МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«ЮЖНО–УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(национальный исследовательский университет)

Политехнический институт: факультет «Автотракторный»
Кафедра «Колесных и гусеничных машин»
Специальность 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН
Рецензент
_____(И.О. Ф.)
_____ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
_____/ В.Н. Бондарь/
_____ 2017 г.

Разработка задней независимой подвески на автомобиль ВАЗ-2121

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–23.03.02.394.ПЗ ВКП

Руководитель проекта
доцент, канд. техн. наук
А.Г. Уланов
_____
_____2017 г.

Автор проекта
студент группы П-404
Т.В. Абдрахимов
_____
_____2017 г.

Нормоконтролер
доцент, канд. техн. наук
В.И. Дуюн
_____
_____2017 г.

Челябинск 2017

АННОТАЦИЯ

Абдрахимов Т.В. «Разработка задней независимой подвески на автомобиль ВАЗ-2121» – Челябинск: ЮУрГУ. Кафедра «КГМ» 2017 г. Пояснительная записка – 87 стр., рисунков – 34, библиографический список – 25, чертежей, плакатов и схем формата А1 – 8, приложение – 1.

Целью данной выпускной квалификационной работы является усовершенствование подвески полноприводного автомобиля малого класса, путём замены задней зависимой подвески на независимую. Разработанное техническое решение может улучшить её устойчивость и управляемость.

В выпускной квалификационной работе произведены следующие расчеты: расчет задней подвески на прочность, кинематический расчёт, выходные параметры задней подвески проектируемого и базового автомобиля.

СОДЕРЖАНИЕ

АННОТАЦИЯ…… 3
СОДЕРЖАНИЕ……...4
ВВЕДЕНИЕ…….....6
1 АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ
1.1 Подвеска автомобиля……..…….....7
1.2 Обзор схем задних подвесок..……..11
1.2.1 Зависимая подвеска «классическая»…….....…....11
1.2.2 Подвеска «Де Дион»……....12
1.2.3 Гидропневматическая подвеска….…….……....14
1.2.4 Подвеска «Дюбоне»……...……..17
1.2.5 Многорычажная подвеска.....……..……..…….....19
1.2.6 Независимая подвеска на двойных поперечных рычагах.....……...23
2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ
2.1 Роль подвески в обеспечении устойчивости автомобиля ……..…...33
2.2 Требования к задней подвеске…….....39
2.3 Разработка кинематической схемы задней подвески …….……...40
2.4 Расчёт показателей устойчивости и управляемости автомобиля для прототипа и разрабатываемой подвески ……42
2.4.1 Расчет основных параметров базового и проектируемого автомобиля……...47
2.4.2 Расчет управляемости базового и проектируемого автомобиля …..…….....…….....49
2.5 Прочностной расчёт задней подвески…….……..51
2.5.1 Расчёт кинематики подвески ……...……..…51
2.5.2 Расчет минимальной массы……...…….....54
2.5.3 Расчет верхнего рычага подвески ……...…….....…59
2.5.4 Расчет нижнего рычага подвески …….……....66
2.5.5 Расчет стабилизатора поперечной устойчивости …..……...…..…71

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ
3.1 Обоснование выбранных размеров……..…….. ……...74
3.2 Обоснование выбранной заготовки…..…….....75
3.3 Разработка технологического процесса…….……..….75
3.4 Расчет режимов резания…….…….…….…..78
3.4.1. Токарная операция обработки прутка ……..……..…78
3.5 Расчет норм времени …….…….……80
3.5.1 Токарная операция обработки прутка……..……..…...……...80
ЗАКЛЮЧЕНИЕ…….…….....83
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК…….….84
ПРИЛОЖЕНИЕ А. СПЕЦИФИКАЦИИ…….....86

ВВЕДЕНИЕ

Подвеска автомобиля обеспечивает упругую связь между колёсами автомобиля и его кузовом (рамой). Если бы автомобиль не имел подвески, водитель, пассажиры и груз подвергались бы постоянным воздействиям от неровностей дороги, ощущали бы постоянные толчки, удары и вибрации, возникающие при движении автомобиля. Таким образом, подвеска автомобиля обеспечивает необходимый комфорт водителю, пассажирам и сохранность грузов. От конструкции подвески (кинематической схемы и характеристики направляющего устройства, нагрузочных характеристик упругих элементов и демпфирующих устройств) в значительной степени зависит поведение автомобиля на дороге, возможность достижения высоких скоростей движения и безопасность при совершении манёвров. Подвеска снижает величину силового воздействия на элементы конструкции автомобиля от дороги, уменьшая тем самым вероятность отказов и неисправностей.

В настоящее время на автомобилях ВАЗ 2121 «Нива» используется задняя зависимая подвеска с винтовыми цилиндрическими пружинами и гидравлическими телескопическими амортизаторами двухстороннего действия. на упругой балке. Она обладает большой массой, приводит к относительно плохой управляемости автомобилем и снижению сцепления с дорогой при наезде на препятствие, также имеется высокая вероятность заноса при прохождении поворотов. Для возможного увеличения комфорта и информативности управления, повышения проходимости в данной работе предложено заменить заднюю зависимую подвеску ВАЗ-2121 на независимую на двойных поперечных рычагах.

1 АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

1.1 Подвеска автомобиля

Подвеской называется совокупность устройств, осуществляющих упругую связь колес с несущей системой автомобиля (рамой или кузовом). Подвеска осуществляет упругую связь рамы (кузова) автомобиля с моста-ми или непосредственно с колесами, смягчая толчки и удары, возникаю-щие при наезде колес на неровности дороги. Подвеска автомобиля состоит из четырех основных устройств: направляющего, упругого, гасящего и стабилизирующего. Направляющее устройство подвески направляет дви-жение колеса и определяет характер его перемещения относительно кузова и дороги. Направляющее устройство передает продольные и поперечные силы и их моменты между колесом и кузовом автомобиля.

Упругие элементы служат для передачи вертикальных усилий и смягчения ударной нагрузки при движении по дороге с неровной поверхностью, обеспечения необходимой плавности хода. Стабилизирующее устройство уменьшает боковой крен и поперечные угловые колебания кузова автомобиля. Гасящее устройство служит для гашения вертикальных колебаний несущей системы, возникающих вследствие возмущающего воздействия дороги. В роли гасящего устройства используют амортизаторы. Наибольшее распространение получили амортизаторы одностороннего действия, которые создают сопротивление и гасят колебания на ходе отбоя. Направляющее устройство служит для восприятия и передачи тяговых, тормозных и поперечных сил (возникающих при повороте) от колёс к кузову.

Подвеска делит массу автомобиля на две части: подрессоренную и неподрессоренную. Подрессоренной массой называется суммарная масса несущей системы и всех находящихся на ней элементов, неподрессоренной – масса мостов и колес с шинами. Массы деталей подвески и карданного вала, т.е. деталей, которые крепятся одновременно к подрессоренным и

неподрессоренным частям, условно делят поровну между этими частями. К подвескам предъявляют следующие основные требования:

1) упругая характеристика подвески должна обеспечивать высокую плавность хода, отсутствие ударов в ограничители хода, противодействовать кренам при повороте, "клевкам" при торможениях и "приседаниям" при разгоне автомобиля;

2) кинематическая схема должна создать условия для возможного минимального изменения колеи и углов установки шкворней управляемых колес; соответствие кинематики перемещения колес кинематике рулевого привода, исключающее колебания управляемых колес вокруг шкворней;

3) подвеска должна обеспечивать оптимальную величину затухания колебаний кузова и колес, а также надежную передачу от колес кузову или раме продольных и поперечных усилий и их моментов. Современные автомобильные подвески становятся сложными конструкциями, сочетающими механические, гидравлические и пневматические элементы, зачастую имеют электронные системы управления, что позволяет достичь высоких параметров комфортабельности, в сочетании с устойчивостью, управляемостью и безопасностью. Вместе с тем, число выпускаемых и эксплуатируемых автомобилей с упругим элементом в подвеске, выполненным в виде цилиндрической пружины и регулятором тормозных сил в тормозной системе достаточно велико. В России – это в основном автомобили отечественного производства семейства ВАЗ, доля которых составляет 41,6% от всего парка легковых автомобилей.

На рисунке 1.1 приведена классификация подвесок автомобильного транспорта.

Рисунок 1.1 – Классификация подвесок автомобильного транспорта

Подвеска автомобиля предназначена:

1) для снижения интенсивности вибраций и динамических нагрузок, действующих на пассажиров, перевозимый груз и элементы конструкции автомобиля при его движении;

2) для осуществления передачи сил и моментов, возникающих от внешних воздействий, как на колеса, так и на несущую систему;

3) для демпфирования вертикальных колебаний колес и вертикальных и угловых колебаний несущей системы.

Таким образом, подвеска должна обеспечивать надежный контакт колес с дорогой, необходимый комфорт пассажирам и сохранность грузов, а также снижать вероятность возникновения отказов и неисправностей составных

частей автомобиля. От конструкции (кинематической схемы) подвески в значительной степени зависит поведение автомобиля на дороге, возможность движения с высокой скоростью и безопасность при совершении маневров.

Подвеска должна обеспечивать:

1) рациональную компоновочную схему собственных устройств и элементов;

2) надежный контакт колес с дорогой;

3) хорошую плавность хода;

4) требуемую устойчивость и управляемость автомобиля;

5) правильную кинематику управляемых колес при их вертикальных перемещениях (минимальное изменение колеи и углов установки колес; соответствие кинематики колес кинематике рулевого привода, исключающее колебания управляемых колес вокруг оси поворота);

6) надежность (долговечность, безотказность и ремонтопригодность) собственных устройств и элементов, а также бесшумность их работы.

Подвеска должна иметь благоприятную характеристику упругости собственных устройств и элементов и их малую массу (особенно массу неподрессоренных частей).

При необходимости, к подвеске могут быть предъявлены и дополнительные требования:

1) обеспечение регулирования положения кузова (платформы) автомобиля и дорожного просвета;

2) возможность изменения характеристики упругости с целью улучшения эксплуатационных свойств автомобиля.

Зависимая подвеска обычно используется на задней оси автомобиля. Однако на многих моделях настоящих внедорожников она применена в качестве подвески спереди. Такой тип подвесок являлся основным в первой половине 20 века, до 1930-х годов. Комплектация зависимой подвески включала рессоры или спиральные пружины. Проблемами, сопровождающими установку этих подвесок, являются:

– большая масса неподрессоренных элементов, особенно для осей, на которых расположены ведущие колеса;
– невозможность обеспечить оптимальность углов установки колес.

1.2 Обзор схем задних подвесок

1.2.1 Зависимая подвеска «классическая»

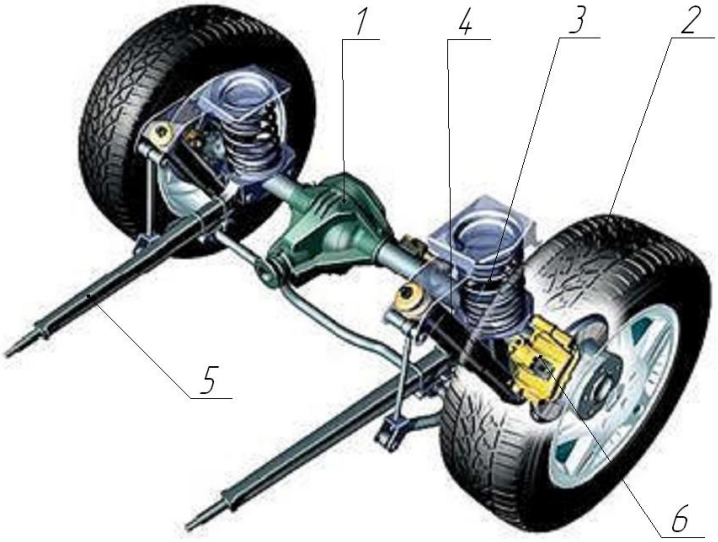


Рисунок 1.2 – Зависимая подвеска: *1* – редуктор заднего моста; *2* – колесо; *3* – пружина; *4* – аммортизатор; *5* – реактивная штанга; *6* – ступица

Зависимая подвеска применяется с самого зарождения автомобилестроения и до наших дней. Но постепенно она становится историей – мосты, жестко связывающие колеса, ныне используют на классических внедорожниках, таких как Nissan Patrol, Jeep или УАЗ. Еще реже на легковых автомобилях марки Волга и ВАЗ. Минусы конструкции – перемещение одного колеса передается другому, следствием чего являются резонансные

колебания колёс в поперечной плоскости (эффект шимми), что вредит и комфорту, и управляемости. Выход один – надо «развязывать» правую и левую стороны.

1.2.2 Подвеска «Де Дион»

Задняя подвеска «Де Дион», изобретенная более ста лет назад (рис. 1.3), используется до сих пор.

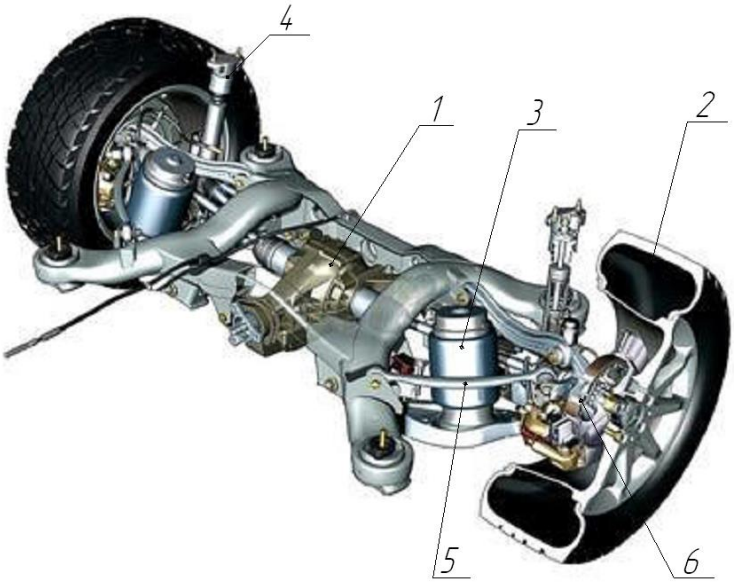


Рисунок 1.3 – Подвеска «Де Дион»: *1* – редуктор заднего моста; *2* – колесо; *3* – пневматическая камера; *4* – пневмостойка амортизатора; *5* –реактивная штанга; *6* – ступица

Одним из недостатков данной зависимой подвески ведущих колес является большая неподрессоренная масса, отрицательно влияющая на такие показатели, как комфортабельность автомобиля, его устойчивость и управляемость. В тех случаях, когда по финансовым или компоновочным соображениям инженеры отказываются от независимой подвески, выручает старая система «Де Дион». В ней картер главной передачи закрепляется на поперечине рамы или на кузове, а привод колес осуществляется полуосями на шарнирах. При этом колеса соединяются изогнутой балкой. Подвеска

остается зависимой, однако за счет крепления массивной главной передачи отдельно от моста неподрессоренная масса существенно уменьшается.

Список автомобилей, использующих задний ведущий мост типа «Де Дион», достаточно обширен, и в нем не только такие известные модели, как Volvo 345 1975 года и Alfa Romeo 75 1985-го, но и модели 2000 года: Aston Martin V8 Vantage, Honda HR-V 4×4 и ряд других. Свое название подвеска получила по имени графа Альбера де Диона маркиза ле Валь. В 1883 году появилось предприятие De Dion. Bouton. Trepardoux. Граф играл в нем роль финансиста, Бутон технолога и сборщика, а Трепарду представлял конструкторское бюро в единственном лице. 20 марта 1893 года был запатентован задний мост де Дион. О неподрессорных массах ни граф, ни Бутон, ни Трепарду и понятия не имели, к созданию этого узла их подтолкнула интуиция. В первых конструкциях трициклов и квадроциклов De Dion-Buton двигатель закреплялся на задней оси. Езда по булыжным мостовым настолько растрясала мотор, что детали от него отваливались буквально на ходу. Узел решили оградить от тряски, так и появился мост, или, как сегодня говорят, подвеска типа де Дион. Стремясь избавить зависимый задний мост от лишней тяжести инженеры постоянно совершенствовали конструкцию. Теперь такая подвеска может быть как зависимой, так и независимой. Например, в Mercedes R-класса инженеры объединили достоинства разных схем – корпус главной передачи закрепили на подрамнике, колеса, подвешенные на пяти рычагах, вращают качающиеся полуоси, а роль упругих элементов играют пневматические стойки.

1.2.3 Гидропневматическая подвеска

Первой подвеску с изменяемым дорожным просветом для легкового автомобиля создала французская фирма Citroën. Упругим элементом в амортизаторах служил сжатый азот, а силовым (образующим и передающим давление в системе) жидкость. Поэтому такая подвеска получила название гидропневматической. Гидронасос нагнетает жидкость из резервуара в закрепленные рядом с амортизатором сферы. Внутри каждой сферы жидкость и газ разделены мембраной. Таким образом в амортизаторах поддерживается необходимое давление, а крены машины постоянно компенсируются. Вдобавок встроенный в гидросистему кран позволяет регулировать количество циркулирующей в контурах жидкости, а значит, увеличивать или уменьшать дорожный просвет. В 1954 году эта схема была впервые применена на модели высшего класса Citroën 15-6. Уже в октябре 1955 года новинка фирмы Citroën DS вызвала на 42-ом Парижском автосалоне настоящий фурор. По тем временам это была инновационная машина. Ее гидропневматическая подвеска обеспечивала постоянство дорожного просвета независимо от количества пассажиров и багажа и потрясающе плавный ход. Эта машина могла накреняться вперед и назад, а также вывешивать любое колесо без домкрата. Водитель Citroën DS мог по собственному усмотрению ступенчато изменять дорожный просвет. Это не только повышало устойчивость и активную безопасность автомобиля на шоссе (понижался центр тяжести, уменьшался поток воздуха под днищем, создающий подъёмную силу), но и облегчало езду по бездорожью, что важно для изобилующей проселками Франции.

Впоследствии такая схема подвески применялась на большинстве автомобилей марки Citroën и все время совершенствовалась. Новейшая разработка фирмы подвеска Hydroactive III получила электронное управление при помощи датчиков, компьютера и исполнительных устройств. В результате клиренс модели Citroën C5 не только поддерживается, но и автома-

тически регулируется в зависимости от скорости движения, качества дорожного покрытия и стиля езды. Диапазон изменений дорожного просвета достигает 20-30 см. Citroën сделала гидропневматическую подвеску своей ключевой технологией, применив ее раньше других. Однако аналогичную подвеску Hydrolastic в свое время устанавливала на свои малолитражные автомобили английская British Leyland Motor Corp., а фирма Lotus разработала гидропневматику для разведывательного танка Scorpion.

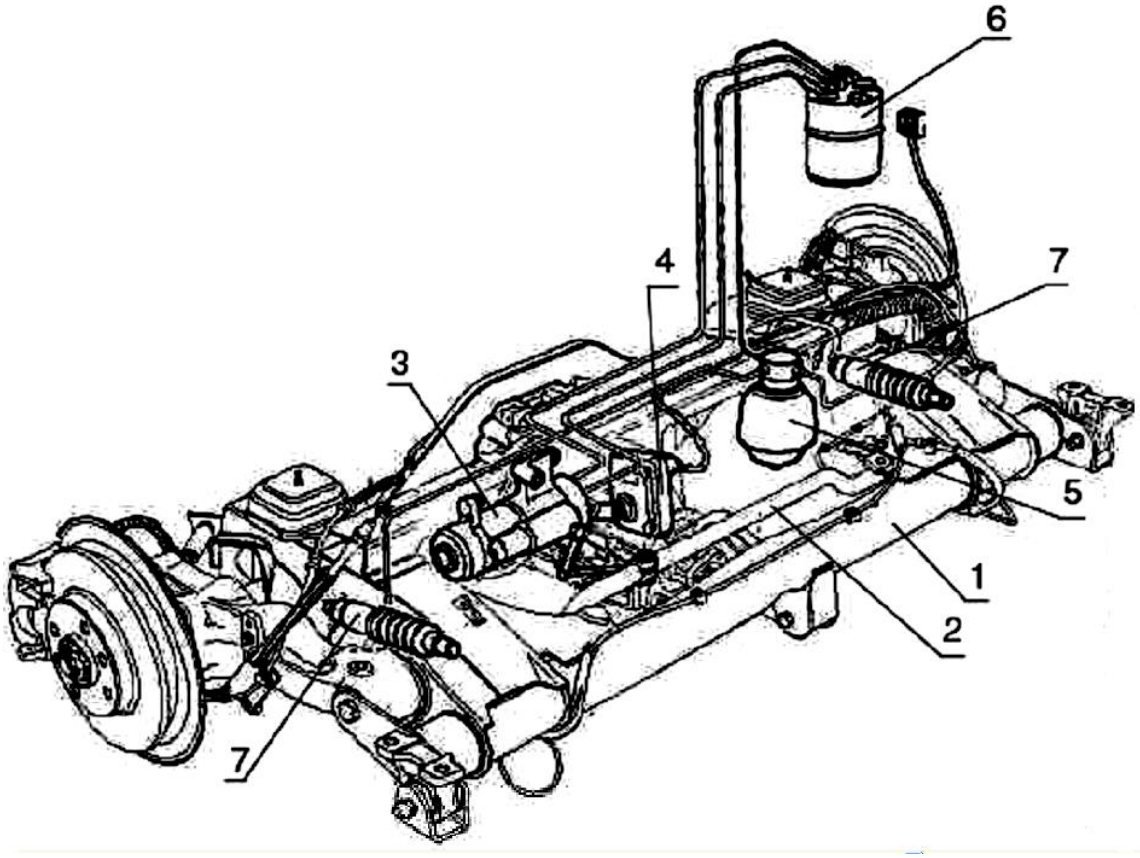


Рисунок 1.4 – Гидропневматическая подвеска с изменяемым дорожным просветом: 1 – поперечная балка; 2 – торсион; 3 – насос; 4 – датчик высоты кузова; 5 – бачок-гидроаккумулятор с азотом; 6 – заливной бачок; 7 – гидроцилиндры подвески

Автомобили Peugeot 405 с приводом на четыре колеса (4×4) оснащены гидропневматической задней подвеской в соответствии с рисунком 1.4, благодаря которой сохраняется постоянная высота задней части кузова независимо от нагрузки на автомобиль.

Специальный бачок, наполненный азотом, подвергается воздействию элементов подвески посредством гидравлического контура. Газ выступает в данном случае в качестве пружины, а масло, дросселируемое в калиброванных трубопроводах, играет роль амортизатора. Вместо воздействия на винтовую пружину рычаг подвески воздействует на поршень, который преобразует это воздействие в перемещение колеса. Сохранение основного давления является обязательным условием для обеспечения нормальной высоты подвески. Это давление создается гидравлическим насосом, приводимым в действие электрическим приводом. Необходимое давление определяется выключателем, действие которого зависит от высоты кузова.

Независимо от нагрузки на автомобиль высота кузова постоянна. Задняя подвеска имеет два специальных рычага, установленных на конических подшипниках, герметичность которых обеспечивается уплотнительными кольцами. Каждый из рычагов имеет круглое отверстие со стороны ступицы приводной полуоси. Также каждый рычаг имеет гнездо для шарового шарнира промежуточного хвостовика, передающего движение к цилиндру подвески. Каждый из двух цилиндров подвески имеет поршень и элемент, соединяющий его с рычагом подвески, кожух уплотнения и обнаружения потеков, соединение с амортизирующим элементом и разветвление, подающее жидкость к бачку. Бачок отрегулирован на давление 4,0 МПа и имеет четыре соединения: с двумя цилиндрами подвески, с гидравлическим насосом высокого давления и с регулятором давления.

Гидравлический насос включается датчиком высоты кузова, соединенным со стабилизатором при помощи соединителей. Электрически управляемый клапан слива открывает выход жидкости в случае слишком высокого давления (уменьшение нагрузки на багажник, уменьшение нагрузки на заднюю подвеску).

Бачок гидравлической жидкости обеспечивает питание контура. В него поступают излишки жидкости и жидкость при открывании клапана слива. Из

этого бачка жидкость подается в насос высокого давления через фильтр. Регулятор давления согласует силу торможения с нагрузкой на заднюю ось (в зависимости от давления в контуре). Специальный выключатель, прикрепленный к держателю бачка, ограничивает давление до максимального значения 13,50 МПа. Поперечина задней подвески несет все элементы, а также приводной мост. Она крепится к кузову спереди при помощи двух эластичных опор, а сзади – при помощи двух металло-резиновых элементов.

1.2.4 Подвеска «Дюбоне»

Весьма оригинальная разновидность независимых схем – подвеска «Дюбоне» (рис. 1.5). Рычаг подвески одной стороной крепится к колесу, а другая входит в заполненный маслом цилиндр. Внутри него расположена пружина, в чашку которой и упирается рычаг. Масло не только смазывает подшипники рычага, но и служит амортизаторной жидкостью. Таким образом, заполненный маслом цилиндр – одновременно упругий и амортизирующий элемент.

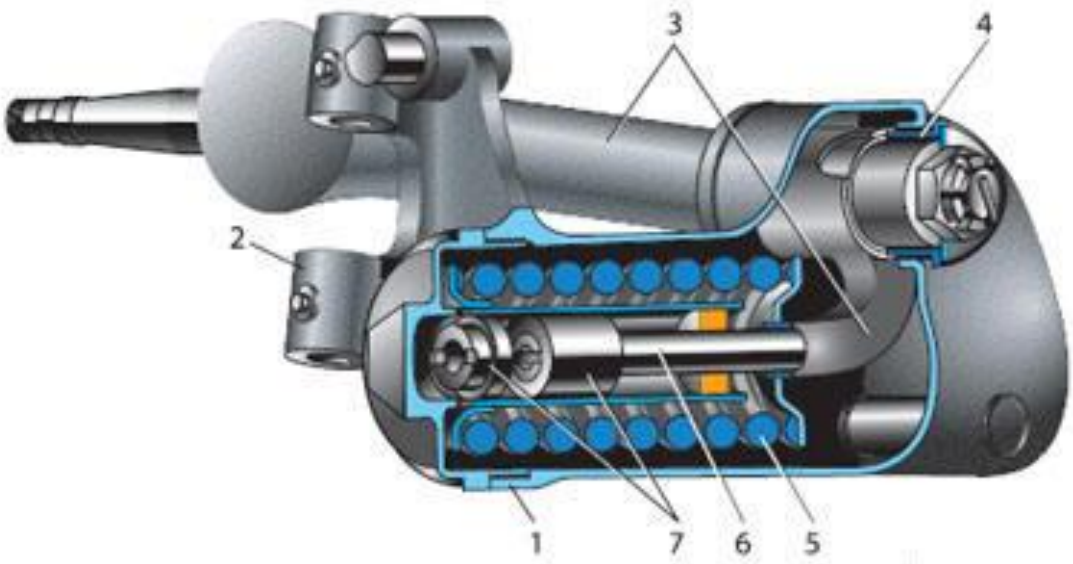


Рисунок 1.5 – Независимая подвеска «Дюбоне»: 1 – корпус; 2 – ушки шкворня; 3 – рычаг; 4 – игольчатый подшипник; 5 – пружина; 6 – шток поршня; 7 – клапаны

Очень сложную в изготовлении и ремонте подвеску «Дюбоне» применяли лишь в 1930-х годах прошлого века на некоторых американских моделях Opel Kadett, а от него по наследству она перешла на Москвич 400.

1.2.5 Многорычажная подвеска

Многорычажная подвеска (рис. 1.6) в настоящее время является самым распространенным типом подвески, который применяется на задней оси легкового автомобиля. Она является дальнейшим развитием подвески на двойных поперечных рычагах. Если каждый из поперечных рычагов разделить на две части (два отдельных рычага) получится простейшая многорычажная подвеска.

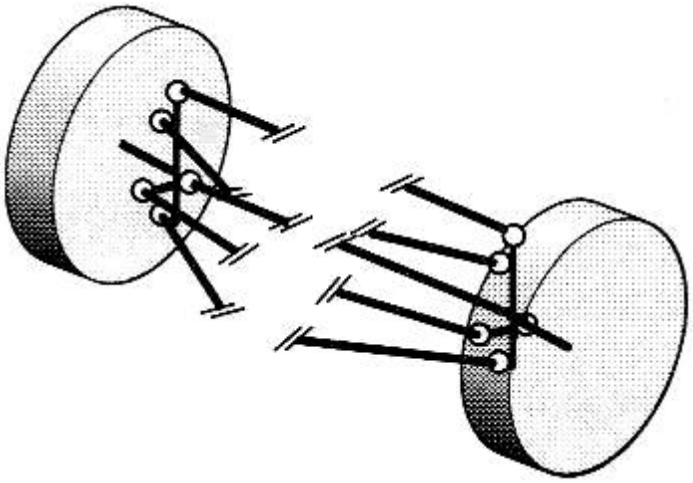


Рисунок 1.6 – Схема многорычажной подвески

Многорычажная подвеска устанавливается как на переднеприводные, так и на заднеприводные автомобили. На передней оси данный тип подвески устанавливается значительно реже. Основными преимуществами многорычажной подвески, обусловленными ее конструкцией, являются:

1) малая неподрессоренная масса;

2) высокий уровень плавности хода;

3) низкий уровень шума, т.к. все элементы подвески крепятся к подрамнику через мощные резинометаллические шарниры;

4) лучшая управляемость и устойчивость;

5) удобство для использования в подвесках автомобилей типа 4×4;

6) возможность независимой продольной и поперечной регулировки положения колеса.

Кинематика многорычажной задней подвески обеспечивает лучшее сцепление шин с дорогой при различных нагрузках и, обладая способностью «подруливать», препятствует заносу задней оси. Вместе с тем, подвеска достаточно дорога и сложна в производстве, при установке и обслуживании.

Многорычажная подвеска (рис. 1.7) состоит из следующих составных элементов: подрамника; поперечных рычагов; продольного рычага; ступичной опоры; амортизатора; пружины; стабилизатора поперечной устойчивости.

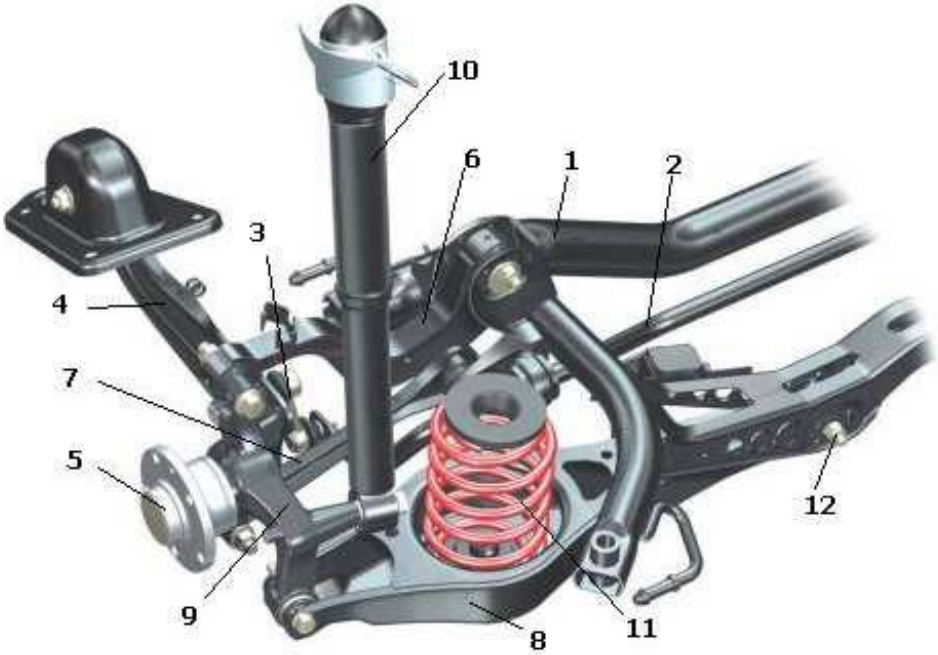


Рисунок 1.7 – Задняя многорычажная подвеска: 1 – подрамник; 2 – стабилизатор поперечной устойчивости; 3 – стойка стабилизатора поперечной устойчивости; 4 – продольный рычаг; 5 – ступица колеса; 6 – верхний поперечный рычаг; 7 – передний нижний поперечный рычаг; 8 – задний нижний поперечный рычаг; 9 – ступичная опора; 10 – амортизатор; 11 – пружина; 12 – узел регулировки схождения

Подрамник 1 является несущим элементом подвески. К подрамнику через резинометаллические шарниры крепятся поперечные рычаги 6, 7 и 8. Поперечные рычаги соединены со ступичной опорой 9 и обеспечивают требуемое её положение в поперечной плоскости. В конструкции подвески может использоваться от трех до пяти поперечных (пространственных) рычагов и тяг. Стандартная конструкция многорычажной подвески включает три поперечных рычага: верхний 6, передний нижний 7 и задний нижний 8.

Верхний рычаг служит для передачи поперечных усилий и связывает корпус опоры колеса с подрамником. Передний нижний рычаг определяет схождение колеса. Задний нижний рычаг воспринимает массу кузова, которая передается на рычаг через пружину.

Продольный рычаг 4 воспринимает продольные усилия. Он с помощью опоры крепится к кузову автомобиля. С другой стороны рычаг соединен со ступичной опорой 9.

В местах соединения рычагов используются эластичные резинометаллические втулки (сайлентблоки) и шаровые шарниры, которые хорошо демпфируют ударные нагрузки. Эластичность крепления рычагов имеет положительный эффект при движении на поворотах – резиновые втулки и шаровые шарниры позволяют рычагам немного проворачиваться, что создает эффект пассивного подруливания задних колес.

Каждый рычаг и тяга контролируют определенный аспект поведения колеса, например изменение его развала или поперечного перемещения. Элементы подвески сконструированы так, чтобы они, работая совместно, не влияли на работу друг друга. Кроме того, им может быть придана определенная форма, чтобы освободить необходимое пространство вокруг подвески. Ступичная опора (корпус опоры колеса) является основанием для размещения ступичного подшипника и крепления колеса.

Упругим элементом подвески является винтовая пружина 11, которая опирается на задний нижний поперечный рычаг. Амортизатор 10 обычно расположен отдельно от пружины и соединен со ступичной опорой.

В подвеске установлен стабилизатор поперечной устойчивости 2. Штанга стабилизатора закрепляется с помощью резиновых опор на подрамнике. Специальные стойки 3 обеспечивают соединение штанги со ступичными опорами.

Впервые задняя многорычажная подвеска была установлена на автомобиль Mercedes-Benz 190 образца 1982 г. (рис. 1.8). Подвеска состояла из четырёх рычагов: верхних поперечных (1 и 2) и нижних поперечных (3 и 5) и косой вспомогательной тяги (4). На один из нижних рычагов 5 опиралась пружина. Телескопический амортизатор был соединен со ступичной опорой.

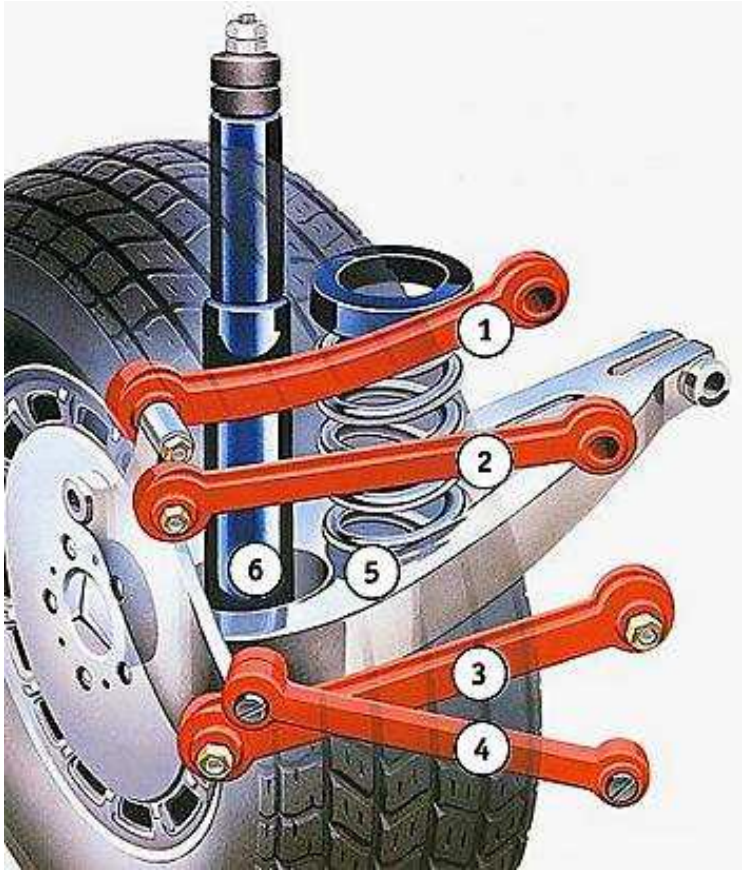


Рисунок 1.8 – Задняя многорычажная подвеска автомобиля Mercedes-Benz 190

Верхний и нижний рычаги в плане образовывали что-то вроде трапеций. Когда при торможении наружные концы рычагов (за счет эластичности шар-

ниров подвески и деформации самих рычагов) слегка подавались назад, стороны трапеций доворачивали колеса внутрь с целью получения положительного схождения. Вспомогательная тяга, ориентированная косо вперед, при боковом крене автомобиля на повороте обеспечивала некоторый доворот колеса (на угол около 10 градусов), что придавало автомобилю незначительную недостаточную поворачиваемость, при которой он стремился вернуться к прямолинейному движению. В результате автомобиль всегда имел хорошую управляемость и устойчивость.

Среди преимуществ передней многорычажной подвески (рисунок 1.9), необходимо отметить хорошую курсовую устойчивость автомобиля, его способность быстро, четко и однозначно реагировать на управляющие действия водителя, предсказуемое поведение при движении на поворотах и высокий уровень комфорта вне зависимости от изменения нагрузки на передние колеса. Приведенная схема, кроме того, обеспечивает хорошее информативное реактивное действие на рулевое колесо и препятствует «клевкам» автомобиля при торможении, улучшая, таким образом, распределение динамических нагрузок между осями.

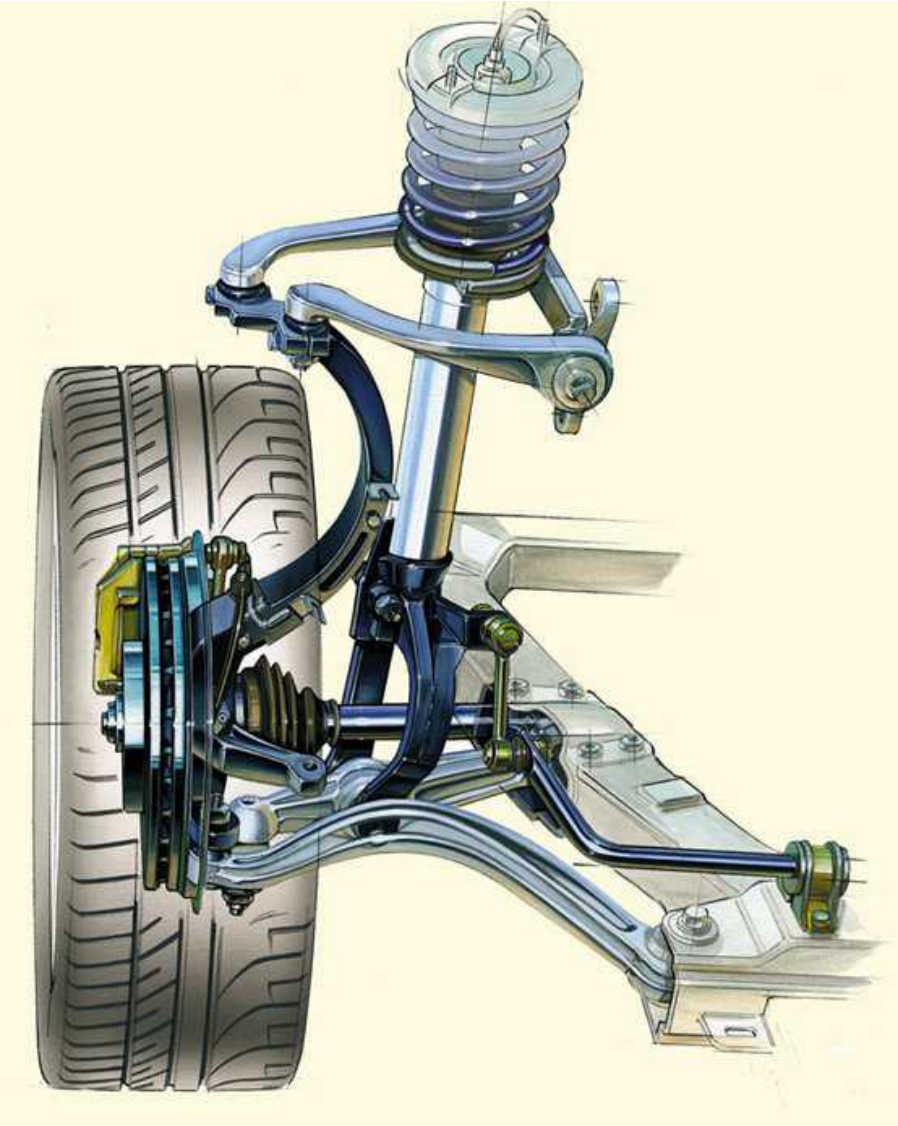


Рисунок 1.9 – Передняя многорычажная подвеска

1.2.6 Независимая подвеска на двойных поперечных рычагах

Двухрычажные подвески с 60-х годов XX века являются наиболее распространенным типом передних подвесок легковых автомобилей классической компоновки. Их преимуществами являются:

- малая неподрессоренная масса;
- относительно небольшое пространство для размещения подвески, в связи с чем, достаточно большое подкапотное пространство между короткими верхними рычагами для продольного размещения рядных и V-образных, а иногда и поперечно расположенных двигателей;

– возможность при проектировании путём выбора определённой геометрии и относительного расположения рычагов задавать основные установочные параметры подвески – изменение углов развала колёс и колеи при ходах сжатия и отбоя, высоту продольного и поперечного центров крена и другие;
– возможность противодействия изменению развала, обусловленному боковым креном кузова, при более коротких верхних рычагах подвески, что связано с наклоном колеса при ходе сжатия в сторону отрицательного развала, а при ходе отбоя – в сторону положительного;
– возможность корректирования управляемости и устойчивости автомобиля.

Кроме того, подвеска нередко монтируется на крепящейся к кузову или раме поперечине (балке), и в этом случае представляет собой отдельный агрегат в сборе, который может быть целиком установлен на автомобиль или демонтирован для ремонта или замены, что снижает трудоемкость конвейерной сборки автомобиля и замены подвески.

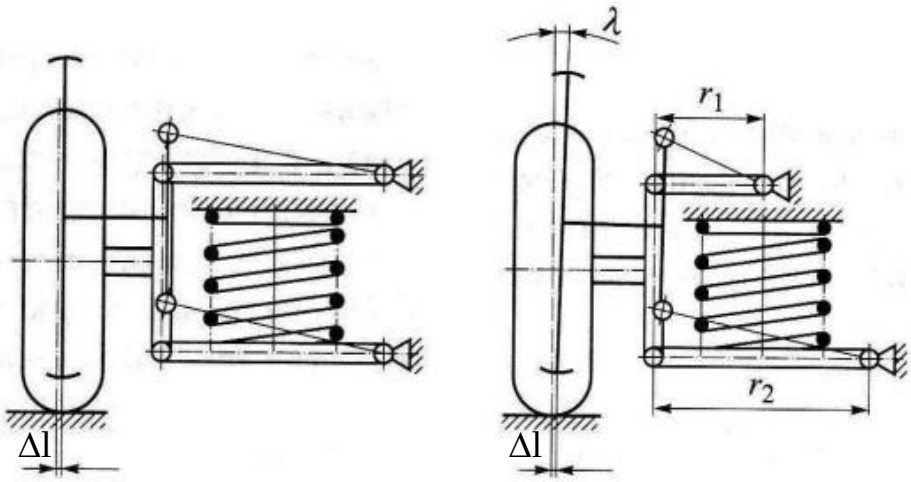
Рычаги подвески штампованные или кованые вильчатой формы, что в совокупности с разнесением шарниров крепления рычагов к кузову (раме) по ширине позволяет одинаково хорошо передавать как боковые, так и продольные силы. Увеличение же расстояния между рычагами по высоте позволяет снизить силы, действующие в рычагах и их опорах, и податливость деталей подвески, то есть уменьшить нагрузки на кузов, усложняя, правда, компоновку моторного отсека.

Недостатком подвески этого типа является сложность компоновки поперечно расположенных силовых агрегатов переднеприводных автомобилей из-за достаточно большого занимаемого рычагами подвески пространства, а также большое количество деталей в составе подвески.

Подвеска на двух (двойных) поперечных рычагах одинаковой длины (рисунок 1.10, а) полностью исключает изменение наклона плоскости вращения

колёс (λ = 0), однако изменение колеи Δl при этом достигает большой величины, что ведет к износу шин и ухудшению боковой устойчивости автомобиля.

Подвеска на двух поперечных рычагах разной длины (рисунок 1.10, б) позволяет при максимальном подъеме колеса ограничивать угол λ небольшой величиной (~ 5...60), при которой возникающий гироскопический момент гасится моментом сил трения в системе. Одновременно изменение колеи Δl должно компенсироваться упругостью шины и не вызывать ее проскальзывания по опорной поверхности. Изменение колеи Δl должно быть не более 4...5 мм, а отношение r1 / r2 = 0,55...0,65, что при ходе сжатия подвески обеспечивает выгодное с точки зрения кинематики изменение развала колёс в сторону отрицательного.



а) б)

Рисунок 1.10 – Схемы двухрычажных подвесок с рычагами одинаковой (а) и разной (б) длины

В этой подвеске (рисунок 1.11) с каждой стороны автомобиля расположены по два поперечных рычага, внутренние концы которых подвижно соединены с кузовом или поперечиной (или балкой), а внешние – с поворотной (в передней подвеске) или неповоротной (в задней подвеске) стойкой цапфы колеса. Рычаги могут устанавливаться параллельно или под

определённым углом друг относительно друга в продольной и поперечной плоскостях.

С точки зрения кинематики и управляемости подвески на двойных поперечных рычагах имеют наиболее совершенный тип направляющего устройства. Это обусловливает очень широкое их распространение на спортивных и гоночных автомобилях, а также на автомобилях представительского класса. В частности, все современные автомобили «Формулы-1» имеют именно такую подвеску как спереди, так и сзади.

Рисунок 1.11 – Подвески на двойных поперечных рычагах

Если подвеска на поперечных рычагах используется для подрессоривания поворотных колёс, её конструкция должна обеспечивать их поворот на необходимые углы. Для этого, либо сами стойки, соединяющие рычаги, выполняют поворотными на специальных шаровых шарнирах с двумя степенями свободы (шаровых опорах), либо стойки выполняются неповоротными и качаются на обычных цилиндрических шарнирах с одной степенью свободы (например, резьбовых втулках), а поворот колёс осуществляется вокруг вращающихся в подшипниках шкворней, являющихся осями поворота колёс.

В настоящее время шкворни применяются, как правило, в подвесках автобусов и грузовых автомобилей, а допускающие существенно меньшие

нагрузки, но не требующие смазки шаровые шарниры – в подвесках легковых автомобилей.

Передняя шкворневая подвеска (рисунок 1.12) смонтирована на стальной кованой балке 10, что обеспечивает высокую жесткость подвески. Балка крепится болтами к лонжеронам 9 кузова. В балку запрессована полая ось, к которой с каждой стороны болтами через резинометаллические шарниры 22 присоединены внутренние концы нижнего рычага 12.

К верхней части балки болтами прикрепляется ось 8 верхнего рычага, к которой с каждой стороны болтами через резинометаллические шарниры 11 присоединены внутренние концы верхнего рычага 5. Между осью и балкой установлены регулировочные прокладки для корректировки углов продольного наклона шкворня и развала колеса.

Каждый нижний и верхний рычаги в сборе состоят из двух стальных кованых рычагов, соединенных между собой чашкой 14 пружины 13 и опорой резинового буфера отбоя 4, соответственно.

К наружным концам верхнего 5 и нижнего 12 рычагов присоединена шарнирно на резьбовых втулках с помощью пальцев 20 и 21 с гайками стальная кованая стойка 3 подвески. В каждом шарнире наружная резьбовая втулка (показана фиолетовым цветом) запрессована в головку стойки, а внутренняя более длинная резьбовая втулка (показана красным цветом), являющаяся распорной, плотно зажата между ушками рычагов стяжным болтом с гайкой, имеющей конусную опорную поверхность. Смазка подается к шарнирам через пресс-масленки 19, завернутые в головки стоек. Через нижнюю пресс-масленку смазывается также игольчатый подшипник шкворня.

В отверстиях стойки на игольчатых подшипниках установлен шкворень 17, который закреплен стопорным штифтом в поворотном кулаке. В нижней части стойки на площадке установлен резиновый буфер сжатия 16.

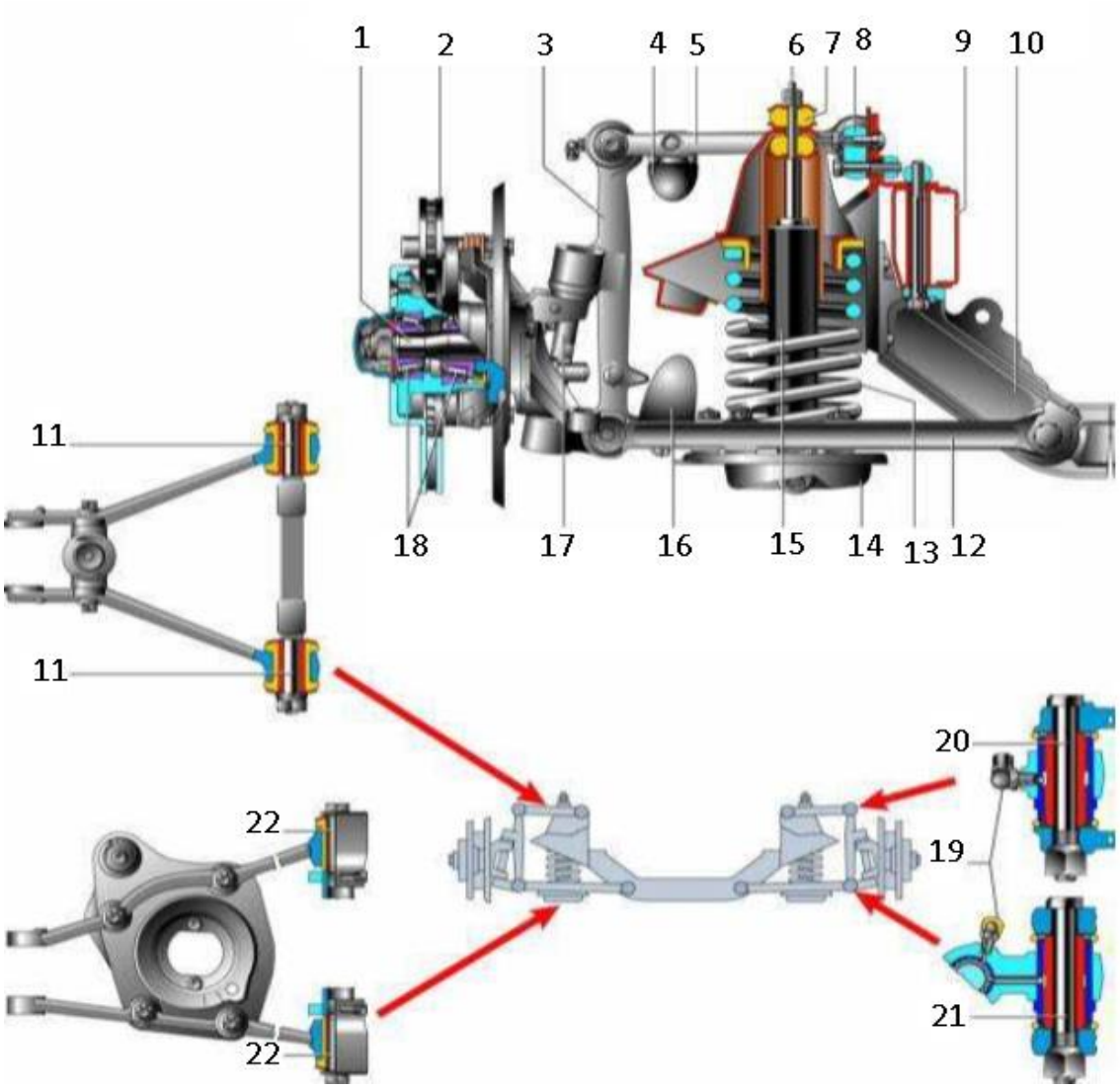


Рисунок 1.12 – Схема передней шкворневой подвески: 1 – цапфа поворотного кулака; 2 – тормозной диск; 3 – стойка; 4 – буфер отбоя; 5 – верхний рычаг; 6 – шток амортизатора; 7 – подушки верхнего крепления амортизатора; 8 – ось верхнего рычага; 9 – лонжерон; 10 – балка; 11 – резинометаллические шарниры верхнего рычага; 12 – нижний рычаг; 13 – пружина; 14 – чашка пружины; 15 – амортизатор; 16 – буфер сжатия; 17 – шкворень; 18 – роликовые подшипники ступицы колеса; 19 – пресс- масленки; 20 и 21 – резьбовые втулки стойки; 22 – резинометаллические шарниры нижнего рычага

Между упором верхней части балки и опорной чашкой нижнего рычага установлена пружина 13. Сверху под пружину поставлена резиновая прокладка.

Внутри пружины установлен телескопический амортизатор 15, который нижним ушком соединен через резиновые втулки с пальцем, закрепленным на опорной пластине опорной чашки пружины. Шток амортизатора на двух 56 резиновых подушках с обоймами соединен с верхней частью балки и затянут гайкой с контргайкой.

Отличия бесшкворневой подвески автомобиля (рисунок 1.13), смонтированной на той же балке, что и шкворневая подвеска, показанная на рисунке 1.4, состоят в следующем:

1 По бокам к балке электросваркой приварены верхние опорные чашки 18 пружин 33 вместе с кронштейнами крепления верхних рычагов. 2 Ось 47 верхнего рычага 14 прикреплена к кронштейну двумя болтами 24 и двумя шпильками 22. Между осью рычага и балкой установлены регулировочные прокладки 23 для корректировки углов продольного и поперечного наклона оси поворота колеса. 3 Штампованный верхний рычаг 14 установлен на оси на резинометаллических шарнирах (сайлентблоках) 46 и закреплён болтами 45. 4 Нижний рычаг 32 прикреплён к балке болтами 43 через сайлентблоки 44. 5 Кованый поворотный кулак 11 соединен с верхним и нижним рычагами посредством сферических шарниров (шаровых опор) 13 и 39. В конструкцию шарнира входит палец с полусферической головкой, на него надет металлокерамический опорный вкладыш, работающий по сферической поверхности корпуса шарнира. Палец опирается на вкладыш из специальной резины с нейлоновым покрытием, установленный в специальной обойме. Корпус шарнира крепится к рычагу подвески. При повороте колеса палец поворачивается вокруг своей оси во вкладышах. При прогибах подвески палец совместно с вкладышем качается относительно центра сферы, для чего в корпусе имеется овальное отверстие.

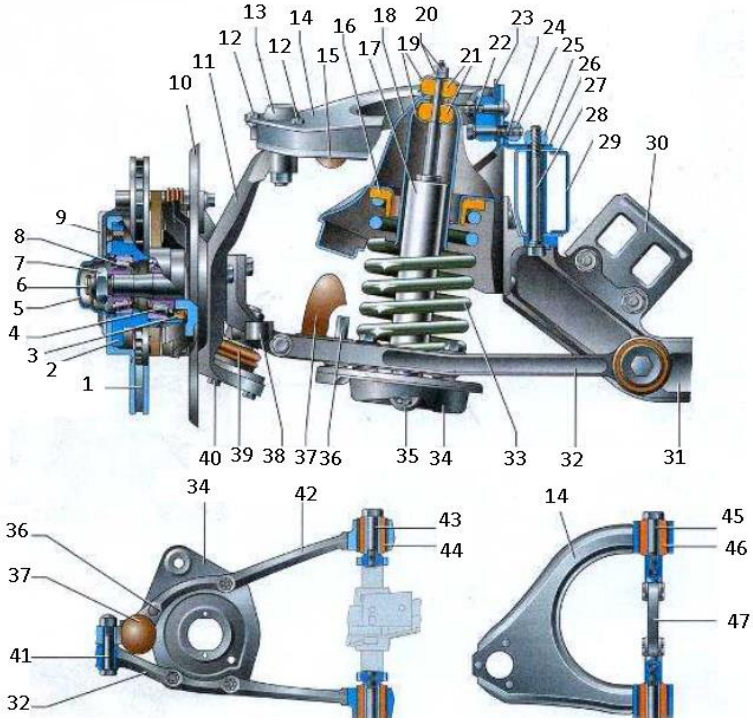


Рисунок 1.13 – Схема передней бесшкворневой подвески: 1 – тормозной диск; 2 – ступица; 3 – манжета; 4 и 8 – внутренний и наружный подшипники ступицы; 5 – колпак ступицы; б – цапфа; 7 – гайка ступицы; 9 – скоба дискового тормоза; 10 – тормозной щит; 11 – поворотный кулак; 12 болт крепления верхней шаровой опоры; 13 – верхняя шаровая опора; 14 – верхний рычаг; 15 – резиновый буфер хода отбоя; 16 – прокладка; 17 – амортизатор; 18 – верхняя опорная чашка пружины; 19 – шайбы подушек; 20 – гайки крепления штока амортизатора; 21 – подушки амортизатора; 22 – шпилька крепления оси верхнего рычага; 23 – регулировочные прокладки; 24 – болт крепления оси верхнего рычага; 25 и 26 – гайки; 27 – кронштейн крепления подвески к лонжерону; 28 – болт крепления балки к лонжерону; 29 – лонжерон; 30 – кронштейн опоры двигателя; 31 – балка; 32 – нижний рычаг; 33 – пружина; 34 – нижняя опорная чашка пружины; 35 – шарнир амортизатора; 36 – болт крепления чашки амортизатора; 37 – резиновый буфер хода сжатия; 38 – поворотный рычаг; 39 – нижняя шаровая опора; 40 – болт крепления нижней шаровой опоры; 41 – болт, стягивающий части нижнего рычага; 42 – передняя часть нижнего рычага; 43 – болт крепления нижнего рычага к балке; 44 и 46 – сайлентблоки; 45 – болт крепления верхнего рычага; 47 – ось верхнего рычага

В качестве упругих элементов в подвесках на двух поперечных рычагах кроме пружин применяются рессоры, торсионы и пневматические упругие элементы.

Конструкция подвески на двойных поперечных рычагах включает два поперечных рычага, пружину и амортизатор.

Рычаг может иметь U-образную или L-образную форму. Каждый из рычагов имеет две точки крепления к кузову автомобиля и одну к поворотному кулаку. Крепление к кузову осуществляется с помощью резинометаллических втулок – сайлентблоков, которые противостоят продольным нагрузкам при ускорении и торможении. Крепление рычагов к поворотному кулаку производится посредством шаровых шарниров – т.н. шаровых опор.

Верхний рычаг, как правило, имеет меньшую длину, что дает отрицательный угол развала колеса при сжатии и положительный – при растяжении (отбое). Данное свойство придает дополнительную устойчивость автомобилю при прохождении поворотов, оставляя колесо перпендикулярным дороге независимо от положения кузова.

Пружина и амортизатор в подвеске на двойных поперечных рычагах выполнены соосно. Амортизатор верхней частью крепиться к кузову автомобиля, нижней – шарнирно к нижнему поперечному рычагу.

Дальнейшим развитием подвески на двойных поперечных рычагах является и многорычажная подвеска. В ней сдвоенные поперечные рычаги разделены на отдельные рычаги, при этом один из нижних рычагов выполнен продольно оси автомобиля. Это позволило избавиться от отрицательного угла развала задних колес, добиться эффекта подруливания в поворотах и, тем самым, повысить управляемость автомобиля.

Выводы по первой главе.

По результатам анализа существующих подвесок рассмотрено понятие подвеска автомобиля, значение его упругих элементов. Рассмотрены основные и дополнительные требования к подвескам, что именно должна она обеспечивать при корректной работе.

Произведен обзор существующих зависимых и независимых задних подвесок, их история, основные недостатки и преимущества.

По итогам проделанной работы для проектируемого автомобиля вместо задней зависимой подвески была предложена задняя независимая на двойных поперечных рычагах. Несмотря на недостатки в виде сложности компоновки данная схема позволяет задавать основные установочные параметры подвески. Всё это позволяет в теории улучшить устойчивость и управляемость проектируемого автомобиля.

2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 Роль подвески в обеспечении устойчивости автомобиля

Устойчивость автомобиля является важнейшим эксплуатационным свойством, от которого во многом зависит безопасность движения. Нарушение устойчивости автомобиля приводит к снижению безопасности движения, вследствие чего может возникнуть аварийная ситуация или произойти дорожно-транспортное происшествие. Признаком потери автомобилем устойчивости является его скольжение или опрокидывание. В зависимости от направления скольжения или опрокидывания автомобиля устойчивость может быть продольной или поперечной. Нарушение у автомобиля поперечной устойчивости в процессе эксплуатации наиболее вероятно и более опасно, чем нарушение продольной устойчивости [2].

В условиях эксплуатации чаще происходит нарушение поперечной устойчивости автомобиля (занос, опрокидывание), которое более опасно, чем нарушение продольной устойчивости.

На поперечную устойчивость автомобиля влияют различные конструктивные и эксплуатационные факторы. К ним относятся крен кузова автомобиля, износ шин, неисправность тормозных механизмов, центр тяжести автомобиля и колея колес, расположение груза в кузове, дорожное покрытие, повороты и виражи дороги, способ торможения автомобиля и др.

Рассмотрим влияние различных факторов на поперечную устойчивость автомобиля.

Поперечный крен кузова. При определении показателей поперечной устойчивости автомобиля не учитывались эластичность шин и упругость подвески, а автомобиль рассматривался как единое твердое тело.

В действительности автомобиль представляет собой систему масс, соединенных между собой подвеской, к которым относятся подрессоренные (кузов) и неподрессоренные (мосты, колеса) массы.

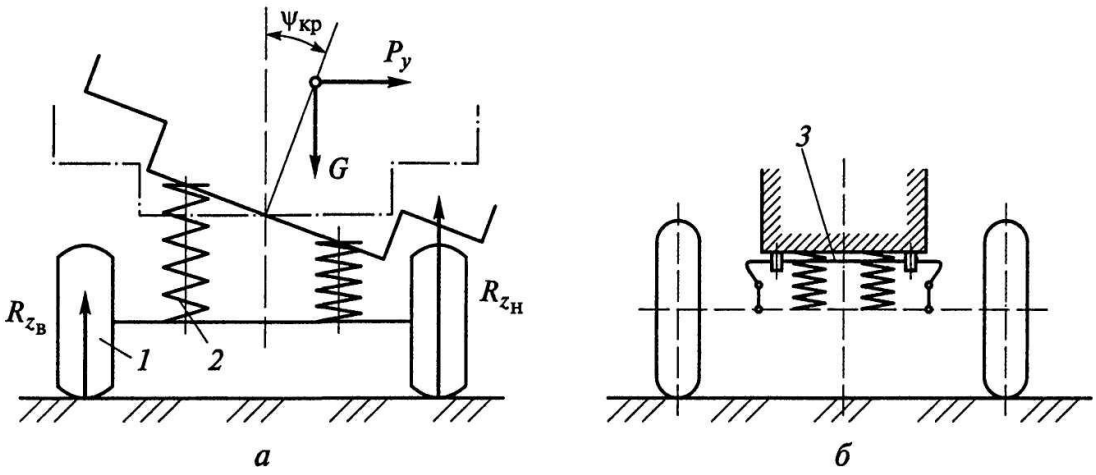


Рисунок 2.1 – Крен кузова (а) и стабилизатор (б) поперечной устойчивости кузова: 1 – шина; 2 – упругое устройство подвески; 3 – стабилизатор

При разгоне, торможении и повороте автомобиля, а также езде по неровностям дороги вследствие действия боковой силы $P_у$ (рисунок 2.1, а) шины 1 и упругие устройства 2 подвески (рессоры, пружины и др.) с одной стороны автомобиля разгружаются, а с другой – нагружаются. В результате кузов автомобиля наклоняется в поперечном направлении. Угол $\psi_{кр}$ крена кузова увеличивается с возрастанием боковой силы $P_у$. Он может быть уменьшен при увеличении угловой жесткости подвески, что достигается установкой в подвеске стабилизатора 3 (рисунок 2.1, б) поперечной устойчивости, который препятствует крену кузова и уменьшает его поперечные угловые колебания.

Обычно при эксплуатации угол поперечного крена кузова не превышает 10°, однако этого достаточно для того, чтобы возросла возможность опрокидывания автомобиля. Поэтому значения критической скорости и критического угла поперечного уклона дороги (косогора) в действительности будут на 10…15% меньше рассчитанных по формулам.

Износ шин. В процессе эксплуатации по мере износа протектора шин ухудшается сцепление колес с дорогой и возрастает вероятность заноса автомобиля. Так, например, значение коэффициента сцепления колес с

дорогой, протектор шин которых изношен до полного исчезновения рисунка («лысые шины»), почти в 2 раза меньше, чем у новых шин. Поэтому эксплуатация автомобиля с «лысыми шинами» недопустима.

Неисправности тормозных механизмов. Нарушение поперечной устойчивости автомобиля происходит чаще всего при торможении, когда в местах контакта шин с дорогой действуют большие тормозные силы. В этом случае тормозящее колесо неустойчиво при действии боковой силы, и достаточно ее небольшой величины, чтобы начался занос автомобиля.

Причиной нарушения поперечной устойчивости при торможении может быть неравномерное распределение тормозных сил по колесам автомобиля из-за замасливания или неправильной регулировки тормозных механизмов. При этом неравномерность распределения тормозных сил у передних колес опаснее, чем у задних. Так, например, при одном заторможенном заднем правом колесе (рисунок 2.2, а) автомобиль отклоняется вправо от направления прямолинейного движения. При этом расстояние $S_Ц$ от центра тяжести автомобиля до центра заторможенного колеса сокращается. Уменьшается также и поворачивающий момент $P_И^1$, создаваемый силой инерции. При заторможенном только переднем правом колесе (рисунок 2.2, б) расстояние $S_Ц$ во время торможения увеличивается. Это приводит к возрастанию поворачивающего момента и дальнейшему отклонению автомобиля в сторону от направления прямолинейного движения. Поэтому неисправность передних тормозных механизмов опаснее, чем задних.

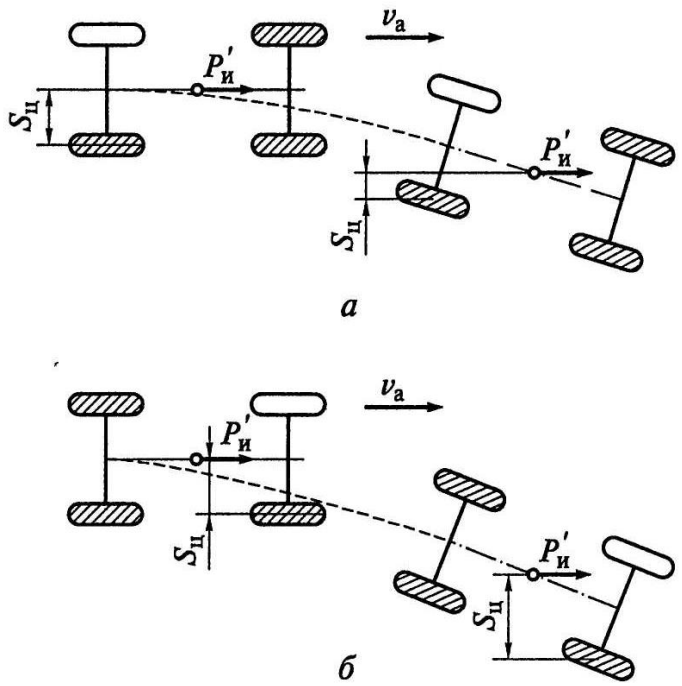


Рисунок 2.2 – Устойчивость автомобиля при торможении: а – заторможено заднее правое колесо; б – заторможено переднее правое колесо

Блокировка колес при торможении. На устойчивость автомобиля существенное влияние оказывает блокировка колес (доведение до юза) при торможении.

Одновременная блокировка всех колес автомобиля может произойти только на дорогах с оптимальными значениями коэффициента сцепления, составляющими 0,40…0,45. На дорогах, характеризуемых другими значениями коэффициента сцепления, происходит блокировка передних или задних колес.

При торможении на дорогах с меньшим коэффициентом сцепления у автомобиля первыми блокируются задние колеса, что может привести к потере устойчивости автомобиля.

При торможении на дорогах с более высоким коэффициентом сцепления у автомобиля первыми доводятся до юза передние колеса. Следствием этого может быть потеря управляемости автомобиля.

Центр тяжести автомобиля и колея колес. Высота расположения центра тяжести автомобиля и ширина колеи передних и задних колес оказывают влияние на поперечную устойчивость автомобиля. Так, например, при высоком расположении центра тяжести может произойти опрокидывание автомобиля при действии боковой силы. Это наиболее вероятно при движении автомобиля на поворотах малого радиуса при отсутствии виражей вследствие уменьшения критической скорости автомобиля по опрокидыванию.

Легковые автомобили, движущиеся на поворотах с большой скоростью, обладают высокой устойчивостью, так как имеют низкое расположение центра тяжести и широкую колею передних и задних колес.

Дорога, повороты и виражи. Состояние покрытия дороги, радиусы поворотов и виражи оказывают существенное влияние на поперечную устойчивость автомобиля.

При ухудшении состояния дорожного покрытия (дождь, снег, обледенение) значительно уменьшается сцепление колес с дорогой, что может привести к заносу автомобиля.

Наименьшие радиусы поворотов дорог составляют 30 м. При движении на дорогах с малыми радиусами поворотов создаются условия для нарушения поперечной устойчивости автомобиля в связи со снижением его критической скорости по заносу. Поэтому для повышения устойчивости автомобиля на поворотах с небольшими радиусами создают виражи – поперечные уклоны дороги, направленные к центру поворота. Виражи повышают не только устойчивость автомобиля, но и безопасность движения на поворотах.

Расположение груза в кузове автомобиля. Устойчивость автомобиля при торможении может быть нарушена вследствие неправильного размещения груза в кузове. Так, например, при несовпадении центра тяжести груза с продольной осью автомобиля сила инерции $P_И^1$ (рисунок 2.3, а), возникающая при торможении, создает поворачивающий момент, характеризуемый плечом $S_Ц$. Если при этом блокированы передние колеса автомобиля, то их

сцепление с дорогой меньше, чем у задних колес. В результате под действием момента $P_И^1 S_Ц$ автомобиль поворачивается относительно точки А оси задних колес. Расстояние $S_Ц$ в этом случае быстро уменьшается до нуля и поворот автомобиля прекращается.

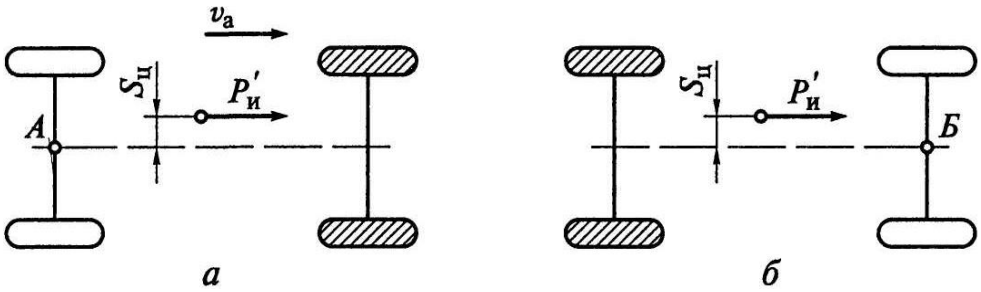


Рисунок 2.3 – Устойчивость автомобиля при неправильном расположении груза в кузове: а – блокированы передние колеса; б – блокированы задние колеса; А, Б – центры осей задних и передних колес

При блокировке задних колес (рисунок 2.3, б) автомобиль поворачивается относительно точки Б оси передних колес. При этом расстояние $S_Ц$ увеличивается, что может привести к заносу автомобиля.

Способ торможения. Устойчивость автомобиля существенно зависит от способа торможения. Так, торможение автомобиля двигателем, который не отсоединяется от трансмиссии и работает на компрессорном режиме (без подачи горючей смеси в цилиндры) или режиме холостого хода, обеспечивает устойчивость автомобиля против заноса вследствие равномерного распределения тормозных сил по колесам. При комбинированном торможении автомобиля (совместно тормозными механизмами колес и двигателем) повышается также его поперечная устойчивость, поскольку дифференциал трансмиссии обеспечивает более равномерное распределение тормозных сил по колесам. В результате уменьшается вероятность заноса автомобиля.

Комбинированный способ торможения автомобиля необходимо применять на дорогах с малым коэффициентом сцепления (скользких, обледенелых и т.п.), так как в этом случае существенно повышается не только устойчивость автомобиля, но и безопасность его движения.

2.2 Требования к задней подвески

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, высокая информативность управления, а также изоляция кузова от дорожных шумов и жесткого качения радиальных шин. Кроме того, надо учитывать, что подвеска передаёт на кузов силы, возникающие в контакте колеса с дорогой, поэтому она должна быть прочной и долговечной. Применяемые шарниры должны легко поворачиваться, быть мало податливыми и вместе с тем обеспечивать шумоизоляцию кузова. Рычаги должны передавать силы практически во всех направлениях, а также тяговые и тормозные моменты, и быть при этом не слишком тяжелыми. Упругие элементы при эффективном использовании материалов должны быть простыми и компактными, и допускать достаточный ход подвески.

Требования к задней подвеске [3]:

- упругая характеристика подвески должна обеспечивать высокую плавность хода и отсутствие ударов в ограничители хода, противодействовать кренам при повороте, «клевкам» при торможении и разгоне автомобиля;
- кинематическая схема должна создать условия для возможного малого изменения колеи и углов установки колёс;
- оптимальная величина затухания колебаний кузова и колес;
- надежная передача от колес кузову или раме продольных и поперечных усилий и моментов;
- малая масса элементов подвески и особенно неподрессоренных частей;
- достаточная прочность и долговечность деталей подвески и особенно упругих элементов, относящихся к числу наиболее нагруженных частей подвески.

2.3 Разработка кинематической схемы задней подвески

С момента своего создания в 1935 году подвеска на двойных поперечных рычагах считается конструкторами идеальным видом независимой подвески, т.к. обеспечивает постоянный контроль за характером движения колеса. Двойные поперечные рычаги подвески всегда поддерживают колесо перпендикулярно поверхности дороги, чем достигает высокая управляемость автомобиля [4].

На задней оси автомобиля подвеска на двойных поперечных рычагах используется редко. В силу своей конструкции подвеска занимает значительный объем при установке и уменьшает объем багажника. С другой стороны применение подвески на задней оси приводит к избыточной управляемости (отклонению задних колес в противоположную к повороту сторону) и потере контроля над автомобилем.

Классическую схему подвески на двойных поперечных рычагах представим в виде рисунка 2.4.

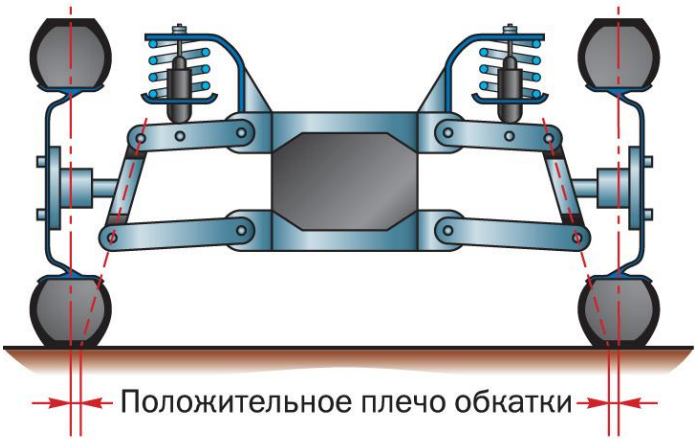


Рисунок 2.4 – Классическая схема подвески
на двойных поперечных рычагах

Подвеска на двойных рычагах представляет собой классическую независимую подвеску, состоящую из двух рычагов, расположенных друг над другом, раздвоенные стороны которых крепятся к кузову, а

противоположные концы с помощью шарниров к верхней и нижней частям ступицы.

Кинематическую схему разрабатываемой задней независимой подвески на двойных поперечных рычагах представим в виде рисунка 2.8.

Схема достаточно консервативна, но имеет ряд преимуществ и новшеств. Итак, разрабатываемая подвеска состоит из двух поперечных рычагов разной длины 2 и 3, пружины 7, амортизатора 4, буферов отбоя 8, стабилизатора поперечной устойчивости 9. Для правильной настройки углов схождения такой подвески необходимо установить её один рычаг.

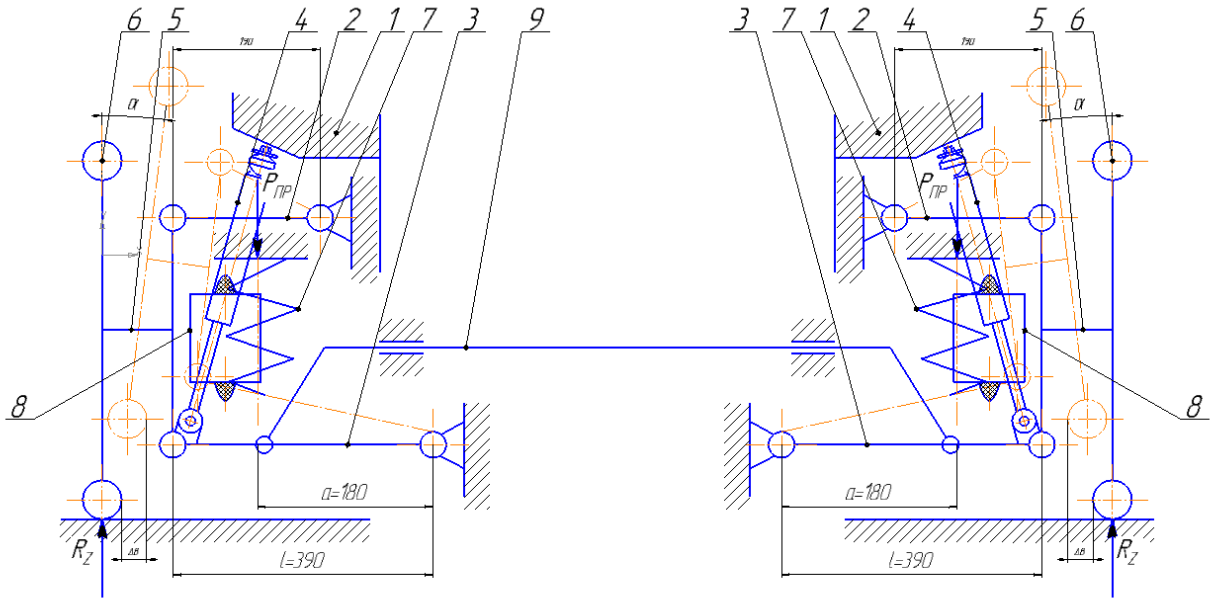


Рисунок 2.5 - Кинематическая схема разрабатываемой задней независимой подвески на двойных поперечных рычагах: 1 - кузов автомобиля; 2 - верхние рычаги; 3 - нижние рычаги; 4 - амортизаторы; 5 - ступицы колёс; 6 - колёса; 7 - пружины; 8 - буферы отбоя; 9 - стабилизатор поперечной устойчивости

2.4 Расчёт показателей устойчивости и управляемости автомобиля для прототипа и разрабатываемой подвески

Исходные данные для расчёта:

1. категория автомобиля ВАЗ-2121 – автомобиль категории M_1;
2. полная масса автомобиля – 1550,0 кг;
3. тип подвески – задняя подвеска на двойных поперечных рычагах;
4. база автомобиля – 2200,0 мм;
5. ширина колеи автомобиля – 1400,0 мм.

Управляемость автомобиля – одно из важнейших эксплуатационных свойств, определяющих возможность его безопасного движения с большими средними скоростями, особенно на дорогах с интенсивным движением [5].

На управляемость автомобиля оказывают влияние различные конструктивные и эксплуатационные факторы. К ним относятся установка и стабилизация управляемых колес, подвеска и шины, техническое состояние рулевого управления, блокировка колес при торможении, колебания управляемых колес, усилители рулевого управления, кузов автомобиля, квалификация водителя и др.

Основными параметрами, характеризующими поворот автомобиля, является радиус поворота и положение центра поворота. Разберём случай поворота автомобиля категории M_1 с жёсткими колёсами.

2.4.1 Расчет основных параметров базового и проектируемого автомобиля

Одним из основных параметров является поворот автомобиля. Основными параметрами, характеризующими поворот автомобиля, является радиус поворота и положение центра поворота. Разберём случай поворота автомобиля категории M_1 с жёсткими колёсами.

Радиус поворота:

$$R_Э = \frac{L}{tg(\Theta - \delta_1) + tg\delta_2}; \qquad (2.1)$$

где L – база автомобиля, L = 2200,0 мм [5];

Θ – угол поворота управляемых колёс, $\Theta = 30^0 = 0{,}52$ рад. [5];

δ_1 – угол увода передних колёс, $\delta_1 = 6{,}0^o$ [2];

δ_2 – угол увода задних колёс, $\delta_1 = 4{,}0^o$ [2].

$$R = \frac{2200}{tg(30° - 6°) + tg4°} = 4271{,}01 мм;$$

где R – минимальный радиус поворота базового и проектируемого автомобиля (разворота), $R_б = 4{,}27$ м

Для последующих расчётов принимаем радиус манёвра 15,0 м. Предполагаем, что базовый автомобиль может пройти поворот при v = 11,11 м/с, а проектируемый может пройти поворот v = 12,96 м/с

При равномерном движении на повороте поперечная составляющая центробежной силы (далее принимаем радиус поворота на скорости 15,0 м – для легковых автомобилей):

$$P_y = \frac{G \cdot v^2}{g * R}; \qquad (2.2)$$

$$P_{y1} = \frac{15500 \cdot 11{,}11^2}{9{,}8 \cdot 15{,}0} = 13{,}01 кН;$$

$$P_{y2} = \frac{15500 \cdot 12{,}96^2}{9{,}8 \cdot 15{,}0} = 17{,}71\text{кН};$$

где P_{y1} – поперечная составляющая базового автомобиля.

для одного колеса 13,014/4 = 3253,83 Н,

P_{y2} – поперечная составляющая проектиуемого автомобиля.

для одного колеса 17,71/4 = 4427,79 Н,

G – вес автомобиля, G = 15500,0 Н [5];

v – скорость автомобиля при совершении манёвра,

g – ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с [5].

Угол увода колеса:

$$\delta_{\text{ув}} = \frac{P_y}{k_{\text{ув}}}; \qquad (2.3)$$

где $k_{ув}$ – коэффициент сопротивления уводу, $k_{ув}$ = 15…40 кН/рад [2],

$\delta_{\text{ув1}}$ – угол увода колеса базового автомобиля,

$\delta_{\text{ув2}}$ – угол увода колеса проектируемого автомобиля,

$$\delta_{\text{ув1}} = \frac{3{,}2}{40} = 4{,}5°;$$

$$\delta_{\text{ув2}} = \frac{4{,}4}{40} = 6°.$$

Величина $\delta_{ув} \approx 4{,}0^0$, что укладывается в пределы 4…6° - при отсутствии бокового скольжения [2].

Колебания управляемых колёс должны быть высокой частоты, превышающей 10 Гц, с амплитудой не более 1,5…2,0°. Они происходят в пределах упругих шин и рулевого привода. Эти колебания не передаются водителю и не приводят к нарушению управляемости автомобиля, так как поглощаются в рулевом управлении. Колебания низкой частоты необходимо устранять [2].

Весовой стабилизирующий момент возникает вследствие поперечного наклона или оси поворота управляемого колеса.

Весовой стабилизирующий момент равен:

$$M_{CB} = G_к \cdot l_ц \cdot \sin\beta_ш \cdot \sin\Theta, \quad (2.4)$$

где $G_к$ – нагрузка на колесо, $G_к$ = 15500/4 = 3875,0 Н;

$l_ц$ – длина поворотной цапфы, $l_ц$ = 0,200 м [5];

$\beta_ш$ – угол оси поворота управляемого колеса, $\beta_ш$ = 5…10º [2];

Θ – угол поворота управляемых колёс, Θ = 30^0 = 0,52 рад. [5].

$$M_{CB1} = 3875{,}0 \cdot 0{,}20 \cdot \sin 7° \cdot \sin 30° = 46{,}88 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{CB2} = 4375{,}0 \cdot 0{,}20 \cdot \sin 7° \cdot \sin 30° = 53{,}32 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Скоростной стабилизирующий момент

$$M_{CC} = R_y \cdot r_к \cdot \sin\gamma_ш \quad (2.5)$$

$$M_{CC1} = 3253{,}0 \cdot 0{,}344 \cdot 0{,}034 = 38{,}047 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{CC2} = 4427{,}0 \cdot 0{,}284 \cdot 0{,}034 = 42{,}747 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

где M_{CC1} – скоростной стабилизирующий момент базового автомобиля,

M_{CC2} – скоростной стабилизирующий момент проектирумеого автомобиля

Поперечная реакция дороги на переднюю и заднюю ось автомобиля при равномерном движении на повороте, Н:

$$R_y = \frac{G \cdot v^2}{g * R}; \quad (2.6)$$

$$R_{y1} = \frac{3875{,}0 \cdot 11{,}11^2}{9{,}8 \cdot 15{,}0} = 3{,}25\text{кН};$$

$$R_{y2} = \frac{3875{,}0 \cdot 12{,}96^2}{9{,}8 \cdot 15{,}0} = 5{,}74\text{кН};$$

$$r_к = (15 \cdot 2{,}54 \cdot 10 + 205 \cdot 0{,}75 \cdot 2)/2 = 0{,}344 \text{ м},$$

где $r_к$ – радиус колеса, (на автомобиле штатно устанавливаются колёса 205/75 R15);

$\gamma_ш$ – угол продольного наклона, $\gamma_ш$ = 0…3,5° [2];

R_{y1} – поперечная реакция дороги на переднюю и заднюю ось базового автомобиля;

R_{y2} – поперечная реакция дороги на переднюю и заднюю ось проектируемого автомобиля;

$$M_{CC1} = 3875{,}0 \cdot 0{,}344 \cdot 0{,}034 = 45.322 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{CC2} = 3875{,}0 \cdot 0{,}284 \cdot 0{,}034 = 37{,}417 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где M_{CC1} – упругий стабилизирующий момент, создаваемый шиной базового автомобиля;

M_{CC2} – упругий стабилизирующий момент, создаваемый шиной проектируемого автомобиля

$$M_{CУ} = P_б \cdot b\,; \qquad (2.7)$$

$$M_{cy} = 3669{,}83 \cdot 0{,}150 = 550{,}47 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{cy} = 5736{,}17 \cdot 0{,}150 = 688{,}34 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $P_б$ - результирующая боковых сил, P_{b1}= 3669,83 Н; P_{b2}=5736,17 Н;

b – плечо действия силы $P_б$, b = 0,150 м [5].

Данная величина должна быть в пределах 200…250 Н м при углах увода колёс 4…5^0 [2].

Углом развала управляемых колёс α_P называется угол заключённый между плоскостью колеса и вертикальной плоскостью, параллельной продольной оси автомобиля. Положительный угол наклона должен составлять 0…2º [2].

Угол схождения управляемых колёс δ_C определяется разностью расстояний между колёсами, которые измеряют сзади и спереди по краям ободьев на высоте оси колёс [2].

Устойчивость автомобиля является важнейшим эксплуатационным свойством, от которого во многом зависит безопасность движения. Нарушение устойчивости автомобиля приводит к снижению безопасности движения, вследствие чего может возникнуть аварийная ситуация или произойти дорожно-транспортное происшествие. Признаком потери автомобилем устойчивости является его скольжение или опрокидывание. В зависимости от направления скольжения или опрокидывания автомобиля устойчивость может быть продольной или поперечной. Нарушение у автомобиля поперечной устойчивости в процессе эксплуатации наиболее вероятно и более опасно, чем нарушение продольной устойчивости [2].

2.4.2 Расчет управляемости базового и проектируемого автомобиля

Критическая скорость по боковому скольжению (заносу) равна:

$$v_з = 3,6 \cdot \sqrt{g \cdot R \cdot \varphi_y}\ , \qquad (2.8)$$

где φ_y - коэффициент поперечного сцепления, φ_y = 0,50 [2].

$$v_3 = 3{,}6 \cdot \sqrt{9{,}81 \cdot 15{,}0 \cdot 0{,}50} = 30{,}88 \text{ м/с}.$$

При проектировании нашего варианта подвески принимаются следующие новшества: Установка дополнительного амортизатора; установка чашки под пружину с возможностью регулирования угла наклона последней; уменьшение клиренса автомобиля при помощи лифтинга подвески и уменьшения

профиля резины. Всё это привело к уменьшению высоты центра тяжести (теоретически) $h_Ц$ = 0,60 м.

Критическая скорость по опрокидыванию:

$$v_0 = 3{,}6\sqrt{\frac{g \cdot R \cdot B}{2 \cdot h_ц}}; \quad (2.9)$$

$$v_{0б} = 3{,}6\sqrt{\frac{9{,}81 \cdot 15{,}0 \cdot 15{,}0}{2 \cdot 0{,}65}} = 46{,}91 \text{ м/с};$$

$$v_{0п} = 3{,}6\sqrt{\frac{9{,}81 \cdot 15{,}0 \cdot 15{,}0}{2 \cdot 0{,}60}} = 48{,}82 \text{ м/с},$$

где B – ширина колеи автомобиля, B = 1,40 м [5];

$h_Ц$ – высота центра тяжести, $h_{цб}$= 0,65 м, $h_{цп}$= 0,60 м; [5]

$v_{0б}$ – критическая скорость по опрокидыванию базового автомобиля;

$v_{0п}$ – критическая скорость по опрокидыванию проектируемого автомобиля;

Критический угол поперечного уклона дороги по скольжению:

$$\beta_3 = arctg\varphi_y; \quad (2.10)$$

$$\beta_3 = arctg0{,}50 = 26{,}57°.$$

Критический угол поперечного уклона дороги по опрокидыванию:

$$\beta_0 = arctg\frac{B}{2 \cdot h_ц}; \quad (2.11)$$

$$\beta_{0б} = arctg\frac{1{,}50}{2 \cdot 0{,}65} = 49{,}09°;$$

$$\beta_{0п} = arctg\frac{1,50}{2 \cdot 0,60} = 51,34°,$$

где $\beta_{0б}$ – критический угол поперечного уклона дороги по опрокидыванию базового автомобиля;

$\beta_{0п}$ – критический угол поперечного уклона дороги по опрокидыванию проектируемого автомобиля.

Коэффициент поперечной устойчивости:

$$\eta_П = \frac{B}{2 \cdot h_ц}; \quad (2.12)$$

$$\eta_{Пб} = \frac{1,50}{2 \cdot 0,65} = 1,15°;$$

$$\eta_{Пп} = \frac{1,50}{2 \cdot 0,60} = 1,25°.$$

где $\eta_{Пб}$ – коэффициент поперечной устойчивости базового автомобиля;

$\eta_{Пп}$– коэффициент поперечной устойчивости проектируемого автомобиля.

Критическая скорость автомобиля по заносу в вираже:

$$v_{3B} = 3,6\sqrt{\frac{(\varphi_y + tg\beta) \cdot g \cdot R}{1 - \varphi_y \cdot tg\beta}}; \quad (2.13)$$

$$v_{3B} = 3,6\sqrt{\frac{(0,50 + tg15°) \cdot 9,81 \cdot 15,0}{1 - 0,50 \cdot tg15°}} = 41,12 \text{ км/ч}.$$

Критическая скорость автомобиля по опрокидыванию в вираже:

$$v_{0B} = 3,6\sqrt{\frac{(B + 2 \cdot h_ц \cdot tg\beta) \cdot g \cdot R}{2 \cdot h_ц - B \cdot tg\beta}}; \quad (2.14)$$

$$v_{0Bб} = 3,6\sqrt{\frac{(1,50 + 2 \cdot 0,65 \cdot tg15°) \cdot 9,81 \cdot 15,0}{2 \cdot 0,65 - 1,50 \cdot tg15°}} = 62,65 \text{ км/ч};$$

$$v_{0Вп} = 3{,}6\sqrt{\frac{(1{,}50 + 2 \cdot 0{,}60 \cdot tg15°) \cdot 9{,}81 \cdot 15{,}0}{2 \cdot 0{,}60 - 1{,}50 \cdot tg15°}} = 65{,}91 \text{ км/ч},$$

где $v_{0Вб}$ – критическая скорость базового автомобиля по опрокидыванию в вираже;

$v_{0Вб}$ – критическая скорость проектируемого автомобиля по опрокидыванию в вираже;

Критическая скорость по условиям управляемости:

$$v_{УПР} = \sqrt{\left(\frac{\varphi^2 - f^2}{tg\theta} - f\right) \cdot g \cdot L \cdot cos\theta}; \qquad (2.15)$$

$$v_{УПРб} = \sqrt{\left(\frac{0{,}50^2 - 0{,}04^2}{tg30°} - 0{,}04\right) \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}70 \cdot cos30°} = 2{,}99 \text{ м/с};$$

$$v_{УПРп} = \sqrt{\left(\frac{0{,}50^2 - 0{,}03^2}{tg30°} - 0{,}04\right) \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}70 \cdot cos30°} = 3{,}03 \text{ м/с};$$

где $v_{УПРб}$ – критическая скорость базового автомобиля по условиям управляемости;

$v_{УПРп}$ – критическая скорость проектируемого автомобиля по условиям управляемости;

Критическая скорость по уводу колеса:

$$v_{УВ} = \sqrt{\frac{L}{\frac{M_2}{k_{УВ2}} - \frac{M1}{k_{УВ1}}}}; \qquad (2.16)$$

$$v_{УВ} = \sqrt{\frac{2{,}80}{\frac{875{,}0}{60{,}0} - \frac{875{,}0}{50{,}0}}} = \sqrt{-0{,}96}.$$

Следовательно, при таких значениях коэффициентов сопротивления увода автомобиль не имеет критической скорости и обладает недостаточной поворачиваемостью.

2.5 Прочностной расчёт задней подвески

2.5.1 Расчёт кинематики подвески

При движении автомобиля по неровностям дороги происходит изменение положения колес по отношению к кузову и поверхности дороги вследствие упругой связи колес с кузовом и наличия упругих устройств в подвеске.

В этом случае подвеска должна обеспечивать правильную кинематику колес при их вертикальных перемещениях (колебаниях), т.е. перемещение колёс без изменения колеи с сохранением углов их установки.

Кинематика колес считается правильной, если угол α наклона колеса (рисунок 2.9) при максимальном его подъеме не превышает 5...6°, а изменение колеи ΔB компенсируется упругостью шины колеса. Эластичные шины легковых автомобилей допускают изменение колеи до 4...5 мм на каждом колесе без бокового проскальзывания колес по поверхности дороги.

При правильной кинематике колес предотвращается нарушение управляемости и устойчивости автомобиля, а также обеспечиваются наилучшая стабилизация колес и наименьшее изнашивание шин.

Правильная кинематика колёс определяется типом подвески и её направляющим устройством. От направляющего устройства подвески зависят изменение колеи и стабилизация колес и боковой крен кузова.

При использовании зависимой подвески (рисунок 2.3, а) невозможно полностью обеспечить правильную кинематику колес. При наезде колес на дорожную неровность их колея не остается постоянной, а изменяется, что может вызвать нарушение условий качения колес (боковое скольжение).

Независимые подвески обеспечивают правильную кинематику колес автомобиля. Однако правильная кинематика достигается не при всех типах направляющих устройств подвески.

При однорычажной независимой подвеске (рисунок 2.3, б) вертикальные перемещения колеса сопровождаются изменением колеи ΔB и угла α наклона колеса, что вызывает возникновение гироскопических моментов, которые действуют в вертикальной и горизонтальной плоскостях и возбуждают поперечные колебания колеса вокруг шкворня.

Для устранения поперечных колебаний колес независимые подвески выполняют с направляющими устройствами на двух поперечных рычагах. В случае применения таких независимых подвесок изменение углов установки колес и шкворней минимально при вертикальных колебаниях колес.

Двухрычажные независимые подвески могут быть с рычагами одинаковой (рисунок 2.3, в) или разной (рисунок 2.3, г) длины. При первом типе подвески колесо перемещается параллельно плоскости своего вращения и угловое перемещение колеса отсутствует, что исключает возникновение гироскопического момента и склонность колеса к колебаниям вокруг шкворня. Однако при этом происходит значительное изменение колеи колес, что может вызвать их боковое проскальзывание и, как следствие, изнашивание шин и ухудшение устойчивости автомобиля. При втором типе подвески плоскость вращения колеса при изменении его положения наклоняется на некоторый угол α, при котором гироскопическая связь между колесами существенно уменьшается, а изменение колеи компенсируется упругостью шин.

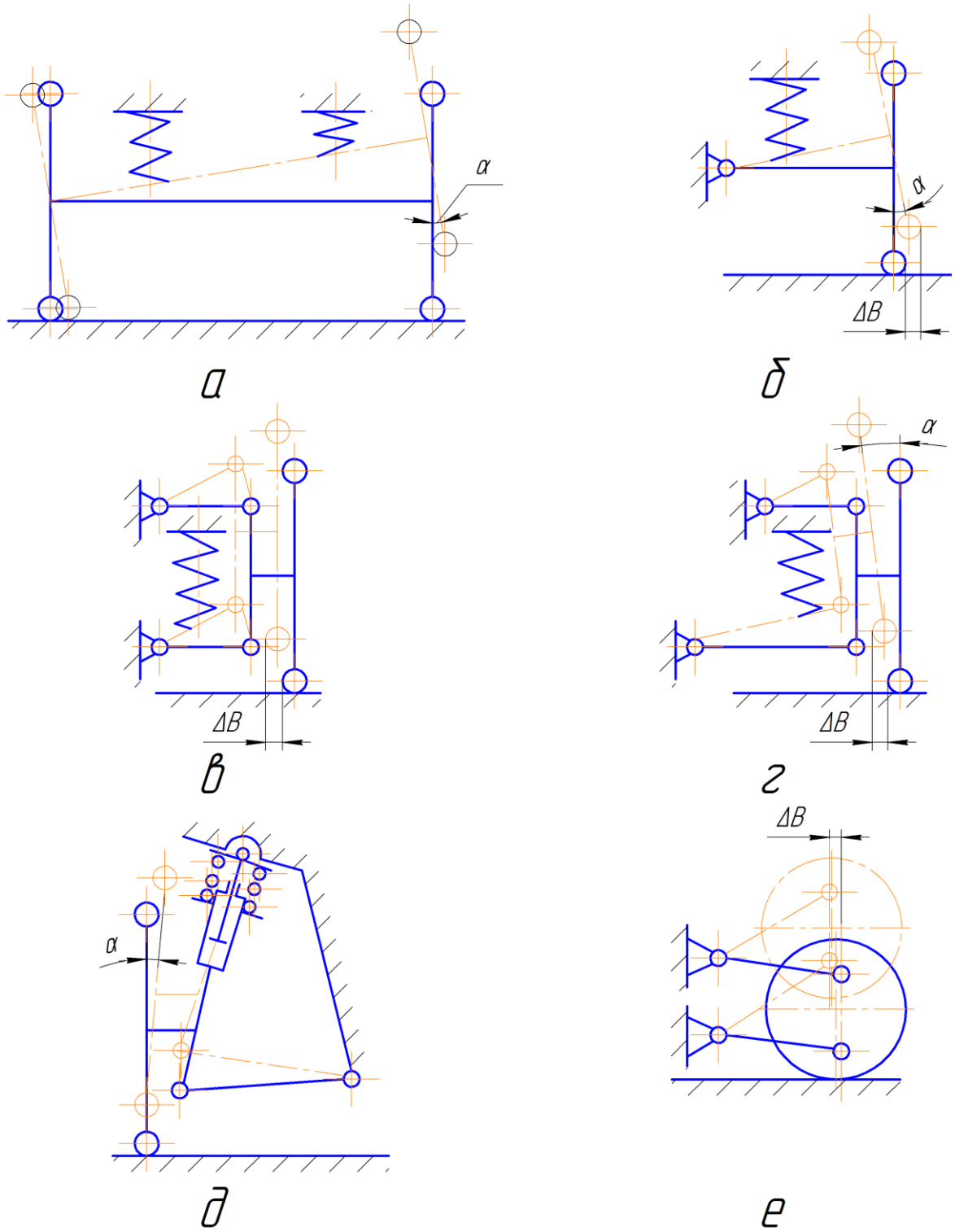


Рисунок 2.6 — Кинематические схемы подвесок: *а* – зависимая подвеска; б…е – независимые подвески

Наилучшую кинематику колес обеспечивает рычажно-телескопическая подвеска (рисунок 2.6, д). При вертикальных перемещениях колея колес изменяется незначительно вследствие поперечного и продольного наклона

оси их поворота. При такой подвеске устраняются поперечные колебания (виляние) колес относительно осей их поворота, так как при вертикальных колебаниях колес практически исключается возможность возникновения гироскопического момента. Рычажно-телескопическая независимая подвеска обеспечивает небольшое изнашивание шин и хорошую устойчивость автомобиля при движении, а также при торможении на скользкой дороге. Эта подвеска обеспечивает высокую безопасность движения за счет отрицательного плеча обката, так как точка пересечения оси поворота колеса находится с внешней стороны относительно центра площади контакта шины с дорогой.

Независимая подвеска на двух продольных рычагах (рисунок 2.3, е) при вертикальных перемещениях колес обеспечивает их постоянную колею, но жесткость конструкции подвески, особенно боковая, недостаточна.

2.5.2 Расчет минимальной массы

Масса подвески оказывает большое влияние на плавность хода, так как от неё зависит масса неподрессоренных частей автомобиля. При движении автомобиля по неровностям дороги неподрессоренные части автомобиля (мосты, колеса) совершают колебания с высокой частотой, составляющей 350...600 мин$^{-1}$. Поэтому минимизация массы неподрессоренных частей и подвески имеет существенное значение.

Масса передней и задней подвесок составляет соответственно 1,5...3,5 и 5,5...8% сухой массы шасси грузовых автомобилей. Масса задней зависимой подвески легковых автомобилей может составлять 2,5...3,5% сухой массы автомобиля.

Уменьшение массы подвески приводит к уменьшению массы неподрессоренных частей автомобиля, снижению динамических (инерционных) нагрузок на саму подвеску, несущую систему автомобиля и дорогу. В результате повышается плавность хода автомобиля, его надежность и увеличивается срок службы подвески, автомобиля и дороги. Так как масса колес не

зависит от типа подвески, то изменение массы неподрессоренных частей возможно в основном за счет направляющего устройства подвески.

Значительное уменьшение массы неподрессоренных частей достигается при независимой подвеске, так как тяжелые балки мостов, соединяющих колеса при зависимой подвеске (рисунок 2.6, а), в этом случае заменяются легкими рычагами.

Однорычажная независимая подвеска (рисунок 2.6, б) имеет небольшую массу. Масса независимой подвески на двух поперечных рычагах (рисунок 2.6 в, г) значительно больше, чем масса однорычажной подвески. Минимальную массу имеет рычажно-телескопическая независимая подвеска (рисунок 2.6, д), в которой телескопическая стойка одновременно выполняет функции направляющего и гасящего устройств. В результате упрощается конструкция и снижается масса подвески по сравнению с другими типами независимых подвесок.

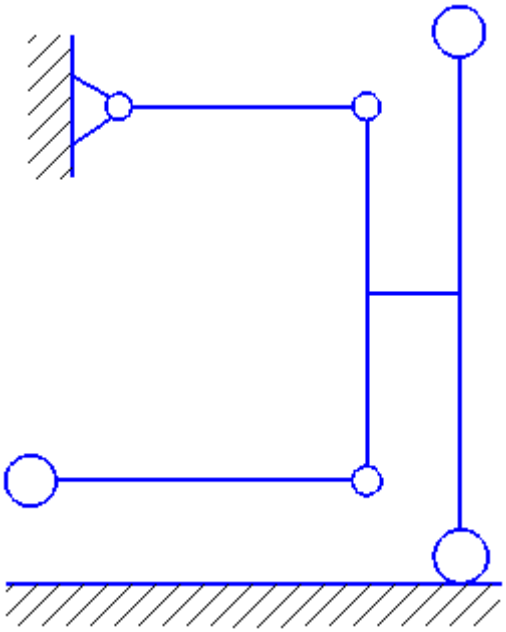


Рисунок 2.7 – Кинематическая схема торсионной подвески

Тип упругого устройства подвески также влияет на неподрессоренные массы. Наибольшую массу из всех упругих устройств подвески имеют

листовые рессоры, которые применяются в зависимых подвесках, а наименьшую массу – торсионы. К массе неподрессоренных частей автомобиля относят 75% массы листовой рессоры и 33% массы спиральной пружины. Массу торсиона относят к подрессоренным частям автомобиля. Соответственно наибольшую массу имеют зависимые рессорные подвески, а наименьшую – торсионные подвески (рисунок 2.7).

В данном конкретном случае рассмотрим вариант передней спроектированной двухрычажной пружинной подвески с двумя газомасляными амортизаторами. Схему сил и кинематику усилий можно представить в виде рисунка 2.8.

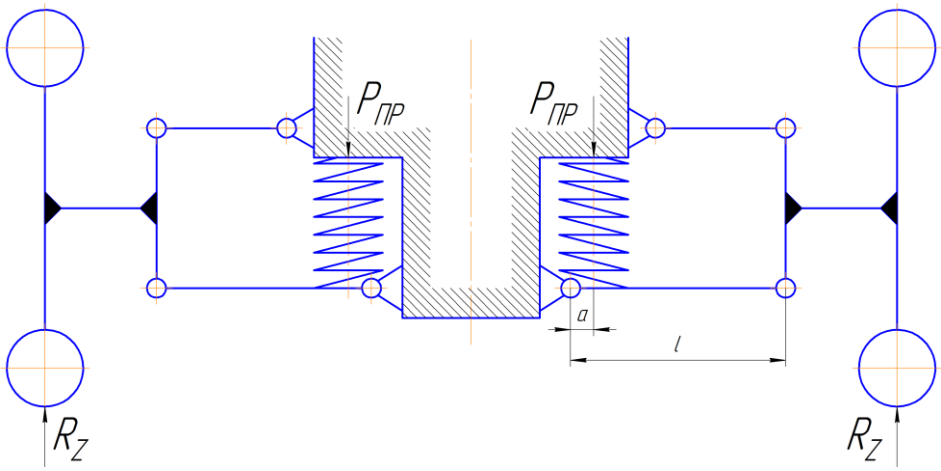


Рисунок 2.8 – Схема для определения нагрузок

Нагрузка на пружину выразится из формулы:

$$P_{ПР} = \frac{(R_z - g_k)\cdot l}{a}, \qquad (2.17)$$

где l – длина нижнего рычага, l = 0,39 м [6];

a – расстояние от нижней шаровой опоры до оси пружины,

a = 0,18 м [6];

R_Z – реакция поверхности, R_Z = (1/2 · 15500,0)/2 = 3875,0 Н [6];

g_k - вес колеса, g_k = 150,0 Н [6].

$$P_{ПР} = \frac{(3875{,}0 - 150{,}0)\cdot 0{,}390}{0{,}180} = 8070{,}83 \text{ Н};$$

Прогиб пружины определяется из равенства:

$$f_{\text{ПР}} = \frac{f_k \cdot a}{a}, \qquad (2.18)$$

где f_K – перемещение колеса относительно кузова автомобиля,

f_K = 0,15 м.

$$f_{\text{ПР}} = \frac{0{,}15 \cdot 0{,}18}{0{,}39} = 69{,}23 \text{ мм.}$$

Напряжение кручения:

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{8 \cdot \text{P}_{\text{ПР}} \cdot D}{\pi \cdot d^3}; \qquad (2.19)$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{8 \cdot 8070{,}83 \cdot 0{,}130}{3{,}14 \cdot 0{,}015} = 812{,}93.$$

Значения напряжения на кручения укладывается в пределы 800…1100 МПа [4].

Для движения по неровной дороге с нормированным микропрофилем не требуется большой динамический ход сжатия подвески. По результатам расчетов движения автомобиля даже на разбитой грунтовой дороге среднеквадратичное отклонение хода подвески составляет не более 20 мм. Тогда, по правилу, достаточно иметь ход сжатия:

$$\text{H} = 3 \cdot 20{,}0 = 60{,}0 \text{ мм.}$$

Вместе с тем, при переезде единичных неровностей в повороте или при торможении, может потребоваться и больший ход. Ход подвески должен быть достаточно большим и для того, чтобы обеспечить определенные углы крена. Практика показывает, что для автомобилей с колеей порядка 1400,0 мм необходимо иметь ход сжатия от состояния полной загрузки не менее 70,0 мм и ход отбоя от состояния загрузки 1 водителем не, менее 50,0 мм. Для большей колеи требуется и больший ход подвески.

Принимаем:

$S_{отб}$ = 50,0 мм – ход отбоя;

$S_{сж}$ = 70,0 мм – ход сжатия;

S = 210,0 мм – суммарный ход подвески.

Упругая характеристика, построенная таким образом, не обеспечивает должного коэффициента динамичности подвески. Обычным является значение $К_д$ = 2 для вертикальных нагрузок. Кроме того, при полном ходе отбоя на колесе имеется сила 1400,0 Н (140 кг·с). Без дополнительных упругих элементов подвеску будет «пробивать», также будут ощутимы толчки на «подхватах». Чтобы их не было, вводим дополнительные упругие элементы.

Точка включения буфера сжатия должна подбираться опытным путем. Вместе с тем, хотя длинный буфер сжатия обеспечивает более мягкое включение, обычно его ходимость ограничена. Мягкая подвеска, которая требуется для обеспечения хорошей плавности хода, приводит к чрезмерным кренам при повороте автомобиля. Для снижения крена в подвеске применяют упругие элементы – стабилизаторы поперечной устойчивости. Особенностью работы стабилизатора является то, что при одноименном ходе подвески он не развивает дополнительного усилия, а включается в работу лишь при разноименном ходе. Недостаток стабилизатора – он повышает жесткость подвески при наезде на препятствие одним колесом.

2.5.3 Расчёт верхнего рычага подвески

В данном конкретном случае, анализируя рисунок 2.6 можно заключить: пружина действует на разрыв с силой:

$$P_{ПР} = 9154{,}17 \text{ Н.}$$

Для упрощения последующих расчётов принимаем силу $P_{ПР}$ с завышением в 1,2 раза для учёта перегрузок:

$$P_{ПР} = 1{,}2 \cdot 9154{,}17 = 10985{,}0 \text{ Н.}$$

Структурную схему для последующих расчётов можно представить в виде рисунка 2.9.

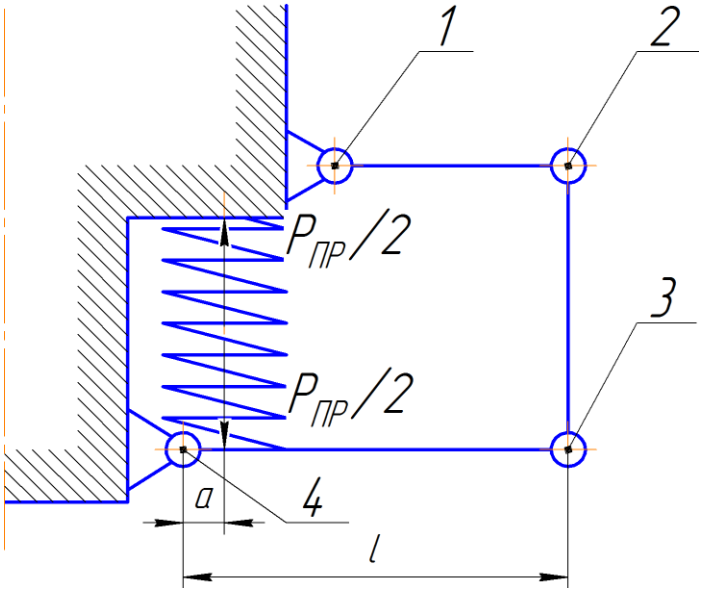


Рисунок 2.9 – Расчётная схема для определения усилий на рычаги

Разбиваем систему по точкам: 1; 2; 3; 4.

И определяем силы в точках:

$$P_1 = P_{ПР} - P_2 - P_3 - P_4; \quad (2.20)$$

$$P_1 = 10985{,}0 - 2535{,}0 - 2535{,}0 - 2957{,}50 = 2957{,}50 \text{ Н;}$$

$$P_2 = P_3 = \frac{P_{\text{ПР}}/2 \cdot \alpha}{l}; \qquad (2.21)$$

$$P_2 = P_3 = \frac{10985{,}0/2 \cdot 0{,}18}{0{,}39} = 2535 \text{ Н};$$

$$P_4 = \frac{P_{\text{ПР}}/2 \cdot (l - \alpha)}{l}; \qquad (2.22)$$

$$P_4 = \frac{10985{,}0/2 \cdot (0{,}39 - 0{,}18)}{0{,}39} = 2975{,}50 \text{ Н};$$

Получив усилия воспринимаемые шарнирами рассчитываем рычаги.

Для начала рассчитаем ось крепления верхнего рычага к кузову автомобиля (рисунок 2.10).

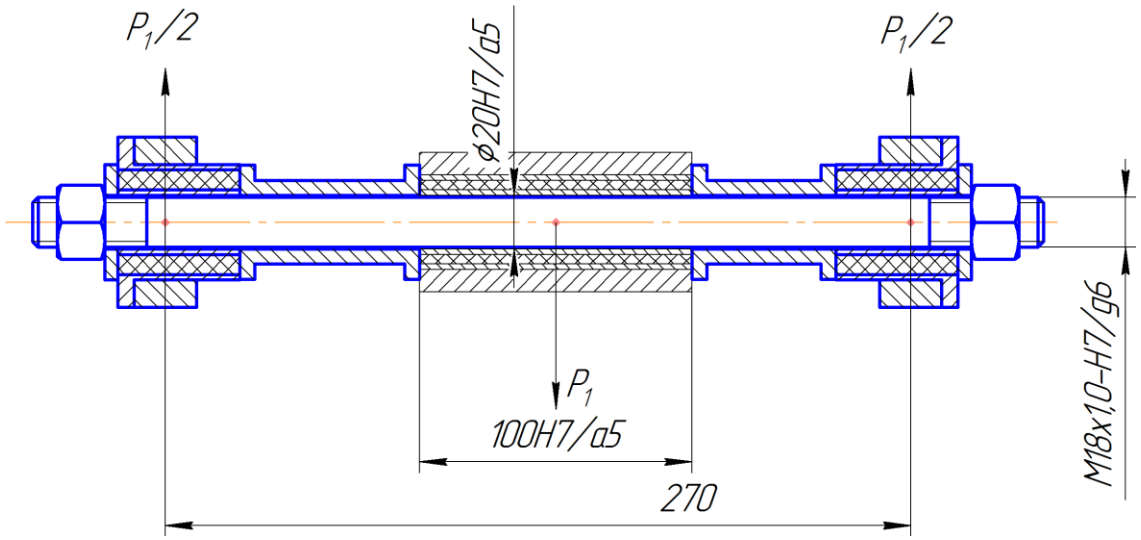


Рисунок 2.10 – Расчётная схема оси крепления верхнего рычага к раме

Далее рассчитаем ось на изгиб (рисунок 2.8).

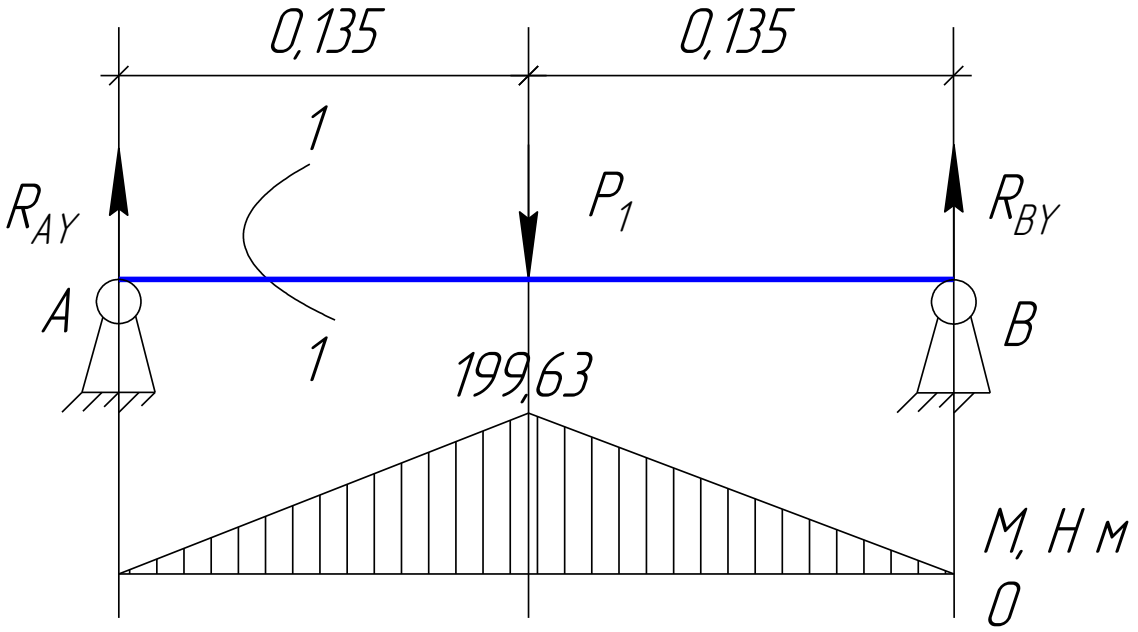


Рисунок 2.11 – Схема сил и эпюры оси верхнего рычага

$$R_{AУ} = \frac{P_1}{2}; \qquad (2.23)$$

$$R_{AУ} = \frac{2957{,}50}{2} = 1478{,}75 \text{ Н};$$

$$R_{ВУ} = \frac{P_1}{2}; \qquad (2.24)$$

$$R_{ВУ} = \frac{2957{,}50}{2} = 1478{,}75 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$R_{ВУ} + R_{АУ} - F_r = 1478{,}75 + 1478{,}75 - 2957{,}50 = 0. \qquad (2.25)$$

Значения верны.

сечение 1-1:

$$(0 \le Z_1 \le 0{,}135):\ M_И = R_{AY} \cdot Z_1; \qquad (2.26)$$

$$М_и = 0;$$

$$М_и = 1478{,}75 \cdot 0{,}135 = 199{,}63.$$

Проверка опасного сечения:

$$\sigma_И = \frac{М_и}{W} = \frac{М_и}{0{,}1 \cdot d^3}; \quad (2.27)$$

$$\sigma_И = \frac{199{,}63}{0{,}1 \cdot 0{,}020^3} = 24{,}95 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{S \cdot K_\sigma} \cdot K_v, \quad (2.28)$$

где ε – коэффициент влияния абсолютных размеров, $\varepsilon = 0{,}83$ [7];

S – коэффициент безопасности, S = 1,3…2 [7];

K_V – коэффициент влияния упрочнения, $K_V = 1{,}1$ [7];

K_σ – коэффициент концентрации напряжений, $\hat{E}_\sigma = 2{,}05$ [7];

$$\sigma_{-1} = 0{,}43 \cdot \sigma_А; \quad (2.29)$$

$$\sigma_{-1} = 0{,}43 \cdot 900{,}0 = 387{,}0 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = \frac{387{,}0 \cdot 0{,}83}{1{,}5 \cdot 2{,}05} \cdot 1{,}1 = 114{,}90.$$

$\sigma_{ЭКВ.} = 24{,}95$ МПа $\leq [\sigma] = 114{,}90$ МПа – сечение выдерживает нагрузку.

Верхний рычаг крепится к поворотному кулаку при помощи шаровой опоры (рисунок 2.12).

Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является прочность. Все стальные болты, винты, шпильки изготавливают равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и на отрыв головки, поэтому расчёт на прочность резьбового соединения обычно производят

только по одному основному критерию работоспособности – прочности нарезанной части стержня.

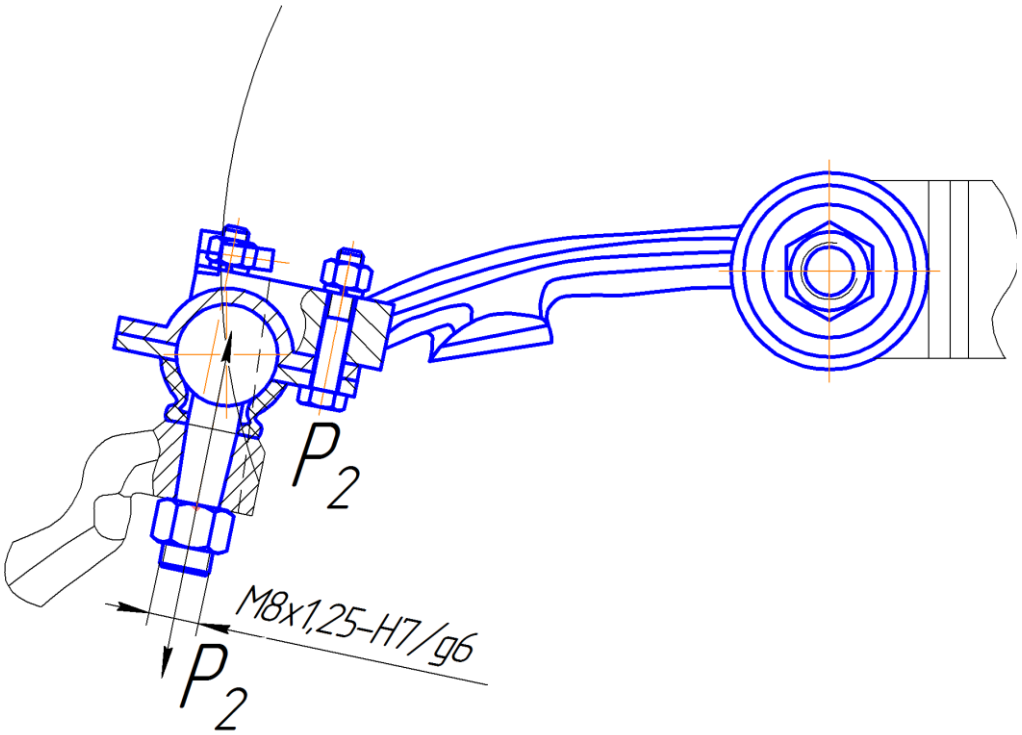


Рисунок 2.12 – Расчётная схема верхней шаровой опоры

В данном случае затянутое резьбовое соединение нагружено отрывающей силой.

Сила P стремиться раскрыть стык. Расчётную нагрузку на стержень из условия нераскрытия стыка определяют по формуле:

$$F_p = P \cdot [1{,}3 \cdot K_{\text{ЗАТ}} \cdot (1 - \chi) + \chi], \qquad (2.30)$$

где P – внешняя нагрузка, P = 2535,0 Н;

$K_{ЗАТ.}$ – коэффициент затяжки, $K_{ЗАТ.}$ = 1,25…2,0 – при постоянной нагрузке;

$K_{ЗАТ.}$ = 2,5…4,0 – при переменной нагрузке [15];

χ - коэффициент внешней нагрузки.

В простейшем случае для стержней постоянного сечения:

$$\chi = \frac{\sum \lambda_{di}}{\lambda_{\delta} + \sum \lambda_{di}}; \quad (2.31)$$

$$\lambda_{б} = \frac{l_{б}}{E_{б} \cdot А_{б}}, \quad (2.32)$$

где $l_б$ – деформируемая часть стержня, $l_б$ = 0,024 м;

$E_б$ – модуль упругости материала болта, $E_б = 2 \cdot 10^5$ МПа [15];

$A_б$ – площадь сечения стержня, м^2.

$$А_{б} = \pi \cdot r^2; \quad (2.33)$$

$$А_{б} = 3{,}14 \cdot 0{,}0035^2 = 0{,}0000385 \text{ м}^2;$$

$$\lambda_{б} = \frac{I_{б}}{Е_{б} \cdot А_{б}}; \quad (2.34)$$

$$\lambda_{б} = \frac{0{,}024}{0{,}0000385 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = 311{,}69 \cdot 10^{11};$$

$$\chi = \frac{311{,}69}{311{,}69 + 311{,}69} = 0{,}50.$$

Тогда:

$$F_p = 2535{,}0 \cdot [1{,}3 \cdot 3{,}0 \cdot (1 - 0{,}50) + 0{,}50] = 6{,}21 \text{ кН},$$

При статической нагрузке прочность стержня определяется по формуле:

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot d_1^2}; \quad (2.35)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 6210{,}75}{3{,}14 \cdot 0{,}00665^2} = 178{,}91 \text{ МПа} < 200{,}0 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Прочность стержня при переменной нагрузке оценивают с помощью коэффициента запаса прочности по пределу выносливости S:

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [S], \qquad (2.36)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала, МПа;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе;

K_σ = 3,5…4,5 – углеродистые стали [15];

K_σ = 4,0…5,5 – легированные стали [15];

σ_a – амплитуда напряжений цикла, МПа;

ψ_σ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла, ψ_σ = 0,10;

σ_m – среднее напряжение цикла, МПа;

$[S]$ – регламентированный коэффициент запаса;

$[S]$ = 2,5…4,0 – при неконтролируемой затяжке [15],

$[S]$ = 1,5…2,5 – при контролируемой затяжке [15].

Амплитуда напряжений цикла определяется по формуле:

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot P}{2 \cdot A_б}; \qquad (2.37)$$

$$\sigma_a = \frac{0{,}50 \cdot 2535{,}0}{2 \cdot 0{,}0000385} = 16{,}46 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = \sigma_{зат} + \sigma_a, \qquad (2.38)$$

где $\sigma_{зат}$ – напряжение затяжки, МПа:

$$\sigma_{зат} = \frac{K_{зат} \cdot (1 - \chi) \cdot P}{A_б}; \qquad (2.39)$$

$$\sigma_{зат} = \frac{3{,}0 \cdot (1 - 0{,}5) \cdot 2535{,}0}{0{,}0000385} = 98{,}77 \text{ МПа}.$$

Тогда:

$$\sigma_m = 98{,}77 + 16{,}46 = 115{,}23 \text{ МПа},$$

$$S = \frac{0{,}43 \cdot 900{,}0}{5{,}0 \cdot 16{,}46 + 0{,}10 \cdot 115{,}23} = 2{,}60 > 2{,}5$$

Условие выполняется.

Запас статической прочности по текучести материала проверяют по формуле:

$$S_T = \frac{\sigma_m}{\sigma_a + \sigma_m} \geq [S_T], \qquad (2.40)$$

где $[S_T]$ – регламентированный коэффициент запаса по пределу текучести,

$[S_T]$ = 1,5…2,5 – контролируемая затяжка;

$[S_T]$ = 3,0…5,0 – не контролируемая затяжка [15].

2.5.4 Расчёт нижнего рычага подвески

Далее рассчитаем ось на изгиб (рисунок 2.16).

$$R_{АУ} = \frac{2957{,}5}{2} = 1478{,}75 \text{ Н};$$

$$R_{ВУ} = \frac{2957{,}5}{2} = 1478{,}75 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$R_{BY} + R_{АУ} - F_r = 1478{,}75 + 1478{,}75 - 2957{,}50 = 0.$$

Значение верно.

сечение 1-1:

$$\frac{(0 \le Z_1 \le 0{,}135)}{\text{М}_\text{И}} = R_{AY} Z_1;$$

$$\text{М}_\text{И} = 0;$$

$$\text{М}_\text{и} = 1478{,}75 \cdot 0{,}135 = 199{,}63 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

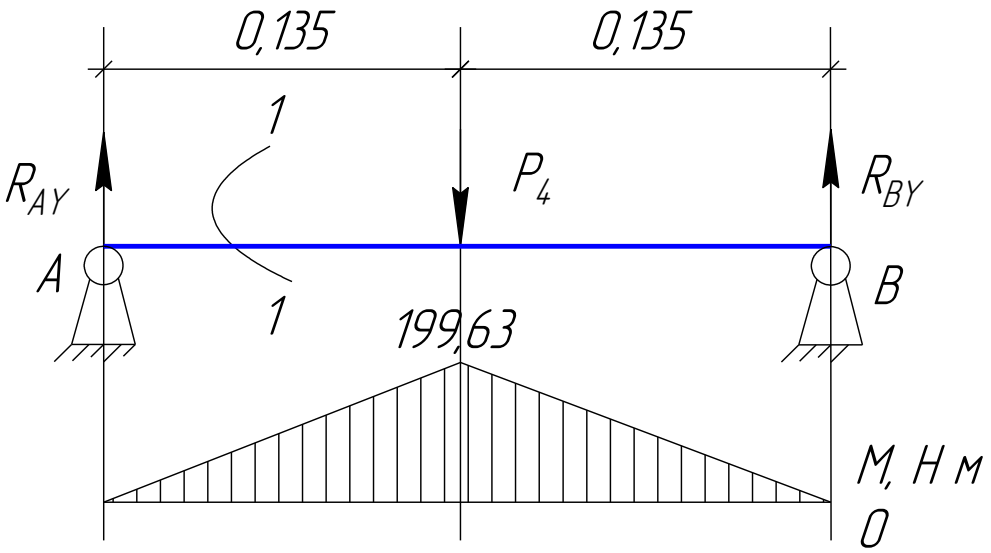


Рисунок 2.13 – Схема сил и эпюры оси нижнего рычага

Проверка опасного сечения:

$$\sigma_\text{И} = \frac{199{,}63}{0{,}1 \cdot 0{,}018^3} = 34{,}23 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{S \cdot K_\sigma} \cdot K_v.$$

где ε – коэффициент влияния абсолютных размеров, $\varepsilon = 0{,}83$ [7];

S – коэффициент безопасности, S = 1,3…2 [7];

K_V – коэффициент влияния упрочнения, $K_V = 1{,}1$ [7];

K_σ – коэффициент концентрации напряжений, $\hat{E}_\sigma = 2{,}05$ [7];

$$\sigma_{-1} = 0{,}43 \cdot \sigma_\text{A},$$

$$\sigma_{-1} = 0{,}43 \cdot 900{,}0 = 387{,}0 \text{ МПа},$$

$$[\sigma] = \frac{387{,}0 \cdot 0{,}83}{1{,}5 \cdot 2{,}05} \cdot 1{,}1 = 114{,}90,$$

$\sigma_{экв.} = 34{,}23$ МПа $\leq [\sigma] = 114{,}90$ МПа – сечение выдерживает нагрузку.

Нижний рычаг крепится к поворотному кулаку при помощи шаровой опоры (рисунок 2.14).

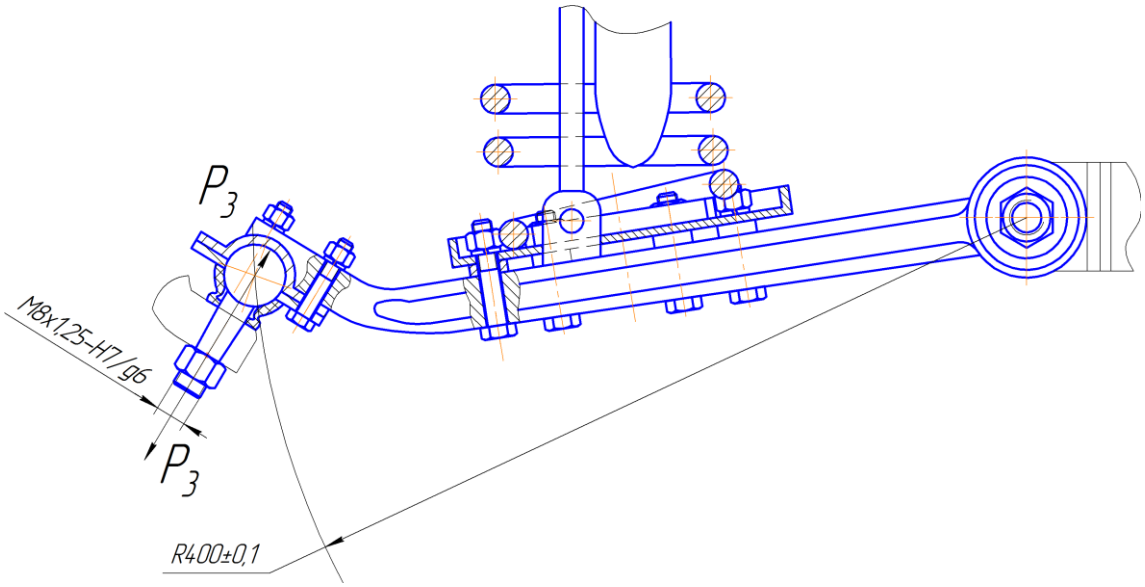


Рисунок 2.14 – Расчётная схема нижней шаровой опоры

В данном случае затянутое резьбовое соединение нагружено отрывающей силой.

Сила Р стремиться раскрыть стык. Расчётную нагрузку на стержень из условия нераскрытия стыка определяют по формуле:

$$F_p = P \cdot [1{,}3 \cdot K_{\text{ЗАТ}} \cdot (1 - \chi) + \chi], \qquad (2.41)$$

где Р – внешняя нагрузка, Р = 2535,0 Н;

$K_{ЗАТ.}$ – коэффициент затяжки,

$K_{ЗАТ.}$ = 1,25…2,0 – при постоянной нагрузке;

$K_{ЗАТ.}$ = 2,5…4,0 – при переменной нагрузке [15];

χ – коэффициент внешней нагрузки.

В простейшем случае для стержней постоянного сечения:

$$\chi = \frac{\sum \lambda_{di}}{\lambda_{\delta} + \sum \lambda_{di}}; \quad (2.42)$$

$$\lambda_{б} = \frac{l_{б}}{E_{б} \cdot А_{б}}; \quad (2.43)$$

где $l_б$ – деформируемая часть стержня, $l_б$ = 0,024 м;

$E_б$ – модуль упругости материала болта, $E_б = 2 \cdot 10^5$ МПа [15];

$A_б$ – площадь сечения стержня, м^2.

$$А_{б} = \pi \cdot r^2; \quad (2.44)$$

$$А_{б} = 3{,}14 \cdot 0{,}0035^2 = 0{,}0000385 \text{ м}^2;$$

$$\lambda_{б} = \frac{I_{б}}{Е_{б} \cdot А_{б}}; \quad (2.45)$$

$$\lambda_{б} = \frac{0{,}024}{0{,}0000385 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = 311{,}69 \cdot 10^{11};$$

$$\chi = \frac{311{,}69}{311{,}69 + 311{,}69} = 0{,}50.$$

Тогда:

$$F_p = 2535{,}0 \cdot [1{,}3 \cdot 3{,}0 \cdot (1 - 0{,}50) + 0{,}50] = 6{,}21 \text{ кН}.$$

При статической нагрузке прочность стержня определяется по формуле:

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 6210{,}75}{3{,}14 \cdot 0{,}00665^2} = 178{,}91 \text{ МПа} < 200{,}0 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Прочность стержня при переменной нагрузке оценивают с помощью коэффициента запаса прочности по пределу выносливости S:

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [S], \qquad (2.46)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала, МПа;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе,

K_σ = 3,5…4,5 – углеродистые стали [15],

K_σ = 4,0…5,5 – легированные стали [15];

σ_a – амплитуда напряжений цикла, МПа;

ψ_σ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла,

ψ_σ = 0,10;

σ_m – среднее напряжение цикла, МПа;

$[S]$ – регламентированный коэффициент запаса,

$[S]$ = 2,5…4,0 – при неконтролируемой затяжке [15],

$[S]$ = 1,5…2,5 – при контролируемой затяжке [15].

Амплитуда напряжений цикла определяется по формуле:

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot P}{2 \cdot A_б}; \qquad (2.47)$$

$$\sigma_a = \frac{0{,}50 \cdot 2535{,}0}{2 \cdot 0{,}0000385} = 16{,}46 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = \sigma_{зат} + \sigma_a, \qquad (2.48)$$

где $\sigma_{зат}$ – напряжение затяжки, МПа:

$$\sigma_{зат} = \frac{K_{зат} \cdot (1 - \chi) \cdot P}{A_б}; \quad (2.49)$$

$$\sigma_{зат} = \frac{3{,}0 \cdot (1 - 0{,}5) \cdot 2535{,}0}{0{,}0000385} = 98{,}77 \text{ МПа}.$$

Тогда:

$$\sigma_m = 98{,}77 + 16{,}46 = 115{,}23 \text{ МПа},$$

$$S = \frac{0{,}43 \cdot 900{,}0}{5{,}0 \cdot 16{,}46 + 0{,}10 \cdot 115{,}23} = 2{,}60 > 2{,}5$$

Условие выполняется.

2.5.5 Расчёт стабилизатора поперечной устойчивости

Нагрузка на стабилизатор поперечной устойчивости определяется моментом закручивания вала стабилизатора:

$$\text{М}_{\text{КР}} = (R_Z - g_K) \cdot l, \quad (2.50)$$

где R_Z – приложенная нагрузка,

$$R_Z = {R_Z}^1 = \frac{2}{3 \cdot G_a}; \quad (2.51)$$

$$R_Z = {R_Z}^1 = \frac{2}{3 \cdot 17500{,}0} = 11{,}67 \text{ кН},$$

g_K – вес неподрессоренных масс, $g_K = 150{,}0$ Н;

l – длина рычага стабилизатора, l = 0,200 м [8];

$$\text{М}_{\text{КР}} = (11666{,}67 - 150{,}0) \cdot 0{,}200 = 2303{,}33 \text{ Н}.$$

Угол закручивания вала круглого стабилизатора поперечной устойчивости:

$$\theta^1 = \frac{32 \cdot \mathrm{M_{КР}} \cdot l_{\mathrm{T}}}{\pi \cdot d_{\mathrm{CT}}^4 \cdot G}, \qquad (2.52)$$

где l_T – рабочая длина стабилизатора, l_T = 0,75 м;

d_{CT} – диаметр стабилизатора, d_{CT} = 0,010 м;

G – модуль упругости Юнга, G = 5 · 10^{11} Н/м^2.

$$\theta^1 = \frac{32 \cdot 2303{,}33 \cdot 0{,}65}{3{,}14 \cdot 0{,}015^4 \cdot 5 \cdot 10^{11}} = 0{,}60 \text{ рад} = 34{,}36°.$$

Напряжение кручения вала стабилизатора поперечной устойчивости:

$$\tau_{\mathrm{КР}} = \frac{16 \cdot \mathrm{M_{КР}}}{\pi \cdot d_{\mathrm{CT}}^3}; \qquad (2.53)$$

$$\tau_{\mathrm{КР}} = \frac{16 \cdot 2303{,}33}{3{,}14 \cdot 0{,}015^3} = 347{,}75 \text{ МПа},$$

$$\tau_{\mathrm{КР}} = 347{,}75 \text{ МПа} < 800\ldots1000 \text{ МПа}$$

Условие выполняется.

Выводы по второй главе.

Рассмотрены основные способы повышения устойчивости и автомобиля, как конструктивные, так и эксплуатационные. Кроме того, рассмотрены требования к задней подвеске автомобиля.

Минимальный возможный радиус поворота базового идентичен проектируемого, также как и радиус поворота при испытаниях автомобиля на устойчивость. Угол увода колеса выше у проектируемого, чем у базового и равен 6, против 4.5. В тоже время критическая скорость по уводу выше у проектируемого – 13,41 км/ч и 12,31 км/ч у базового. У проектируемого автомобиля выше скорость по опрокидыванию – 48,62 км/ч и 46,91 км/ч у базового.

Коэффициент поперечной устойчивости равен 1,15 у базового и 1,25 у проектируемого. Критический угол поперечного угла дороги по опрокидыванию 49,09 у базового и 51,31 у проектируемого.

Расчеты показателей устойчивости и управляемости показал, что базовый автомобиль с зависимой задней подвеске, по показателям хуже, чем проектируемый автомобиль с независимой подвеской на двойных поперечных рычагах.

Произведен расчет минимальной массы. По результатам расчетов движения автомобиля даже на разбитой грунтовой дороге среднеквадратичное отклонение хода подвески составляет не более 20 мм. Когда, по правилу, достаточно иметь ход сжатия 60 мм.

Ход колеса автомобиля-прототипа состовляет 0,190 м, у проектируемого автомобиля – 0,210 м, что положительно скажется на его проходимости.

Для снижения крена в подвеске применяют упругие элементы – стабилизаторы поперечной устойчивости.

Кроме того, произведен расчет верхнего и нижнего рычага, по результатам которых прочностной расчет верен и условия выполняются. Напряжение кручения вала стабилизатора поперечной устойчивости значительно меньше критических и составляет 347,75 МПа. Значения напряжения на кручения укладывается в пределы 800…1100 МПа и равен 812 МПа.

Произведен расчет оси верхнего и нижнего рычага на изгиб, по результатам которого они выдерживают требуемые нагрузки.

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

3.1 Обоснование размеров пружины

В выпускной квалификационной работе разработан технологический процесс изготовления пружины задней подвески (рис. 3.1). Пружина предназначена для восприятия статистических и динамических нагрузок, передаваемых на кузов от поверхности дороги при движении.

Размеры, выполнение которых должно быть точным – это диаметр прутка пружин, шаг витка, длинна и диаметр пружины.

Шероховатость поверхностей не имеют особого значения и не нуждаются в обработке. Пружина изготавливается из стали 60С2А ГОСТ 14963-69.

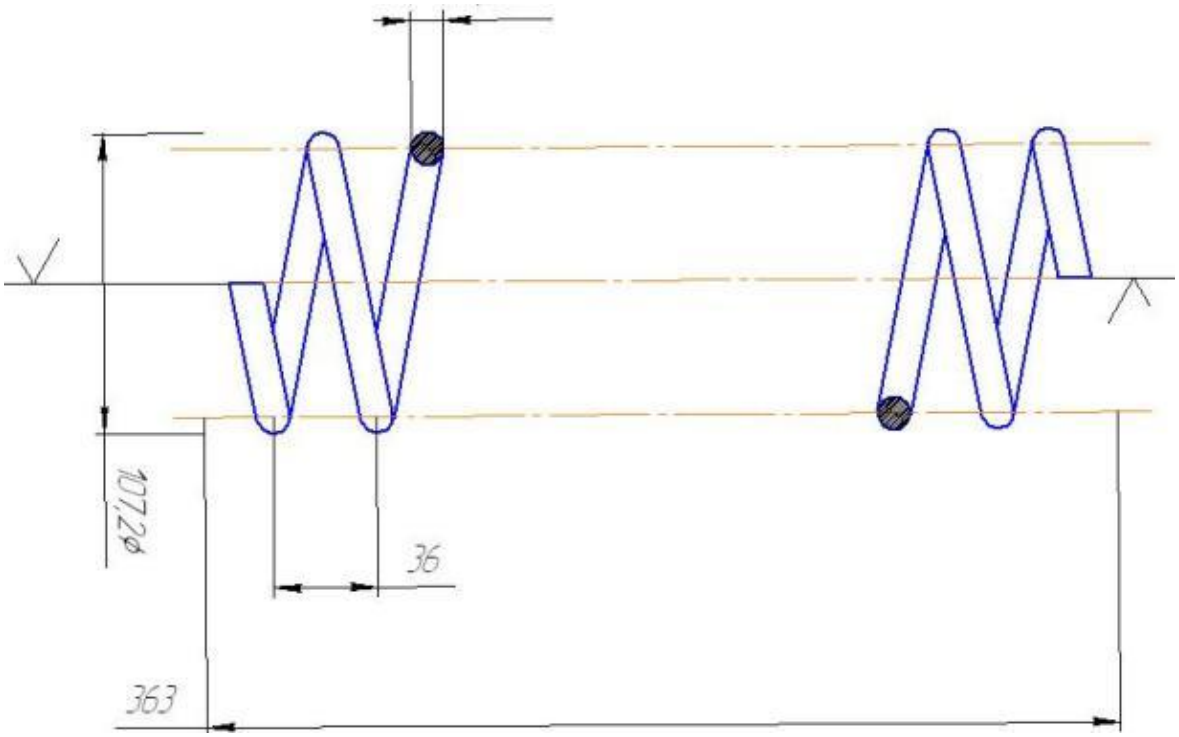


Рисунок 3.1 – Пружина

3.2 Обоснование выбора заготовки

При выборе технологических методов и процессов получения заготовок учитываются прогрессивные тенденции развития технологии машиностроения.

Решение задачи формообразования детали целесообразно перенести на заготовительную стадию и, тем самым, снизить расход материала, уменьшить долю затрат на механическую обработку в себестоимости готовой детали.

На этапе выбора заготовки по её внешним признакам, с целью снижения материалоёмкости, трудоёмкости обработки, отбираем наиболее приемлемый способ, а предпочтительным видом заготовки для пружины является пруток круглого сечения из стали 60С2А (ГОСТ 14963-69) диаметром 12мм и длинной 360 см. Масса заготовки составляет 2,6 кг, при массе детали в 2.32 кг.

3.3 Разработка технологического процесса

Операция 005

Токарная обработка прутков до нужного диаметра, со снятием верхнего обезуглероженного слоя.

Операция 010

Нагрев и навивка спиралью.

Операция 015

Закалка и отпуск.

Операция 020

Дробеструйная обработка: в специальной камере пружины обстреливают потоком мелкой стальной дроби, таким образом, очищают от окалины, упрочняют поверхностный слой и повышают усталостную прочность.

Операция 025

Холодная осадка, или заневоливание пружин. Их трижды сжимают до соприкосновения витков, после чего длина уменьшается примерно на 18 мм от исходной.

Операция 030

Нанесение защитного антикоррозионного покрытия.

Операция 035

Контроль статической нагрузки. Его проходят все выпускаемые пружины. Сжав пружину с заданным усилием, измеряют её длину. Пружины, длина которых оказалась за пределами допуска, выбраковываются. Попавшие в плюсовый допуск (длиннее) — относят к классу А, а в минусовый (короче) — к классу В.

Операция 040

Маркировка пружин – нанося полосу краски на наружную поверхность витков. В зависимости от модели применяют жёлтый, зелёный, белый, голубой, коричневый, синий, чёрный и оранжевый цвета.

Операция 045

Контроль качества пружин.

Производство пружин начинается с контроля исходного материала, который может быть предварительно термообработанным или прокалённым. Пружины, для изготовления которых требуются пруты переменного диаметра из сортовой стали, подвергаются механической обработке. После холодной намотки прокалённого материала пружины подвергаются термической обработке. Процесс состоит из равномерного нагревания пружин до 850°С…900°С при одновременном прохождении сквозь большую печь. Горячие пружины закаляются с опусканием в масло, но это делает сталь ломкой и неупругой. При термообработке в следующей печи при температуре 400°С сталь опять становится вязкой и восстанавливает упругость. Пружины, подвергнутые нагреву при намотке, не требуют обработки

высокими температурами – для них используется только этап в малой печи при температуре 400°С.

Одной из важнейших частей производственного процесса является заневоливание (холодная осадка) пружины. При этом процессе пружины сжимаются, чтобы предотвратить сокращение длины во время последующей эксплуатации. Пружины наматываются длиннее, чем это требуется, так что правильная длина достигается только после заневоливания. Эта операция обеспечивает сохранение дорожного просвета автомобиля после установки пружин.

В завершающей стадии изготовления, после фосфатной ванны пружины покрываются эпоксидным слоем, который затем отвердевает в печи при температуре 180° С.

Каждая пружина подвергается испытанию нагрузкой, что гарантирует требуемый дорожный просвет автомобиля. После прохождения заключительной проверки, на пружины наносится фирменный знак и артикул для идентификации.

Допустимое ±0,125 витка (или ±45°), если в таблице не указано иначе. Торцы опорных витков должны быть перпендикулярны оси прутка и не иметь заусенцев. Выступание концов опорных витков за наружную цилиндрическую поверхность пружины не допускается. Заусенцы, чрезмерное выступание, а также утопание затруднят размещение пружины в опорной чашке.

Высоту пружины в свободном состоянии в производстве не контролируют. Даже годные пружины могут отличаться друг от друга на 6…8 мм. Тем не менее, пружины с разницей по высоте более 10 мм или неравномерностью шага рабочих витков лучше забраковывать. Диаметры прутка и пружины можно измерить микрометром и штангенциркулем соответственно. Но замеры будут неточными, так как профиль прутка при навивке слегка деформируется, а внутренний диаметр пружины придется мерить "наискосок".

При измерении наружного диаметра необходимо учитывать диаметр прутка – это дополнительная погрешность. Кроме того, нужно сделать поправку на толщину слоя краски, а диаметры прутка проверить на всех витках в разных доступных положениях и определить среднее значение. Сравнивая результаты измерений с данными таблицы, нужно учитывать: отклонение от номинала диаметра прутка больше чем на 0,2 мм, а внутреннего диаметра пружины на 1,5 – 2 мм повод для сомнения в соответствии характеристик пружины заданным. После замены задних пружин нужно проверить работу регулятора тормозных сил, передних пружин – углы установки колес.

3.4 Расчет режимов резания

3.4.1 Токарная операция обработки прутка

Расчет длины рабочего хода суппорта $L_{р.х}$.

$$L_{рх} = L_{рез} + y + L_{доп}, \quad (3.1)$$

где $L_{рез}$ – длина резания;

у – длины подвода, перебегов и врезания,

$y_{подв}$ =5мм;

$y_п$ = 330мм;

$y_{врез}$ = 1мм.

$$y = y_{подв} + y_п + y_{врез}; \quad (3.2)$$

$$y = 5+1+330 = 336 \text{ мм.}$$

$L_{рез}$ = 336 мм.

$L_{доп}$=0.

$L_{рх}$ = 336 мм.

Назначение подачи суппорта на оборот шпинделя S_0 в мм/об из расчета суммарной глубины резания до 5мм по стали.

S_0 = 0,3 мм/об;

Определение стойкости инструмента.

$$T_p = T_M \cdot \chi, \tag{3.3}$$

где T_M – стойкость машинной работы;

χ – коэффициент времени резания.

$$\chi = \frac{L_{рез}}{L_{рх}} = \frac{336}{336} = 1. \tag{3.4}$$

T_M = 100мин;

$T_р$ = 100*1 = 100 мин, то есть $T_м = T_р$.

Расчет скорости резания и числа оборотов шпинделя.

$$V = V_{табл} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \tag{3.5}$$

где K_1 – коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала, K_1 = 0,75;

K_2 – коэффициент, зависящий от стойкости и марки сплава, K_2 = 1,25;

K_3 – коэффициент, зависящий от вида обработки, K_3 = 1,05;

$V_{табл}$ – скорость резания табличная, $V_{табл}$ = 100 м/мин.

$$V=100 \cdot 0,75 \cdot 1,25 \cdot 1,05=98,5 \text{ м/мин.}$$

Обороты шпинделя в минуту.

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi d}; \tag{3.6}$$

n = 2580 об/мин.

Расчет основного машинного времени.

$$t_M = \frac{L_{px}}{S_0 n}; \qquad (3.7)$$

t_M= 336 / (0,3*2580) = 0,44 мин.

3.5 Расчет норм времени

3.5.1 Токарная операция обработки прутка

Норма времени рассчитывается по следующей формуле:

$$T = T_{\text{шт}} \cdot \frac{T_{\text{пз}}}{n}, \qquad (3.8)$$

где T – норма времени;

$T_{шт}$ – норма штучного времени;

$T_{пз}$ – время подготовительно-заключительное;

N – число деталей в партии.

$$T_{шт}=t_o+t_в+t_{обс}+t_{отд}, \qquad (3.9)$$

где t_o – основное время;

$t_в$ – вспомогательное время;

$t_{обс}$ – время обслуживания;

$t_{отд}$ – время на отдых и личное пользование.

$$t_o = \frac{L_{px}}{n \cdot S_o}; \qquad (3.10)$$

$$t_0 = \frac{336}{2580 \cdot 0{,}3} = 0{,}44 \text{ мин};$$

$$T_{\text{в}} = t_{\text{уст}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{ном}}, \qquad (3.11)$$

где $t_{уст}$ – время на установку, снятие;

$t_{пер}$ – время перехода;

$t_{ном}$ – на контрольное измерение (не учитывается, так как перекрываемое);

$t_{уст}$ = 0,2мин – в бесключевом патроне;

$t_{пер}$ = 0 мин.

$T_в$ = 0,2 мин.

$$T_{оп} = t_в + t_о, \quad (3.12)$$

где $t_в$ – вспомогательное время;

$t_о$ – основное время.

$$t_{оп} = 0,44 + 0,2 = 0,64 \text{ мин.}$$

Время на отдых нормируется в % от $t_{оп}$ и составляет 4%.

Время на обслуживание делят на время организационного обслуживания $t_{орг}$ и время технического обслуживания $t_{тех}$, и оно составляет 8% от $t_{оп}$.

$t_{отд}$ = 0,04x0,64 = 0,025 мин;

$t_{обс}$ = 0,08x0,64 = 0,5 мин;

$T_{шт}$ = 0,64+0,5+0,025 = 1,165 мин.

Выводы по третьей части:

Рассмотрен технологический процесс изготовления детали задней независимой подвески – пружины.

Выбраны её размеры, материал, технологический метод изготовления. Произведен расчет режимов резания и токарной обработки прутка, расчет норм времени на изготовление детали.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе «Разработка задней независимой подвески на автомобиль ВАЗ-2121» обоснованы факторы влияющие на плавность хода, улучшение управляемости и проходимости автомобиля.

В качестве модернизации предложена задняя подвеска на двойных поперечных рычагах.

Расчеты показателей устойчивости и управляемости показали, что базовый автомобиль с зависимой задней подвеске, по показателям хуже, чем проектируемый автомобиль с независимой подвеской на двойных поперечных рычагах. Произведены кинематические расчеты разрабатываемой подвески.

Рассмотрен технологический процесс изготовления пружины задней независимой подвески.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 http://ru.wikipedia.org/wiki/Подвеска_автомобиля

2 Вахламов, В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: Учебник для студентов высших учебных заведений / Вахламов, В.К. - М.: Издательский центр «Академия», 2005. - 240 с.

3 http://www.avtonov.svoi.info/suspension.php

4 http://honda-club.ru/forum/showthread.php?t=20522

5 http://avto-russia.ru/autos/lada/lada_2121_niva.html

6 http://www.electro-stavr.ru/?about=1&id_tovar=8250

7 Черемисинов, В.И. Курсовое проектирование деталей машин. – 3 изд., перераб. и доп. – Киров: РИО ВГСХА, 2002. – 163 с.: ил.

8 Автомобили УАЗ-31512, УАЗ-31514, УАЗ-3153, УАЗ-3741, УАЗ-3962, УАЗ-2206, УАЗ-3303, УАЗ-3909, УАЗ-33036, УАЗ-39094, УАЗ-39095 и их модификации / Руководство по ремонту и техническому обслуживанию – «Издательский Дом Третий Рим», 1999. – 200 с.

9 Напольский, Г.М., Солнцев, А.А. Технологический расчет и планировка станций технического обслуживания автомобилей, - М., 2003. – 53 с.

10 Коноплев, В.Н. Проектирование станций технического обслуживания. − М., 2002. – 150 с.

11 Коноплев, В.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей. – Ростов на Дону.: Издательский центр «Феникс», 2004. – 136 с.

12 Справочник по оборудованию для технического обслуживания и ремонта тракторов и автомобилей. М.: Россельхозиздат, 1978. – 270 с.: ил.

13 Напольский, Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания: Учебник для вузов.-2-е изд., перераб. и доп.- М.: Транспорт, 1993. – 271 с.

14 Вахламов, В.К. Автомобили конструкция и элементы расчета. − М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.

15 Решетов, Д.Н. Детали машин: Учебник для студ. машиностроит. и механич. спец. вузов – М.: Машиностроение, 1989г. – 495 с., ил.

16 Дунаев, П.Ф. Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - 4-е изд., перераб. и доп. - М: Высшая школа, 1985.-416 с.: ил.

17 Шкрабак, В.С. Луковников А.В., Тургиев А.К. Безопасность жизнедеятельности в сельскохозяйственном производстве. – М.: Колос, 2007 – 517 с.

18 http://www.60.by/ru/content/master/dvslusl/reasons/ (18.05.2014).

19 Артамонов, В.И. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Транспорт, 1982. – 420 с.

20 Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения/М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Н.А. Выскребенцев и др.; Под ред. М.Н. Ерохина и А.В. Карпа. – М.: Колос, 1999. –228 с.: ил. - (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).

21 Дунаев, П.Ф. Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. Пособие для студ. техн. спец. вузов/П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов./–8-е изд., перераб. и доп. М.: Издательский центр «Академия», 2003 г.–496 с.

22 Губарев, А.В., Уланов А.Г. Конструирование и расчет наземных транспортно-технологических средств: – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2015. – 565 с.

№ поз.	Наименование	Кол.	Примечание
	Заимствованные изделия		
1	Кузов автомобиля ВАЗ-2121	1	
	Покупные изделия		
	Болты ГОСТ 15589-70		
2	М8х1,0-45	6	
3	М10х1,0-55	7	
	Шайбы ГОСТ 6402-70		
4	8.65Г	7	
5	10.65Г	7	
	Гайки ГСОТ 15526-70		
6	М8х1,0	7	
7	М10х1,0	7	
8	М16х1,0	2	
9	М18х1,0	6	
	Вновь разработанные изделия		
10	Рычаг верхний 23.03.02.2017.394.001.000	1	
11	Рычаг нижний 23.03.02.2017.394.002.000	1	
12	Рычаг 23.03.02.2017.394.003.000	1	
13	Амортизатор 23.03.02.2017.394.004.000	1	
14	Ступица 23.03.02.2017.394.005.000	1	
15	Опора шаровая 23.03.02.2017.394.006.000	2	
16	Чашка 23.03.02.2017.394.007.01	1	

					23.03.02.2017.394.01 ВО		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		Лит.	Лист	Листов.
Разраб.		Абдрахимов			Подвеска задняя Общий вид	Д П	1	2
Пров.		Уланов А.Г.						
						ЮУрГУ Кафедра КГМ		
Н.контр		Дуюн В.И.						
Утв.		Бондарь						

№ поз.	Наименование	Кол.	Примечание
17	Направляющая шайба 23.03.02.2017.394.02	6	
18	Нижняя ось 23.03.02.2017.394.03	1	
19	Верхняя ось 23.03.02.2017.394.04	1	
20	Втулка 23.03.02.2017.394.05	2	
21	Шайба 23.03.02.2017.394.06	4	
22	Уплотнитель 23.03.02.2017.394.07	1	
23	Пружина 23.03.02.2017.394.08	1	
24	Буфер отбоя 23.03.02.2017.394.09	1	
25	Буфер сжатия 23.03.02.2017.394.10	1	