

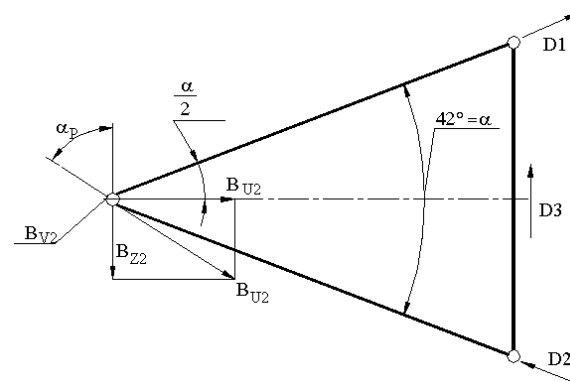
Силы, совместно действующие в направлениях осей U и V, являются теми силами, которые нагружают опоры подшипников в поперечном направлении.

$$C_{1E} = \sqrt{C_{2u2}^2 + C_{2v2}^2} = \sqrt{6366^2 + 4995^2} = 8091 \text{ Н}$$

$$C_{2E} = \sqrt{C_{2u2}^2 + C_{2v2}^2} = \sqrt{3935^2 + 13,9^2} = 3935 \text{ Н}$$



a)



б)

Рисунок 4.8 - Разложение реакций вдоль и поперек рычага

а) вид сбоку; б) вид сверху

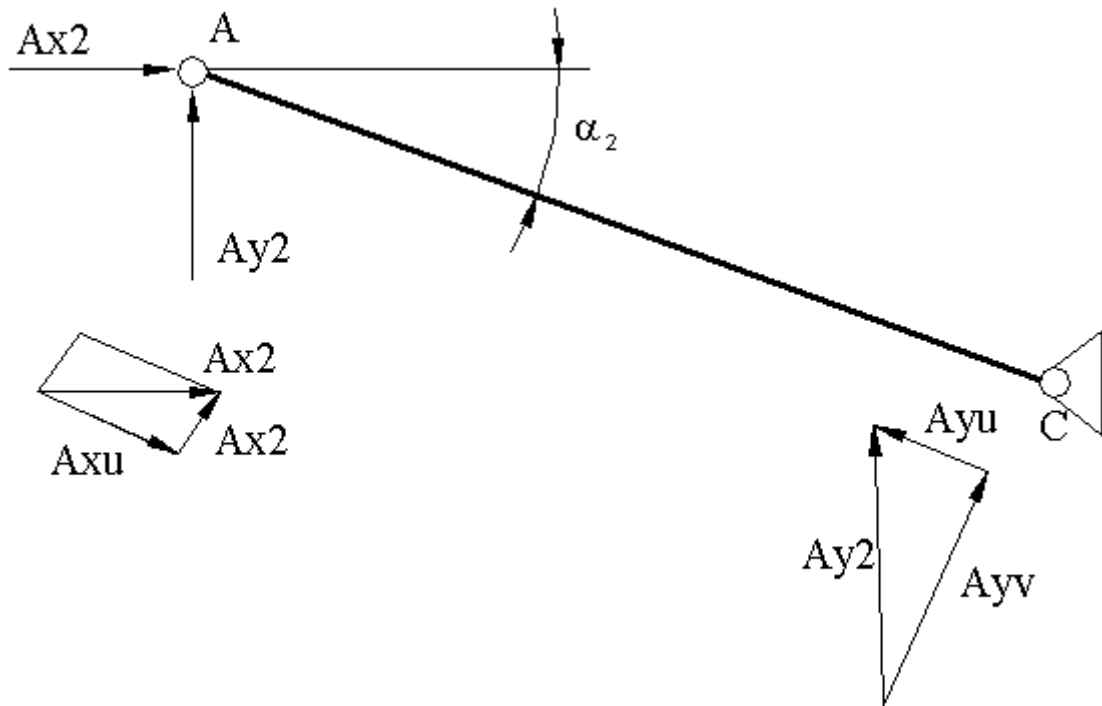


Рисунок 4.9 - Разложение сил, приложенных к верхнему рычагу в точке А и действующих вдоль осей X и Y, на составляющие вдоль и поперек рычага.

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

$$L_b = \mu_k \cdot N_u \quad (4.28)$$

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

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 увеличении нагрузки. Используем динамический и статический радиус шин.

Разница между радиусами составляет:

$$\Delta r = r_g - r_{ct} \quad (4.29)$$

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

Тогда расстояние до шарнира В

$$d = d - \Delta r \quad (4.30)$$

$$d = 240 - 15 = 225 \text{ мм}$$

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

Составленное в соответствии с рис. 4.1 уравнение моментов относительно точки А позволяет через зависимость $B = B \operatorname{tg} \alpha$ определить силу B . В связи с тем, что мы не принимаем во внимание боковую силу, эта сила равна А :

$$B_{x5} = N_{u0} \cdot a / (C - (a - b) \cdot \operatorname{tg} \beta) \quad (4.31)$$

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

$$B_{y5} = 1211 \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (4.32)$$

$$B_{y5} = 170 \text{ Н}$$

$$A_{y5} = N + B \quad (4.33)$$

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

Используя имеющиеся величины B и $L = 4250 \text{ Н}$, проводим расчет в направлении оси z (см. рис. 3.1.8.5.)

$$B_{z5} = [L_b (c + d_5) - N_{u0} l + B_{y5} f] / c \quad (4.34)$$

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

$$A_{z5} = B_{z5} - L_b \quad (4.35)$$

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

Верхний рычаг при торможении нагружается следующими силами, поперечная сила:

$$A_{5E} = \sqrt{A_{x5}^2 + A_{z5}^2} \quad (4.36)$$

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

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

Силы в нижнем рычаге:

$$B_{5E} = \sqrt{B_{x5}^2 + B_{z5}^2} \quad (4.37)$$

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

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

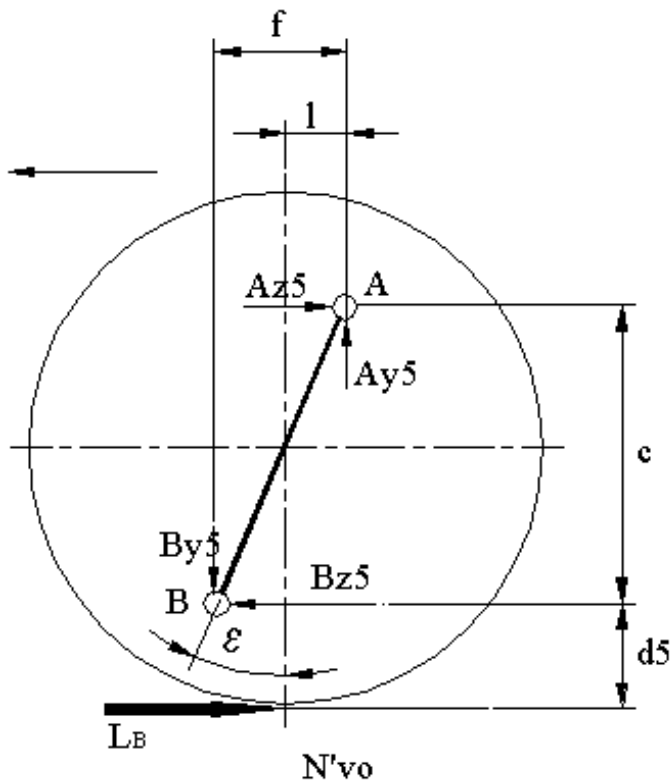


Рисунок 4.9 - Силы возникающие в подвеске при торможении

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

4.2 Расчет упругой характеристики подвески

Упругая характеристика подвески – это зависимость нагрузки на колесо от хода колеса. Исходные данные для расчёта:

Жёсткость пружины – $C = 104 \text{ Н/мм}$

Ход колеса – $S = 260 \text{ Н/мм}$

Известно, что:

$$S_{np} = S / i_x \quad (4.38)$$

$$F_{кол} = F_{np} / i_y \quad (4.39)$$

$$F_{np} = C \cdot S_{np}, \quad (4.40)$$

где: S_{np} – ход пружины; S – ход колеса; i_x – передаточное отношение по ходу; $F_{кол}$ – сила на колесе; F_{np} – сила на пружине; i_y – передаточное отношение по силе; c – жёсткость пружины

В то же время передаточные отношения для двухрычажной подвески с верхним креплением амортизаторных стоек определяются по формуле:

$$i_x = b / \cos \alpha \varepsilon \quad (4.41)$$

$$i_y = b \cos \alpha [R_o + \operatorname{tg} \delta_o (c+d)] / a \cos (\varepsilon - \alpha) \cdot c [c / R_o + \operatorname{tg} \delta_o (c+d) + 1 / \operatorname{ctg} \beta - \operatorname{tg} \delta_o + \operatorname{tg} \alpha / 1 - \operatorname{tg} \delta_o \operatorname{tg} \beta] \quad (4.42)$$

Отсюда следует:

$$F_{np} = C \cdot S_{np} = C \cdot S / i_x \quad (4.43)$$

$$F_{np} = F_{кол} \cdot i_y \Rightarrow F_{кол} = C \cdot S / (i_x \cdot i_y)$$

Подставляя в уравнение известные величины через каждые $\Delta S = 10$ мм определим силу на колесе. Данные сведём в таблицу 4.2, а график выведем на лист.

Таблица 4.2 - Упругая характеристика подвески

S мм	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
F Н	810	1340	1680	2000	2370	2650	3162	3510	3981	4300	4750	5200	5600	6180
S мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260		
F Н	6590	7000	7510	8010	8500	9170	9630	10300	1840	11600	12410	12914		

Из графика видно, что преднатяг пружины составляет $F_{\text{преднатяг}} = 502\text{Н}$.

Упругая характеристика имеет прогрессивный рост усилия на колесе в зависимости от хода колеса, это вызвано изменением угла наклона пружинной стойки.

4.3 Расчет на прочность верхнего и нижнего рычага

Для обоих рычагов выбираем сталь 30Х ГСА. Она имеет следующие прочностные характеристики:

$$\sigma_b = 1080 \text{ МПа} \quad \delta \pm 10\%$$

$$\sigma_b = 835 \text{ МПа}$$

Изгибающий момент $M_{\text{изг}}$ подсчитывается для нескольких сечений рычага, а затем для этих же сечений определяются напряжения изгиба.

$$\sigma_b = M_{\text{изг}} / W_c, \quad (4.44)$$

где W_c – момент сопротивления в расчётном сечении, который зависит от его формы. В нашем случае для верхнего рычага, т.к. он имеет форму полого тонкостенного прямоугольника, момент сопротивления

подсчитывается формулой:

$$W_x = \delta H^2 / 3 (3 \cdot B/H + 1) \quad (4.45)$$

$$W_y = \delta B^2 / 3 (3 \cdot H/B + 1) \quad (4.46)$$

Обозначения на рисунке 4.1, а для нижнего рычага, имеющего форму тонкостенного кольца.

$$W_x = W_y = \pi \delta d^2 / 4 \quad (4.47)$$

Напряжения изгиба должны быть меньше напряжения текучести, они должны удовлетворять условию:

$$K_g \cdot \sigma_{\text{изг}} < [\sigma_{\text{и}}] = 0,7 [\sigma_{\text{т}}], \quad (4.48)$$

где K_g коэффициент динамичности.

Проведём расчёт на прочность верхнего рычага. Максимальные нагрузки в подвеске возникают при переезде железной дороги, т.е. при

максимально сжатом положении подвески. Чтобы не считать напряжения изгиба в нескольких местах, определим “опасное сечение” в рычаге и определим $\sigma_{и зг \max}$. Приложим к верхнему рычагу максимальные силы и построим эпюры нагружений, рисунок 4.10. и разрез рычага в опасном сечении, рисунок 4.11.

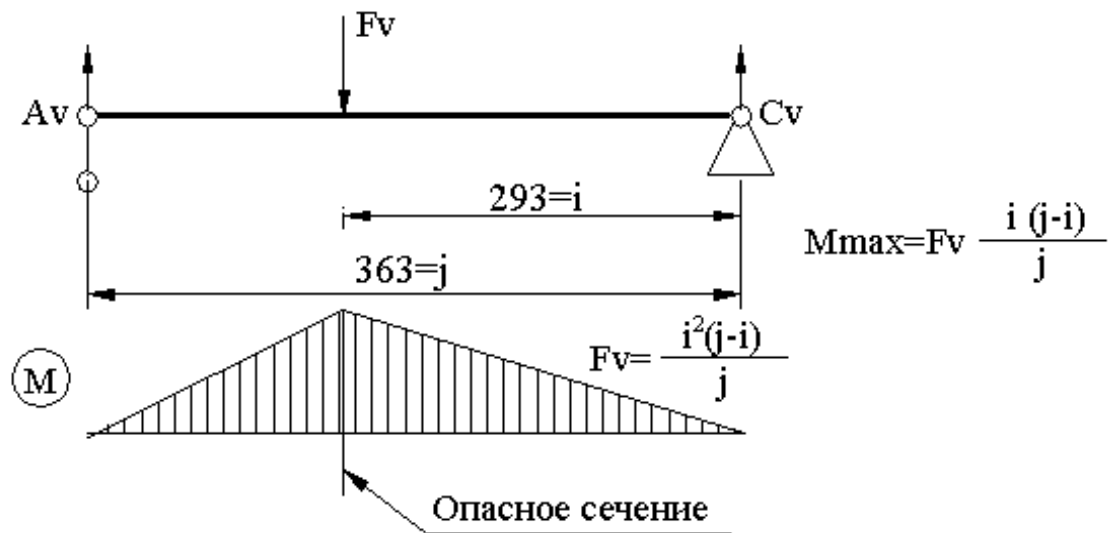


Рисунок 4.10 - Эпюра нагружения верхнего рычага

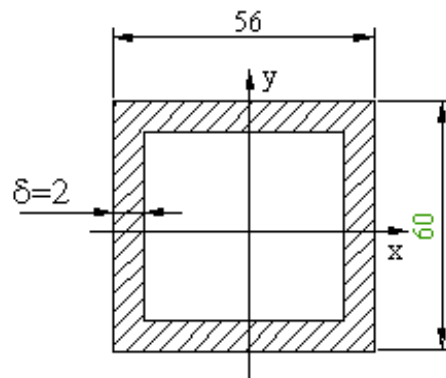


Рисунок 4.11 - Разрез рычага в опасном сечении

$$\sigma_{и \max} = Fv_{\max} i^2 (j-1) / j \cdot (\delta H^2 / 3) \cdot (3B / H + 1) \quad (4.49)$$

$$\sigma_{и \max} = 17354 \cdot 293 \cdot 70 \cdot 3 / (363 \cdot 3 \cdot 60^2) (3 \cdot 56 / 60 + 1) = 135 \text{ м Па}$$

для нашего случая $K_g = 5$

$$5 \cdot 135 = 675 < [\sigma_{и}]$$

Выбор материала и толщины стенки рычага оптимален.

Приведём расчёт на прочность нижнего рычага. Максимальные напряжения в нижнем рычаге возникают также при переезде железной дороги. Схему нагружения представим на рисунке 4.12.

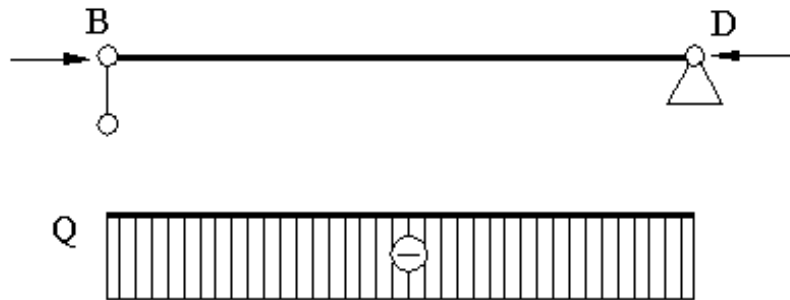


Рисунок 4.12 - Расчетная эпюра нижнего рычага

В нашем случае:

$$K_g \cdot \sigma_{сж} \leq [\sigma_T] \quad (4.50)$$

$$\sigma_{сж} = Q_{max} / W, \quad (4.51)$$

где: $W = 3,14 \cdot 2 \cdot 30^2 / 4 = 175 \text{ мм}^2$

$$\sigma_{сж} = 9923 / 175 = 55,7 \text{ мПа}$$

$$K_g = 5 \Rightarrow 5 \cdot 55,7 = 278 \leq [\sigma_T]$$

Выбор толщины трубы и материала оптимален.

4.4 Расчет шарового пальца рычага

Расчёт шарового пальца проводится для случая наибольшего его нагружения. Мы рассчитаем шаровый палец нижнего рычага при переезде железной дороги. Напряжения изгиба пальца в сечении 1-1 на рисунке 4.13.

$$\sigma_{и} = M_u / W_c = P_{рез} \cdot l / 0,1 d^3 < [\sigma_T] \quad (4.51)$$

где: l – расстояние от линии действия $P_{рез}$ до опасного сечения 1-1.

d – диаметр пальца в этом сечении.

σ_T - напряжение текучести материала.

Напряжение среза пальца:

$$\sigma_c = P_{\text{рез}} / F_o = (P_{\text{рез}} \cdot 4) / \pi d^2 < [\sigma_c] = 0,3 \sigma_T \quad (4.52)$$

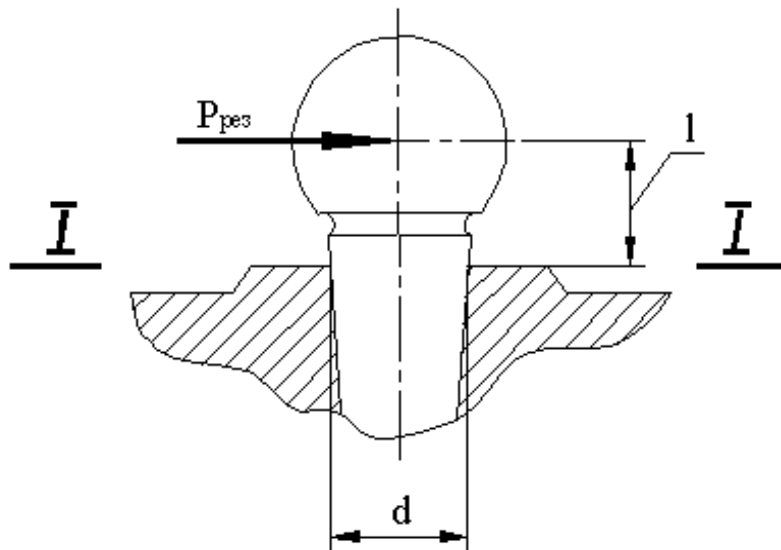


Рисунок 4.13 - Расчетная схема шарового пальца

$P_{\text{рез}}$ из расчётов: $P_{\text{рез}} = 11601 \text{ Н} = B_{и2}$

Из чертежа: $d = 20 \text{ мм}$; $l = 21 \text{ мм}$

Материал шарового пальца 40 х ГТ.

Отсюда : $\sigma_T = 785 \text{ МПа}$; $\sigma_c = 0,3 \cdot 785 = 235 \text{ МПа}$

$$\sigma_{\text{изг}} = 11601 \cdot 21 / 0,1 \cdot 20^3 = 304 < [\sigma_T]$$

$$\sigma_{\text{среза}} = 11601 \cdot 4 / 3,14 \cdot 20^2 = 36,9 < [\sigma_c]$$

4.5 Расчет на долговечность шаровых соединений опор рычагов

Расчёт проведём для шаровых соединений нижнего рычага, так как в них действуют максимальные нагрузки. Расчёт ведём как для подшипников качения. ШН – 17Ю имеет следующие характеристики:

$$C_d = 6500 \text{ кН} [L_h] = 2000 \text{ часов}$$

$$C_{ст} = 5840 \text{ кН}$$

Расчётная долговечность L в млн. оборотов определяется по формуле:

$$L = (C_d / P_3)^3 \quad (4.53)$$

и в часах:

$$L_h = 10^6 L / 60 n \quad (4.54)$$

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле:

$$P_3 = (x \nu F_2 + \nu F_a) K_6 \cdot K_m, \quad (4.55)$$

где: $x = 1$ – коэффициент радиальной нагрузки

$\nu = 1,2$ – коэффициент, учитывающий вращение колец

$\nu = 0,5$ – коэффициент осевой нагрузки

$F_a = 3556$ Н осевая нагрузка

$F_2 = 9923$ Н радиальная нагрузка

$K_6 = 3$ – коэффициент безопасности

$K_T = 1$ – температурный коэффициент

$$P_3 = (1 \cdot 1,2 \cdot 9923 + 0,5 \cdot 3556) \cdot 1 \cdot 3 = 41056 \text{ Н}$$

$$L = (65000 / 41056)^3 = 3,95 \text{ млн. об.}$$

Частоту вращения подшипника принимаем равной $n = 60$ об/мин.

$$L_n = 10^6 L / 60 \cdot 60 = 1097,22 \leq [L_h]$$

Отсюда следует, что выбор подшипникового узла правилен.

5 Безопасность эксплуатации автомобиля ВАЗ-2123 с модернизированной передней подвеской

5.1 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.» [3]

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.

5.2 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.» [9]

«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.» [9], [12]

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.» [16]

5.3 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.» [4]

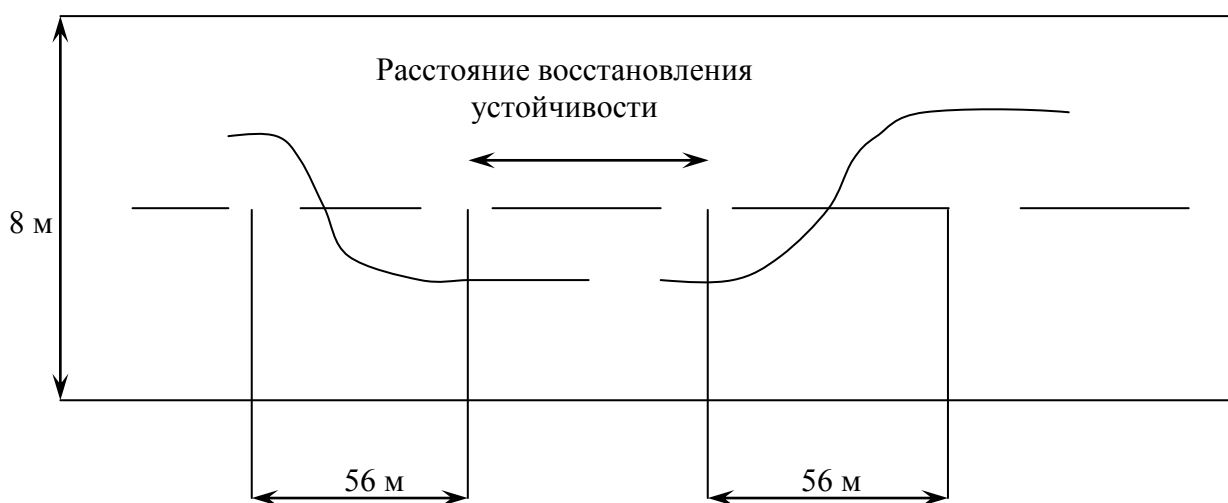


Рисунок 5.1 - Схема маневра смены полосы движения

«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 м/с^2 не должно приводить к выходу звеньев автопоезда за пределы полосы движения шириной 3,5 м.» [3]

«Разгон ТС при прямолинейном движении с максимальным ускорением 2 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» [3]

Показанный на рисунке 5.1 маневр, имитирующий обгон, который связан с изменением полосы движения, во всем диапазоне скоростей до 80

км/ч не должен вызывать у водителя затруднения с управлением тягача автопоезда. Смена полосы движения, выполненная не менее трех раз со скоростью 20 км/ч при резком и крутом повороте рулевого колеса, должна происходить без заносов при ширине испытательного участка 10 м.

«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.» [5]

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 6.1. Если радиус поворота, равный 12 м, не может быть достигнут, названные параметры определяют при движении транспортного средства по траектории минимального радиуса, когда управляемые колеса повернуты на ограниченные упорами максимальные углы.

Таблица 5.1 - Требования к усилию на рулевом колесе

Категория транспортного средства	Параметры поворота при состоянии рулевого управления					
	Исправном			Неисправном		
	Максимальное усилие, даН	Время, с	Радиус поворота, м	Максимальное усилие, даН	Время, с	Радиус поворота, м
M_1	15	4	12	30	4	20
M_2	15	4	12	30	4	20
M_3	20	4	12	45	6	20
N_1	20	4	12	30	4	20
N_2	25	4	12	40	4	20
N_3	20	4	12	45(40)	6	20

Испытания также проводят при неисправном рулевом управлении. В этом случае транспортное средство поворотом рулевого колеса переводят с траектории прямолинейного движения на круговую траекторию, когда переднее наружное колесо катится по окружности радиусом 20 м. Усилие, равное 50 Н, относится к одиночным транспортным средствам с управляемыми колесами двух или более осей.

«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.» [3]

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 ± 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.

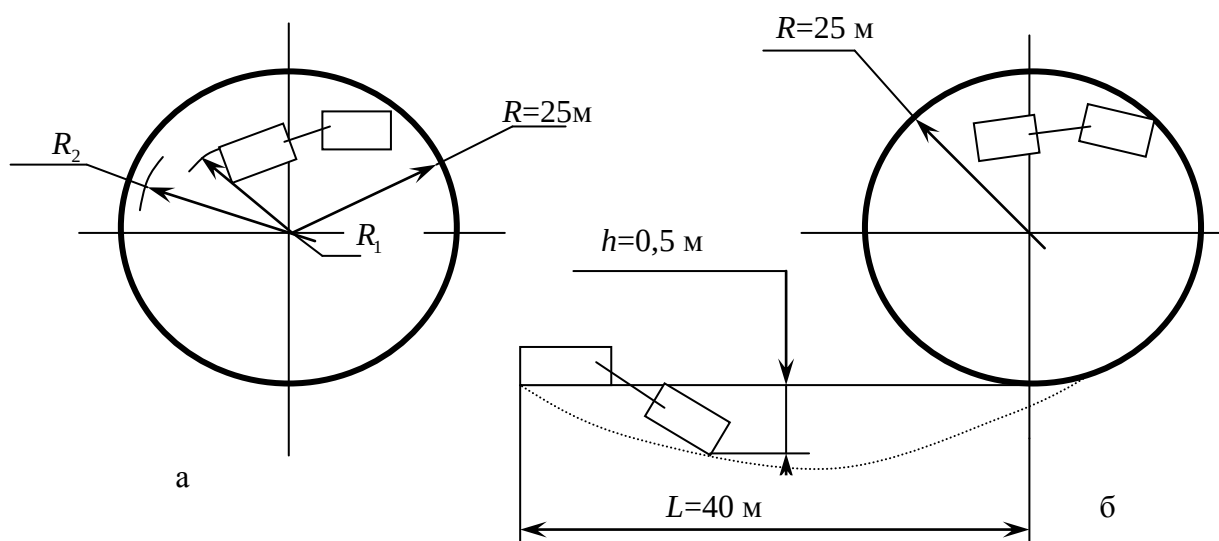


Рисунок 5.2 - Схема испытаний автопоезда

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

«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 $V_{\text{отр}}$.»[3]

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 м/с^2 . Оценку дают в баллах по субъективным ощущениям испытателя (органолептический метод) по шкале приведенной в таблице 5.2.

Таблица 5.2 - 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 5.3.

Таблица 5.3 - 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 5.3). Точки графиков, соответствующие баллу 4,5, определяют величины скоростей по измерителям.

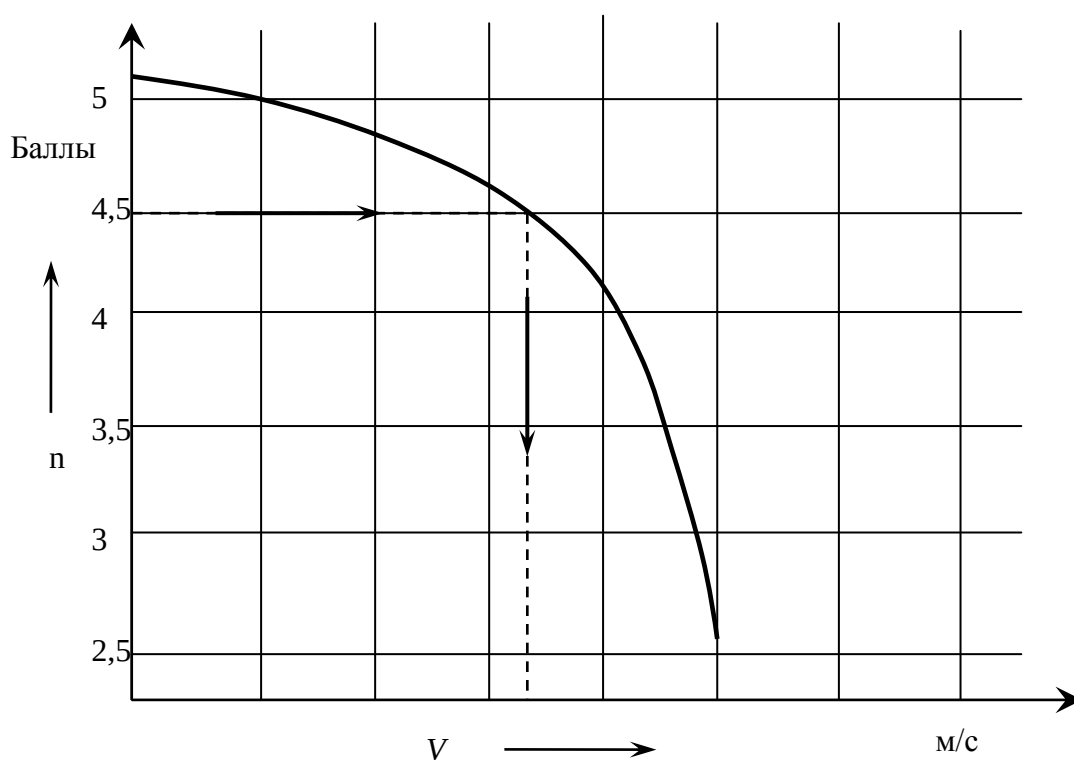


Рисунок 5.3 - Зависимость комплексной оценки показателей устойчивости управления от скорости выполнения маневров в нештатных режимах движения

Нормативные значения характерных скоростей движения при выполнении маневров «переставка» даны в таблице 5.4.

Таблица 5.4 - Нормативные значения характерных скоростей движения при выполнении маневра «переставка $S_n = 12 - 24$ м »

Характерные скорости	Величины скоростей, км/ч, для категорий АТС											
	$N_3, m_a \leq 20$ т				$N_3, m_a \geq 20$			$N_3 + O$ (полуприцеп)				
	при расстояниях переставки, м											
	12	16	20	24	12	16	20	24	12	16	20	24
Снижения устойчивости курсового управления $V_{\text{курс}}$	-	50	56	62	-	-	54	60	-	45	53	61
При появлении курсовых колебаний $V_{\text{к.к}}$	-	52	59	66	-	-	56	63	-	46	55	63
Выполнения маневра $V_{\text{пр}}$	41	51	60	70	38	48	58	67	38	47	56	65

5.4 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 $\omega_{\text{ор}}$;
- 2) остаточное значение угла поворота рулевого колеса $\theta_{\text{р2}}$;
- 3) заброс угла поворота рулевого колеса $\theta_{\text{р3}}$;
- 4) время стабилизации $t_{\text{СТ}}$;
- 5) усилие на рулевом колесе при повороте на месте $F_{\text{р}}$;
- 6) усилие на рулевом колесе при движении автомобиля по круговой траектории $F_{\text{р.д.}}$;
- 7) характеристика поворачиваемости при установившемся круговом движении $K = f(\theta_{\text{р}})$;

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.» [3]

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

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

Остаточное значение угла поворота рулевого колеса θ_{p2} - величина угла поворота рулевого колеса в конце заезда.

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

Время стабилизации $t_{ст}$ равно времени уменьшения угла поворота рулевого колеса θ_{p1} в начале испытательного заезда до его полной остановки.

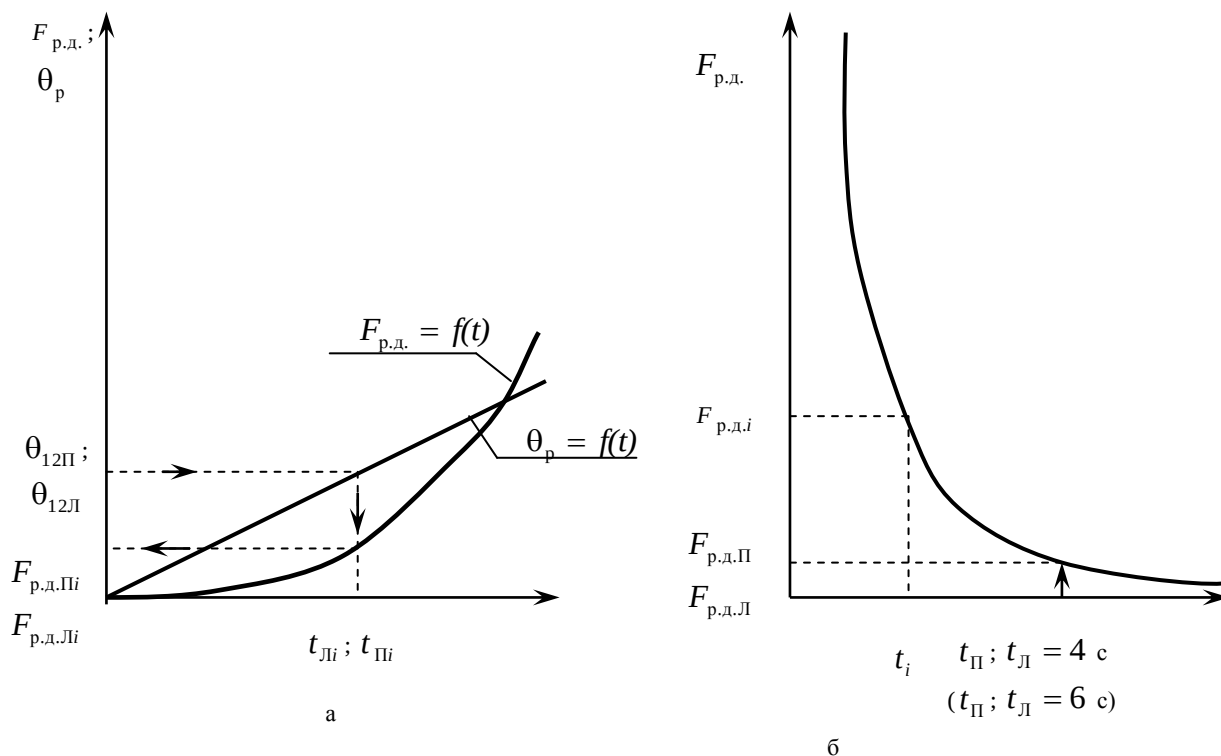
Усилия на рулевом колесе при повороте на месте F_p и при движении автомобиля по круговой траектории $F_{p.д.}$ определяют при испытании «усилие на рулевом колесе» [20]

«Усилие на рулевом колесе при повороте на месте F_p - это среднее значение усилий на рулевом колесе при его повороте отдельно вправо $F_{p.п.}$ и влево $F_{p.л.}$ на углы, соответствующие движению передним наружным управляемым колесом по окружности радиусом $R_{п} = 12$ м или по окружности минимального радиуса, если R_{min} больше 12 м» [3]

«Усилие на рулевом колесе $F_{p.д.}$ при движении автомобиля по круговой траектории – это среднее значение усилий на рулевом колесе при повороте вправо $F_{p.д.п.}$ и влево $F_{p.д.л.}$ 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_{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.

При испытаниях с разными скоростями поворотов рулевого колеса вправо и влево производят запись усилия на рулевом колесе $F_{р.д.}$ и угла его поворота θ_p во времени.» [3]

Образец такой записи при i -м испытании показан на рисунке 5.4, а. На записи отмечают углы поворота рулевого колеса $\theta_{12п}$ и $\theta_{12л}$ для автомобиля с работающим усилителем или углы $\theta_{20п}$ и $\theta_{20л}$ 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 $t_{пi}$ и $t_{лi}$. Затем, пользуясь зависимостью $F_{р.д.} = f(t)$, определяют усилия на рулевом колесе $F_{р.д.пi}$ и $F_{р.д.лi}$ при найденных значениях времени $t_{пi}$ и $t_{лi}$ и строят график $F_{р.д.i} = f(t_i)$ (рис. 6.4, б). По графику находят значения усилия на рулевом колесе для времени $t = 4$ с или $t = 6$ с.



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

Рисунок 5.4 - Схема определения усилия на рулевом колесе при движении автомобиля

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.

6 Экономическое обоснование проекта

6.1 Цель проекта

Основным требованием, предъявляемым к подвескам автомобиля для внедорожных соревнований является достаточный ход, не менее 250 мм, высокая энергоёмкость и степень демпфирования, а также высокие прочностные свойства, способные выдержать удары и прыжки.

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

6.2 Анализ изменяющихся показателей

Таблица 6.1 - Анализ влияния конструктивных изменений на показатели технико-экономических и социальных эффектов

Конструктивные изменения	Изменения экономических показателей	Изменения социальных показателей	Изменения технических показателей
1	2	3	4
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.

Продолжение таблицы 6.1

1	2	3	4
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.» [7]

6.3 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:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{\min i} - 2t_{\max i}}{5}, \text{ чел-дн} \quad (6.1)$$

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:

$$T_{эті} = \frac{t_{ожі}}{\tau_i}, \quad (6.2)$$

где τ_i – количество задействованных работников.

Общая продолжительность НИОКР определяется суммированием длительности всех этапов:

$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m T_{\text{эти}} . \quad (6.3)$$

Таблица 6.2 - Трудоемкость НИОКР

№ стадии	Наименование стадий	№ этапа	Содержание работы	Трудоемкость,				Персонал, чел.
				чел /дн.				
				Tmin	Tmax	Tож	T _i	
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 6.2

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 6.3 – Табелирование НИОКР по этапам проведения

№ Этапа	Численность исполнителей				Т _{эті}	Т _Σ
	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	

Продолжение таблицы 6.3

1	2	3	4	5	6	7
1.4			1	1	1	52
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	
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 6.3- 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

6.4 Расчет затрат на проведение НИОКР

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

$$F_{\text{эф}} = F_{\text{раб.}} * q * n, \quad (6.4)$$

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, $n = 1$.

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

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:

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

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
$K_{\text{исп.}i}$, 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:

$$\text{Зитр.} = \text{Кисп.}i * \text{Окл.} * N, \quad (6.7)$$

где Кисп.і – отработанное время ,мес.

Окл. – оклад, руб.

N – штатная численность, чел.

Расчет заработной платы представим в таблице 6.5.

Таблица 6.5 – 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 :

$$\text{Зпр.тар.} = \sum (S_{\text{ст}i} * q * t_i), \quad (6.8)$$

где $S_{\text{ст}i}$ - тарифная ставка $i^{\text{го}}$ рабочего;

q - продолжительность рабочего дня, час;

t_i – количество задействованного времени рабочих, дн.» [15]

Расчет заработной платы представлен в таблице 6.

Таблица 6.6 – Заработная плата рабочих

Разряд рабочего	Тарифная ставка, $S_{ст.}$, руб.	Длительность смены, q час.	Время занятости, $t_{i,дн}$	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:

$$Z_{осн.} = Z_{пр.тар.} * (1 + K_{пр.}) \text{ руб.} \quad (6.9)$$

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

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

Расчет дополнительной заработной платы производственных рабочих:

$$Z_{доп.} = Z_{осн.} * K_{вып.}, \text{ руб.}, \quad (6.10)$$

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

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

Расчет заработной платы всех исполнителей:

$$Z_{исп.} = Z_{итр.} + Z_{осн.} + Z_{доп.}, \quad (6.11)$$

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

Единые социальные отчисления:

$$C_{соц.} = Z_{исп.} * K_{соц.}, \quad (6.12)$$

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

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

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

$$C_{эл} = N_y * K_{исп} * T_{м.и.} * n * (Ц_{эл.}/60) * K_{заг}, \quad (6.13)$$

где N_y - мощность оборудования, кВт;

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

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

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

Цэл. – цена одного кВт*ч

n – количество экспериментов

Таблица 6.7 – Затраты на электроэнергию при проведении НИОКР

Наименование оборудования	Ну, кВт	К _{заг}	К _{исп.}	<i>T_{м.б}</i> мин	<i>n</i>	<i>Цэл., руб.</i>	<i>Сэл, руб</i>
Измерительный комплекс СК-01	0,25		0,95	15	120		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.

$$\sum C_{ам} = \frac{Соб.*Нам.*T_{м.i.}}{F_{обор} * 100}, \quad (6.14)$$

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

$$F_{обор.} = F_{раб.} * q * K_{загр.} \quad (6.14)$$

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

$H_{ам}$ - амортизационные отчисления

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

$T_{м.i.}$ – 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 6.8 – Амортизация оборудования

Наименование оборудования	С _{об} , руб	Кзаг.	Н _{ам}	Т _м , дн	Фобор, час	С _{ам} , 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:

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

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

6.5 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:

$$C_{\text{п}}^{\text{н}} = C_{\text{п}}^{\text{б}} + \Sigma C_{\text{п}}^{\text{нов}} + \Sigma C_{\text{п}}^{\text{изм}} + \Sigma C_{\text{п}}^{\text{пок}} - \Sigma C_{\text{н}}^{\text{нен}} \quad (6.16)$$

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.» [7]

6.6 Исходные данные для расчёта затрат в производстве

Нормативная калькуляция себестоимости базовой передней подвески в сборе автомобиля ВАЗ-2123.

Таблица 6.10 - Нормативная калькуляция себестоимости базовой передней 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
Заработная плата дополнительная	27,14	6,1
Отчисления на социальные нужды	137,9	39
Износ спецоснастки	250,48	56,3

Продолжение таблицы 6.10

1	2	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 6.2. Формулы для определения процентов отчислений на статьи затрат:

- процент отчисления на топливо и энергию:

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

- процент отчисления на дополнительную заработную плату:

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

- процент отчисления на социальные нужды:

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

- процент отчисления на износ спецоснастки:

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

- процент отчисления на потери от брака:

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

- процент отчисления на содержание и эксплуатацию оборудования:

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

- процент отчисления на цеховые расходы:

$$K_{\text{ц.}} = (H_{\text{ц.}} / Z_o) \cdot 100\% \text{» [15]}$$

6.7 Расчёт суммарной себестоимости изготовления ненужных деталей

Ненужные детали в проектируемой подвеске, таблица 6.11. Данные из ПЭО МСП ВАЗа, 2020год.

Таблица 6.11 – 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
$\Sigma C_{\Pi}^{\text{нен}}$	6171,87

6.8. Расчёт себестоимости изготовления изменённых деталей

Изменённые детали, их основные характеристики, таблицы 6.12.
Данные о стоимости из ПЭО МСП ВАЗа.

Таблица 6.12 – Характеристики измененных деталей

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

Себестоимость изменённых деталей определяется по формуле:

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

«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:

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

Себестоимость нового рычага верхнего:

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

Данные сводим в таблицу №8.

Себестоимость нового поворотного кулака:

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

Суммарная себестоимость изменённых деталей:

$$\Sigma C^{изм.}_{п} = C^{н.р.}_{п} + C^{в.р.}_{п} + C^{п.к.}_{п} = 5852,23 \text{ руб.} [7]$$

6.9 Расчёт суммарной себестоимости покупных изделий, применяемых в новой конструкции

Перечень покупных изделий и их стоимость приведены в таблице 6.13.

Таблица 6.13 – 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:

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

6.10 Расчёт цеховой себестоимости изготовления новых деталей

Рассчитаем цеховую себестоимость изготовления защитных чехлов опор рычагов.

Расчёт проведём по формуле:

$$C^{изг.}_{п} = M + П_{и} + З_{т.и.э.} + З_{о} + З_{д} + О_{с.н.} + З_{и.с.о.} + П_{б} + Р_{с.об.} + Н_{ц.} \quad (6.18)$$

а) Расчёт затрат на материалы:

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

«где $\Pi_m = 500$ руб/кг – оптовая цена на резину;

$Q_m = 0,5$ кг – расход материала;

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

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

$Q_{в.о.} = 0,032$ – количество возвратных отходов;» [7]

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:

$$З_o = C_r \cdot t (1 + (K_{п.д.}/100)), \quad (6.20)$$

«где $C_r = 32,06$ руб – часовая тарифная ставка для станочника 6-го разряда по данным ПЭО МСП ВАЗа и ОТиЗ ВАЗа.

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

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

Отсюда получаем:

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

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

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

г) Расчёт статьи затрат – заработная плата дополнительная:

$$З_d = (З_o / 100) \cdot K_d = (34,621/100) \cdot 6,1 = 2,11 \text{ руб.}$$

д) Расчёт статьи затрат – отчисления на социальные нужды:

$$О_{с.н.} = ((З_o + З_d)/100) \cdot K_{с.н.} = ((34,621 + 2,11)/100) \cdot 39 = 11,38 \text{ руб.}$$

е) Расчёт статьи затрат – износ спецодежды:

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

ж) Расчёт статьи затрат – потери от брака:

$$П_б = (З_o / 100) \cdot K_б = (34,621/100) \cdot 26,4 = 9,13 \text{ руб.}$$

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

$$P_{c.об.} = (Z_o / 100) \cdot K_{c.об.} = (34,621/100) \cdot 290,4 = 100,5 \text{ руб.}$$

к) Расчёт статьи затрат – накладные цеховые расходы:

$$H_{ц.} = (Z_o / 100) \cdot K_{ц.} = (34,621/100) \cdot 154,8 = 53,6 \text{ руб.}$$

Отсюда себестоимость изготовления резиновых защитных чехлов:

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

6.11 Себестоимость цеховая изготовления проектируемой подвески

«Получаем цеховую себестоимость подвески проектируемой:

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

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

$$\mathcal{E}_p = C_{п.}^б - C_{п.}^H = 13274,5 - 41893,38 = -28618,88 \text{ руб.}$$

6.12 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 спортивном автомобиле, выпускаемом в единичном экземпляре. В сфере эксплуатации изменились следующие показатели:

- улучшилась управляемость автомобиля;
- улучшилась плавность хода;
- увеличился ход подвески;» [7]

Таблица технико-экономических показателей выведена на лист «Экономические показатели» и в таблицу 6.14.

Таблица 6.14 – 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

Заключение

В дипломном проекте была произведена разработка передней подвески автомобиля ВАЗ-2123, предназначенной для участия в кроссовых гонках.

Был произведен анализ конструкций передней подвески автомобиля повышенной проходимости, ориентированного на участие в спортивных соревнованиях в условиях бездорожья. Определены требования и характеристики конструкции подвески.

Для базового автомобиля, в рамках которого производится доработка до кроссового гоночного автомобиля, 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 передняя 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.

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.

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

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»/ В.П. Тарасик, М.П. Бренчик // учебное пособие, Изд-во Инфра-М, 2020 – 448 с.

19.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.

20.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.

21.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.

22.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.

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

24.Gonzalez, L. M. Knowledge management – centric helpdesk: specification and performance evaluation / L. M. Gonzalez, R. E. Giachetti, G. Ramirez // Decision Support Systems. – 2005. – Vol. 70, Issue 2. – Elsevier B. V., 2005 - . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

25. Kaplan, Robert S., Norton, David P. The strategy-focused organization: How balanced scorecard companies thrive in the new business environment. [Text] / Robert S. Kaplan, David P. Norton. – Harvard Business School Press, 2001.

26. 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

27. 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.

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

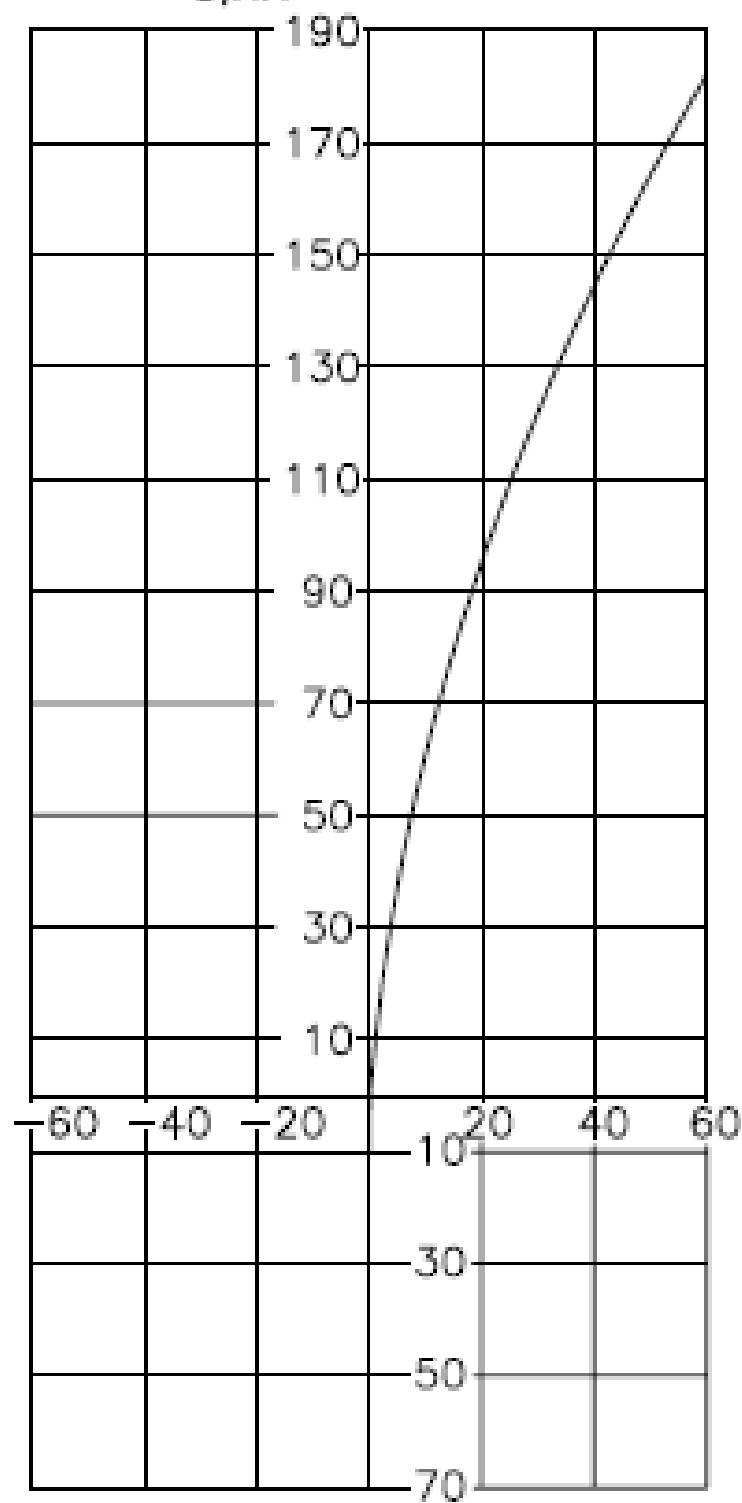
29. Technical dictionary [Текст] : Automotive engineering : English, French, German, Arabic : 1204 word entries / compiled by A. M. Wahed. - Leipzig : Edition Leipzig, 1978. - 450 s. : ill.

30. 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

31. 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

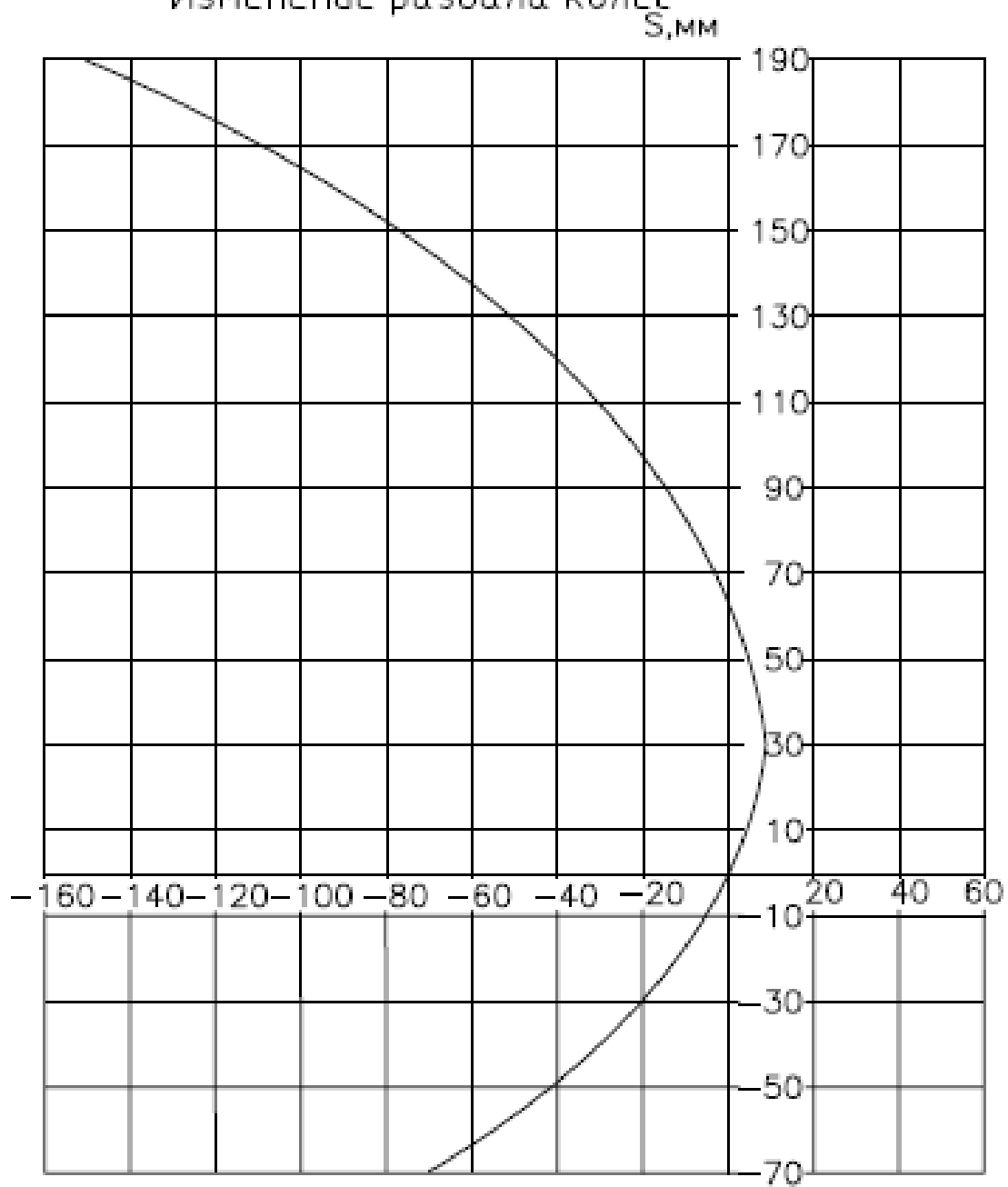
Приложение А
Кинематический анализ подвески

Изменение схождения колес
 $S, \text{мм}$

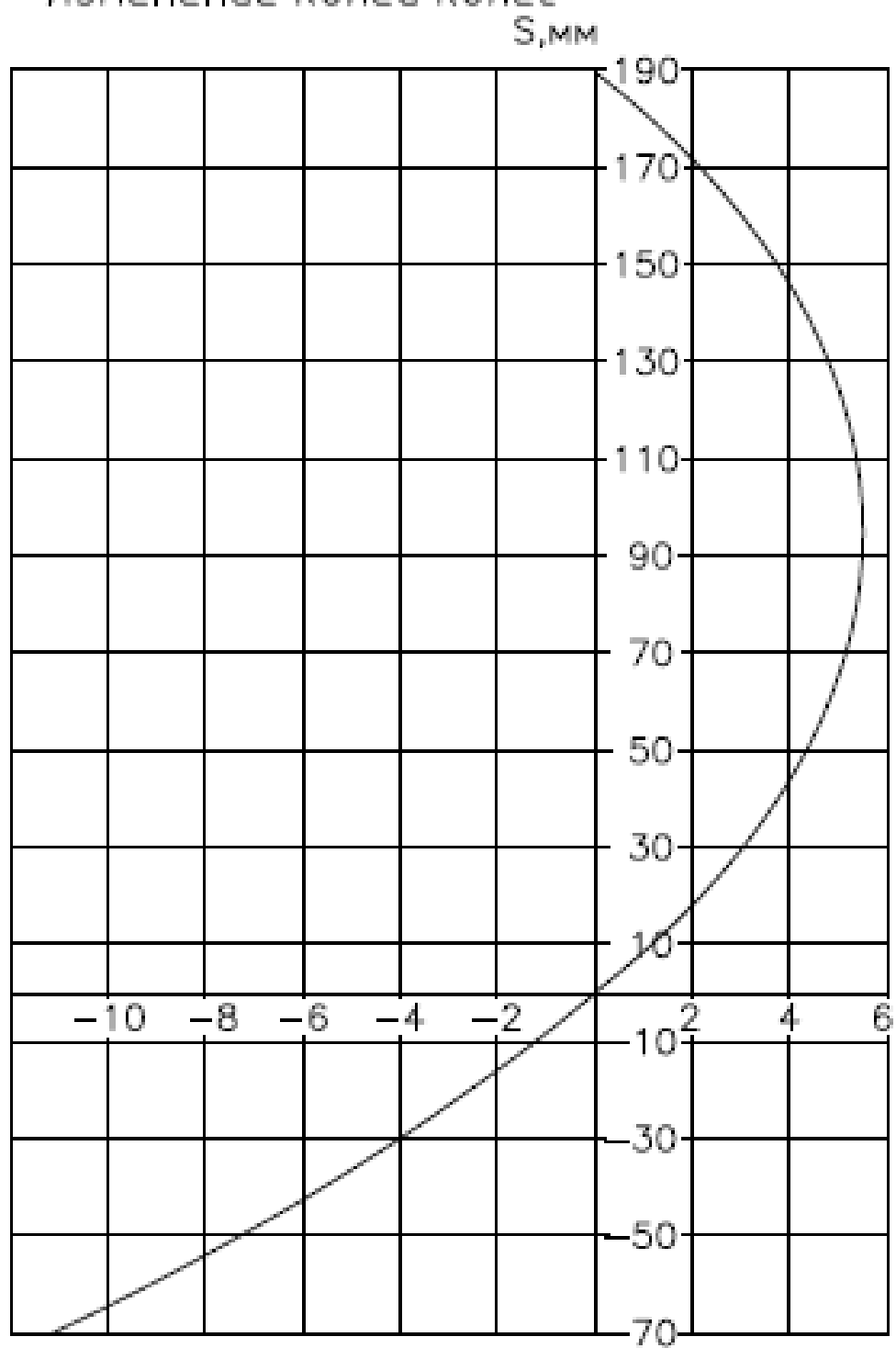


Продолжение Приложения А

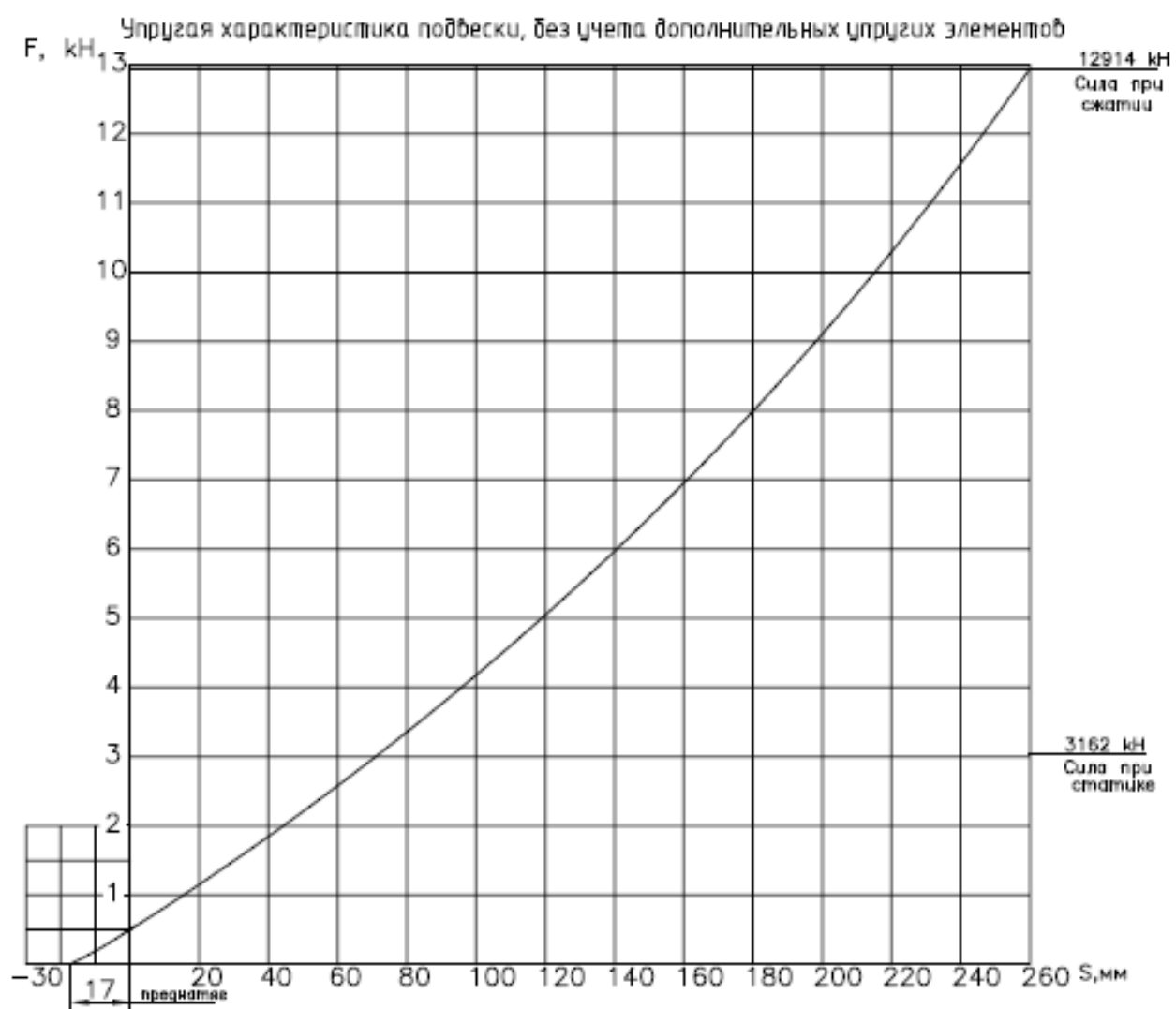
Изменение развала колес



Изменение колеи колес



Продолжение Приложения А



Продолжение Приложения А

Среднеквадратические ускорения
поддрессоренной массы и "границы
начала усталости"

