МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»
(наименование)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства
(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы
(направленность (профиль) / специализация)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)

на тему Модернизация трансмиссии УАЗ-3163 «Патриот» с целью повышения технико-эксплуатационных характеристик

Студент Д.А. Копысов
(И.О. Фамилия) (личная подпись)

Руководитель канд. техн. наук, доцент И.Р. Галиев
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Консультанты канд. техн. наук, доцент А.Н. Москалюк
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. экон. наук, доцент Е.А. Боргардт
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2020

Аннотация

В соответствии с заданием на выполнение ВКР, выданным кафедрой «Проектирование и эксплуатация автомобилей», была выполнена работа на тему: «Модернизация трансмиссии УАЗ-3163 «Патриот» с целью повышения технико-эксплуатационных характеристик».

Цель работы: повышение опорно-сцепной проходимости, а так же проектирование задней пневматической подвески для автомобиля УАЗ-3163 «Патриот».

ВКР включает в себя семь разделов.

В первом разделе проведен обзор существующих конструкций дифференциалов, обоснован выбор конструкции блокировки межколесных дифференциалов.

Во втором разделе выполнен расчет тягово-динамических характеристик автомобиля.

В третьем разделе выполнен конструкторский расчет главной передачи.

В четвертом разделе проведен расчет передней и задней подвесок.

В пятом разделе рассмотрена технология сборки проектируемого заднего ведущего моста.

В шестом разделе рассмотрены безопасность и экологичность технического объекта.

В седьмом разделе определена экономическая эффективность проекта.

Выпускная квалификационная работа состоит из 98 страниц, и включает в себя 22 иллюстрации, 29 таблиц, 36 источников, 1 приложение.

Abstract

The title of the graduation work is: «The modernization of the UAZ-3163 «Patriot» transmission for improving its technical and operational characteristics».

One of the main global trends is the expansion of using the adjustable suspensions. This is evidenced by the use of adjustable suspensions on a large number of prototypes and concept cars of the leading automotive companies in the world.

Moreover, in the concept cars, along with the use of expensive adjustable suspensions, such as adaptive hydropneumatic and pneumatic suspensions, cheap solutions are also used.

The increased use of adjustable suspensions is explained by: a steady decline in vehicle weight, an increase in payload, the improvement of the passenger transportation comfort, and the need to reduce aerodynamic losses.

The aim of the work is to increase the off-road characteristics of the UAZ-3163 «Patriot» car by design development of the car rear pneumatic suspension.

The graduation work consists of 98 pages, including 22 illustrations, 29 tables and 36 sources of literature and 1 annex.

The thesis of graduation project consists of 7 parts.

In the first part we review the existing constructions of differentials, and we justify the design choice.

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

In the third part we develop the construction of a main gear.

In the fourth part we calculate the front and rear suspensions.

The fifth part deals with the assembly technology of the designed rear drive axle.

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

The seventh part defines the economic efficiency of the project.

Содержание

Введение 6
1 Обзор существующих конструкций 8
1.1 Конструкции дифференциалов с блокировкой 8
1.2 Обоснование выбора конструкции блокировки межколесных дифференциалов 16
2 Расчет эксплуатационных свойств 17
2.1 Расчет потребной мощности двигателя 17
2.2 Расчет и построение внешней скоростной характеристики 18
2.3 Расчет и построение тяговой характеристики двигателя 21
2.4 Построение динамической характеристики 22
2.5 Расчет ускорений и времени разгона 27
3 Конструкторский расчет главной передачи 30
3.1 Расчет коэффициентов пробега 30
3.2 Расчет напряжений изгиба 32
3.3 Определение контактной напряженности активных поверхностей зубьев 37
3.4 Расчет конического дифференциала 40
3.5 Расчет полуосей моста 43
4 Расчет передней и задней подвесок 45
4.1 Расчёт поперечного наклона кузова 47
4.2 Расчёт продольного наклона кузова автомобиля 49
4.3 Кинематический анализ 51
4.4 Расчет упругого пневмоэлемента подвески 54
4.5 Расчеты деталей задней подвески 59
5 Технология сборки проектируемого заднего ведущего моста 65
5.1 Необходимые инструменты и приспособления 65
5.2 Технология сборки дифференциала 66
5.3 Технология сборки моста 67
6 Безопасность и экологичность технического объекта 70

6.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста 70
6.2 Определение профессиональных рисков 72
6.3 Способы снижения профессиональных рисков 74
6.4 Пожарная безопасность технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста 78
6.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста 81
7 Экономическая эффективность проекта 83
7.1 Введение 83
7.2 Расчет суммы капитальных вложений 83
7.3 Расчет текущих затрат и прогнозирование цены 85
7.4 Расчет эффективности 90
Заключение 93
Список используемой литературы и используемых источников 94
Приложение А Спецификация 98

Введение

Завод «УАЗ» – производитель автомобилей в России. Существующий производственный потенциал автомобильного комплекса позволяет выпускать свыше 50000 автомобилей в год. «УАЗ» является градообразующим предприятием Ульяновска.

В условиях свободных рыночных отношений доля поддержанных иномарок в этом сегменте рынка возрастает, то необходимо стремится увеличить количество продаваемых российских автомобилей, путём повышения их потребительских качеств. Помимо этого необходимо продвигать нашу продукцию на европейский рынок. Для этого у завода разработана стратегия поведения на рынке. В данную стратегию входит: реорганизация производства в соответствии с современными требованиями, сотрудничество с ведущими автомобильными концернами Европы, полное обновление модельного ряда, программы лизинга и сервиса. Первыми шагами «УАЗ» стали разработка и запуск в производство новых моделей и модификаций. В связи с этим возникла необходимость разработки комфортабельной и надёжной подвески.

Одной из главных мировых тенденций является расширение применения регулируемых подвесок – об этом говорит ее применение на подавляющем количестве прототипов и концептуальных автомобилей всех ведущих автомобилестроительных фирм мира.

Причём на концептуальных автомобилях, наряду с применением дорогих регулируемых подвесок, таких, как адаптивные гидропневматические и пневматические подвески, также и дешёвые решения.

Расширение применения регулируемых подвесок обосновывается неуклонным снижением массы автомобиля, увеличением полезной нагрузки, повышением комфортабельности перевозки пассажиров, а также необходимостью снижения аэродинамических потерь.

Таким образом, применение регулируемых подвесок различных типов должно возрасти.

В рамках данного дипломного проекта предложена разработка регулируемой пневматической задней подвески на базе автомобиля УАЗ-3163 «Патриот».

Цель работы является повышение опорно-сцепной проходимости, а так же проектирование задней пневматической подвески для автомобиля УАЗ-3163 «Патриот». На прототипе установлена обычная трехлистовая рессорная подвеска. Возникла необходимость оснастить ведущие мосты принудительными блокировками дифференциала. Дипломный проект подразумевает конструктивную разработку заднего ведущего моста.

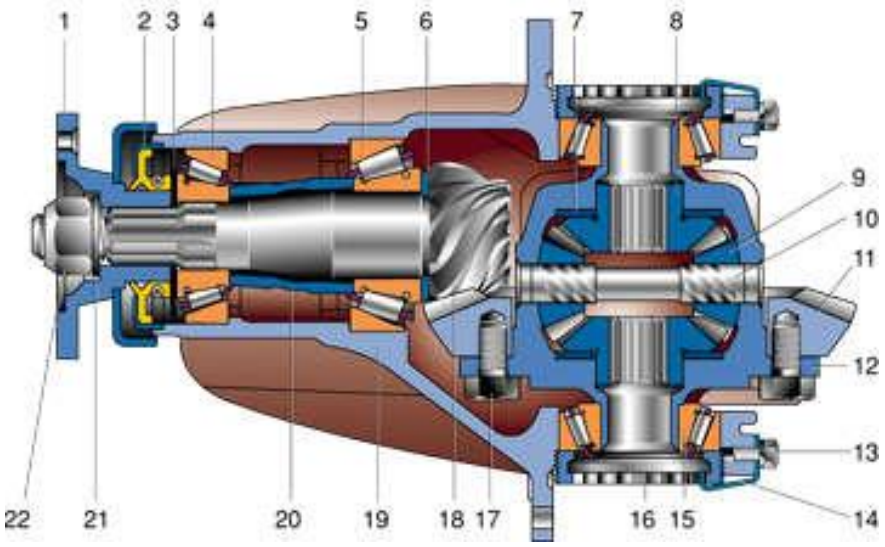
1 Обзор существующих конструкций

1.1 Конструкции дифференциалов с блокировкой

Дифференциал – это устройство, распределяющее поток мощности от двигателя к другим элементам трансмиссии. В автомобиле с приводом на одну ось используется только один дифференциал, межколесный, в полноприводном их целых три – два межколесных и межосевой.

Рассмотрим для примера классический дифференциал (в отличие от блокируемых, его называют "открытым" или "свободным"). Он устанавливается в картере главной передачи и получает крутящий момент от ее ведомой шестерни. В коробке дифференциала расположены конические шестерни-сателлиты. Они входят в зацепление с шестернями, закрепленными на полуосях, а те, в свою очередь, вращают ведущие колеса. При движении по ровной и прямой дороге угловые скорости колес одинаковы, и сателлиты не вращаются вокруг своей оси. Во время поворота или движения по неровностям, когда колеса правого и левого борта проходят разный путь, сателлиты начинают вращаться и перераспределять крутящий момент (рисунок 1).

Существует простая формула, отражающая связь между частотами вращения коробки дифференциала и полуосевых шестерен. Частота вращения коробки дифференциала определяется как сумма частот вращения полуосевых шестерен деленая пополам. Формула показывает, что если одно из колес автомобиля неподвижно, то другое колесо вращается с удвоенной частотой. Если одно из двух ведущих колес попадает на скользкую поверхность дороги (мокрый асфальт, масляные пятна, лед), сопротивление его вращению резко падает, уменьшается и сцепление с дорогой, а значит, колесо не в состоянии иметь необходимую силу тяги. Такое колесо начнет быстрее вращаться и пробуксовывать.



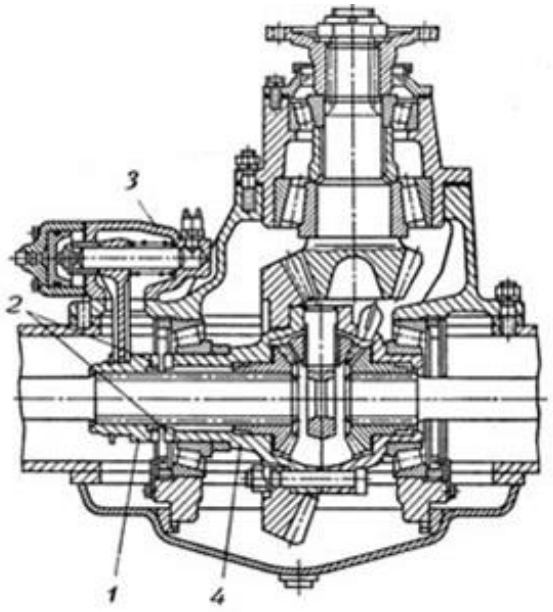
1 – фланец карданного вала; 2 – сальник; 3 – маслоотражательное кольцо; 4 – передний подшипник ведущей шестерни; 5 – задний подшипник ведущей шестерни; 6 – регулировочное кольцо; 7 – опорное кольцо шестерни полуоси; 8 – шестерня полуоси; 9 – сателлит; 10 – палец сателлитов; 11 – ведомая шестерня главной передачи; 12 – коробка дифференциала; 13 – болт крепления стопора регулировочной гайки; 14 – стопор регулировочной гайки; 15 – подшипник коробки дифференциала; 16 – регулировочная гайка ведомой шестерни; 17 – болт крепления ведомой шестерни к фланцу коробки дифференциала; 18 – ведущая шестерня главной передачи; 19 – картер редуктора главной передачи; 20 – распорная втулка; 21 – шайба; 22 – гайка ведущей шестерни заднего моста

Рисунок 1 – Главная передача заднего моста ВАЗ-2101

К другому ведущему колесу, имеющему достаточное сцепление с дорогой, будет подводиться такой же крутящий момент, как и к буксующему. Имея возможность образовать большую силу тяги, второе колесо не сможет этого сделать потому, что дифференциал передаст ему только половину крутящего момента от главной передачи. Если сопротивление движению автомобиля превысит силу тяги у небуксующего колеса, то машина не сможет двигаться. Частота вращения буксующего колеса резко возрастет, а второе колесо остановится. Возникнет буксование автомобиля. Попытка водителя повысить силу тяги на колесах за счет увеличения подачи топлива приведет только к увеличению частоты вращения одного из колес. В такой ситуации проявляется существенный недостаток обычного дифференциала, снижающего проходимость автомобиля как на скользких дорогах, так и на

грунтах, оказывающих большое сопротивление качению колес (песок, снег, распутица).

На автомобилях, предназначенных для движения по бездорожью, приходится устанавливать дифференциалы специальных конструкций. Блокировки часто применяют дифференциалы с принудительной блокировкой (рисунок 2). В них водитель с помощью специального привода (чаще всего пневматического) останавливает на время вращение сателлитов, и колеса автомобиля начинают вращаться с одинаковой скоростью.



1 –зубчатая муфта, 2 – зубчатая муфта; 3 – механизм включения;
4 – корпус дифференциала

Рисунок 2 – Редуктор главной передачи с принудительной блокировкой

Следует учесть, что автомобиль с заблокированным дифференциалом на извилистой дороге расходует больше топлива и у него происходит интенсивный износ шин. Как только взаимный поворот колес на общей оси с заблокированным дифференциалом будет больше, чем это допускает упругая деформация шин, произойдет буксование колес, продолжающееся до тех пор, пока какое-либо колесо на неровности не оторвется от дороги. Это говорит о том, что водитель не должен забывать выключать блокировку

дифференциала после преодоления тяжелого участка. В ряде конструкций предусмотрена его автоматическая разблокировка или ограничение возможности включения блокировки по скорости.

Для упрощения процесса управления применяются так называемые самоблокирующиеся дифференциалы (рисунок 3). В настоящее время, в основном, используют четыре вида блокировок: дисковая (фрикционная, повышенного трения, LSD), вязкостная (вискомуфты) и винтовая (червячная). В самых современных разработках используются электронные системы контроля проскальзывания колес, основанные на применении датчиков вращения и использовании штатных тормозов (как правило, эти системы совмещаются с антиблокировочными и противопробуксовочными).

Существуют две наиболее характерные конструкции дифференциалов с фрикционными муфтами. В первом применяют одну, во втором – две муфты. В первом случае фрикционная дисковая муфта 1 введена между одной из полуосей и коробкой дифференциала. Бронзовые диски установлены в шлицах гильзы 2, связанной с коробкой дифференциала, стальные диски сидят на шлицах полуоси 3. Диски прижимаются друг к другу пружинами 4. Когда оба колеса испытывают одинаковое сопротивление, весь дифференциал вращается как одно целое и трение в муфте 1 отсутствует.

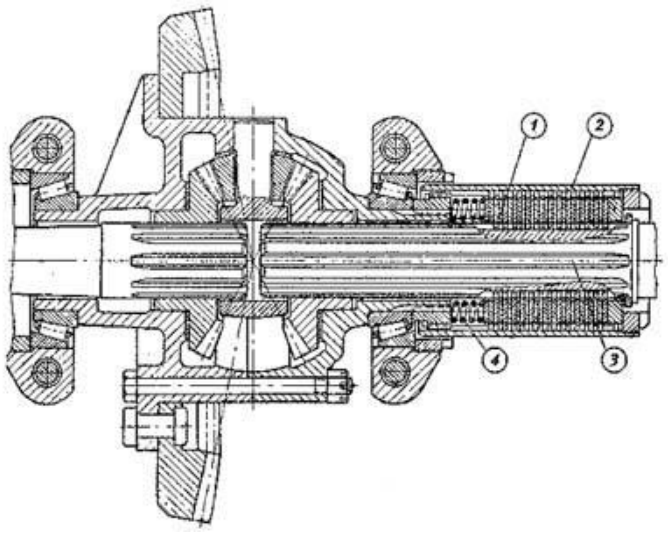


Рисунок 3 – Самоблокирующийся дифференциал с дисковой блокировкой

Вторая конструкция представляет из себя дифференциал повышенного трения с двойными фрикционными муфтами (рисунок 4), получивший широкое распространение на американских автомобилях. В этой конструкции крестовина заменена двумя отдельными, пересекающимися под прямым углом осями 5 сателлитов 6. Оси 5 имеют возможность перемещаться одна относительно другой как в осевом, так и в угловом направлении, для чего их концы имеют скосы соответственно А и Б, которыми они опираются на коробку 9 дифференциала. Кроме того, в дифференциал введены промежуточные чашки 7, так же как и полуосевые шестерни, надетые на шлицы полуосей. При невращающихся сателлитах усилие к полуосям передается, как и в простом дифференциале. При вращении сателлитов последние будут сдвигать концевые скосы осей 5 так, что усилие на фрикционную муфту 8, передаваемое через чашку 7, будет увеличиваться для отстающей полуоси и уменьшаться для оси, вращающейся быстрее. При этом величина подтормаживающего момента не будет постоянной, как в дифференциале с одной дисковой муфтой, а будет пропорциональна моменту, передаваемому колесами.

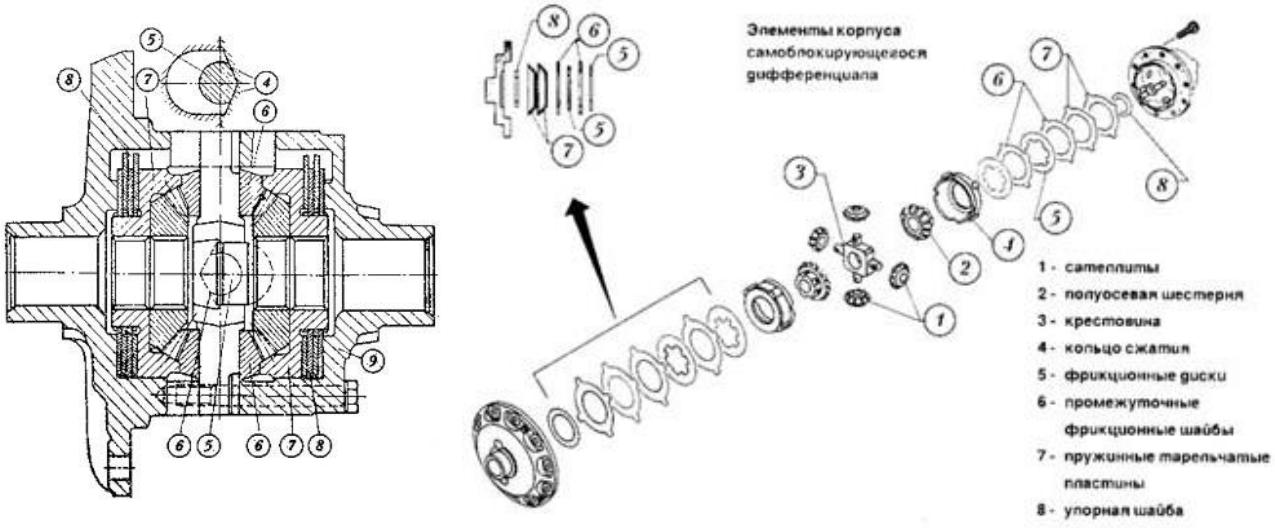


Рисунок 4 – Дифференциал повышенного трения с двойными фрикционными муфтами

Для нормальной работы такого дифференциала требуется использование специального трансмиссионного масла для LSD или соответствующих присадок к обычному маслу. Кроме того, со временем возникает необходимость регулировки из-за износа дисков.

Рассмотри следующий вид блокировки – вязкостная блокировка, принцип ее действия который не отличается от дисковой блокировки. Гидравлическая муфта – вискомуфта (рисунок 5) состоит из большого числа дисков с липкими рабочими поверхностями. Благодаря свойствам особой вязкой жидкости на силиконовой основе отвердевать при нагреве, диски передают крутящий момент в зависимости от разности частот вращения входных и выходных валов. Нагрев происходит, когда одна полуось начинает вращаться быстрее другой. Характерной особенностью конструкции является то, что в случае длительного буксования колес блокирующая муфта с вязкой жидкостью работает вначале мягко, а затем происходит значительный рост эффективности блокировки. В затвердевшем силиконе диски получают жесткое зацепление и полуоси блокируются. Вискомуфты не требуют обслуживания и считаются весьма надежными, однако для их продолжительной работы необходимо сохранение полной герметичности устройства.

Рисунок 5 – Вискомуфта

Принцип действия винтовой блокировки (рисунок 6) таков: в обычном режиме винты (или червяки, как их называют из-за характерной формы) свободно обкатываются вокруг центральной шестерни. В случае изменения момента винты проскальзывают в крайнее положение и фиксируются в эксцентричных пазах. Когда момент выравнивается, винты возвращаются в исходное положение. Момент срабатывания винтовых блокировок определяется профилем винтов. Такие дифференциалы мало подвержены износу (срок службы сопоставим со сроком коробки или классического дифференциала), а масло используется обычное трансмиссионное.

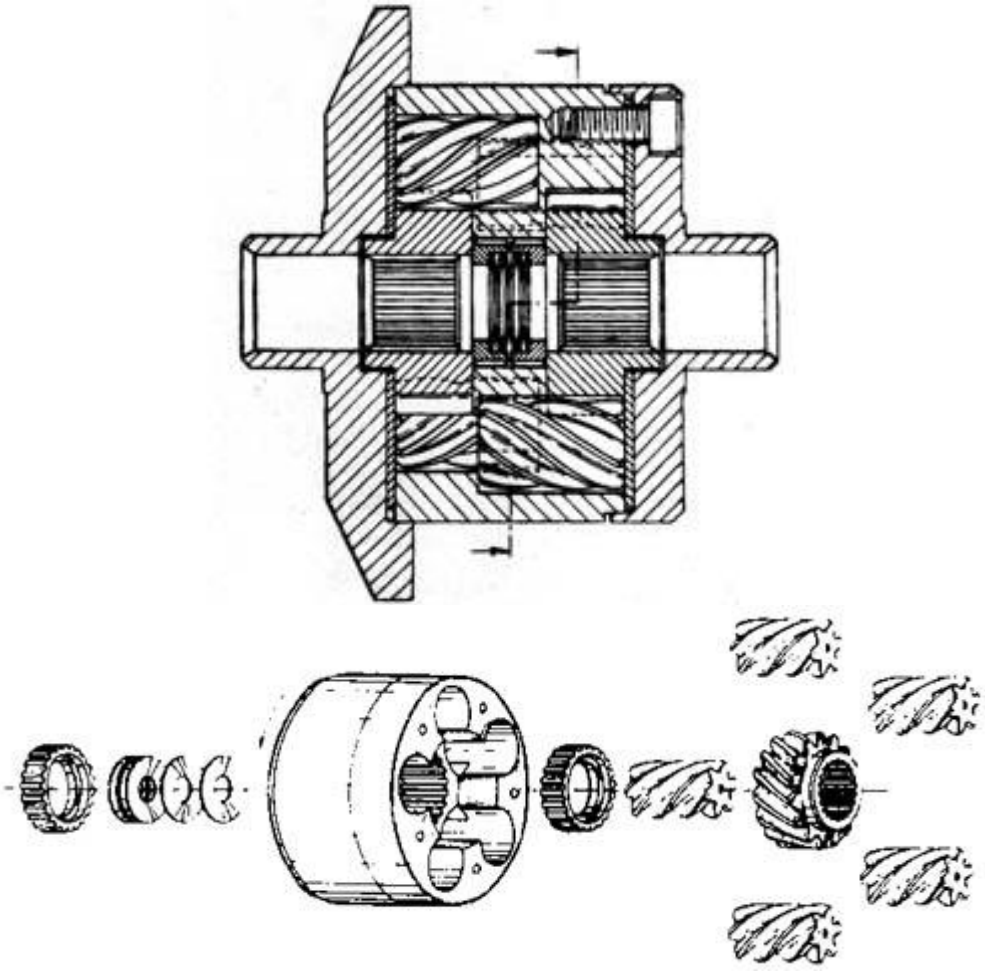
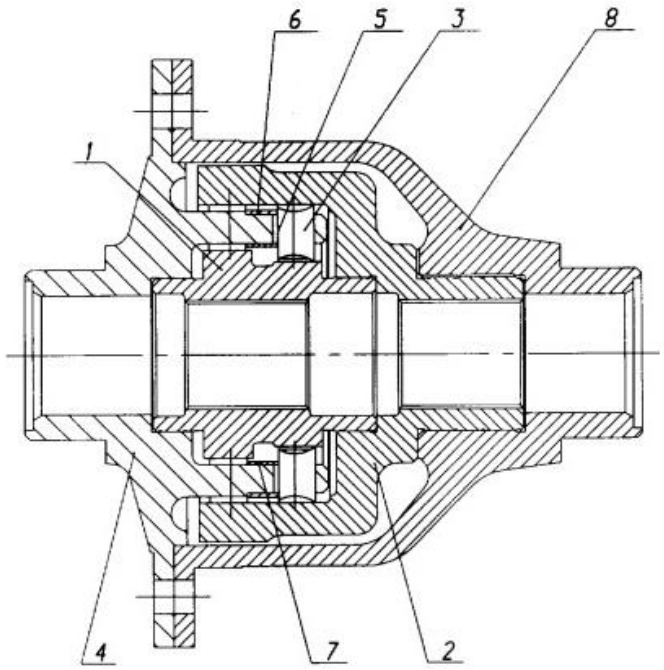


Рисунок 6 – Дифференциал с винтовой блокировкой

Кулачковая блокировка (рисунок 7) срабатывает при возникновении разности в скоростях вращения колес. Рассмотрим пример реализации дифференциала от компании «Tractech». В корпусе дифференциала между

парами корончатых шестерен установлены поворотные кулачки. В обычных условиях они не участвуют в работе, но, как только одно их колес начинает пробуксовывать (то есть, вращаться существенно быстрее другого), кулачки поворачиваются и пары шестерен входят в зацепление, обеспечивая тем самым полную блокировку. Блокировка выключается, когда буксующее колесо прекратит проскальзывание. Этот тип дифференциалов также довольно долговечен и не требует специальных масел.



1 – звездочка внутренняя; 2 – звездочка наружная; 3 – сухарь; 4 – водило сухаря; 5 – лыски; 6, 7 – распорные кольца; 8 – чашка корпуса дифференциала

Рисунок 7 – Дифференциал с кулачковой блокировкой

Далее предлагается рассмотреть особенности управления автомобилем, оборудованным самоблокирующимся межколесным. В частности, автомобиль в повороте на скользком покрытии может обладать избыточной поворачиваемостью, при слишком интенсивном разгоне на смешанном покрытии возможен увод в сторону от предполагаемой траектории и так далее Особенно это касается разработок, предлагаемых в качестве дополнительного оборудования третьими фирмами. Однако грамотное

использование свойств таких дифференциалов позволяет уверенно перемещаться в сложных дорожных условиях, и существенно повышает проходимость вне дорог.

1.2 Обоснование выбора конструкции блокировки межколесных дифференциалов

При движении по твердой поверхности с высоким коэффициентом сцепления блокировать межколесные дифференциалы нет необходимости, зачастую это даже вредно из-за повышения нагрузок на трансмиссию. Но вот при съезде на бездорожье может возникнуть ситуация с буксованием или вывешиванием одного колеса, тогда возникает необходимость в жесткой связи между полуосями моста. Поэтому есть необходимость оснастить проектируемый автомобиль принудительными блокировками межколесных дифференциалов. Выбираем штифтовую блокировку из-за своей компактности и простоты.

Включение блокировки будет осуществляться посредством пневмопривода – пневмоцилиндра и компрессора с ресивером. Питание компрессора – от бортовой сети 12 В. Пневмопривод проще и дешевле гидравлического, а так же намного удобнее механического для водителя. К тому же на рынке уже существует ряд готовых решений специально для блокировки дифференциалов. Например, фирма ARB имеет несколько моделей бортовых компрессоров именно для этих целей и дает гарантию 2 года на свою продукцию.

2 Расчет эксплуатационных свойств

2.1 Расчет потребной мощности двигателя

$$N_e = \frac{P_k \cdot V_{\max} \cdot 10^{-3}}{\eta_{mp}}, \quad (1)$$

где P_k – касательная сила тяги на движителе, необходимая для преодоления суммарной силы сопротивления движению;

$V_{\max}$ – максимальная скорость движения АТС;

η_{mp} – КПД трансмиссии.

$$P_k = (G + Q) \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin\beta) + k \cdot F \cdot V^2, \quad (2)$$

где G – собственный вес автомобиля, Н;

Q – вес пассажиров и груза, Н;

f – коэффициент сопротивления качению, для грунтовой дороги с уклоном – 0,1, для асфальтированной дороги без уклона – 0,01;

α – угол уклона дороги, град;

k – коэффициент обтекаемости;

F – площадь лобовой поверхности автомобиля, м^2.

Потребную мощность двигателя рассчитываем для двух вариантов движения:

- по грунтовой дороги после дождя с уклоном на подъем 10^0 при низкой скорости движения равной 5 км/ч или 1,4 м/с;
- по асфальтированной сухой дороги без уклона при высокой скорости движения равной 100 км/час или 27,8 м/с.

Подставляем значения в формулу (2) и получаем:

$$P_{k.гр} = (20110 + 5886) \cdot (0{,}1 \cdot \cos 10 + \sin 10) + 0{,}42 \cdot 3{,}73 \cdot 1{,}4^2 = 3018{,}6\ \text{Н},$$

$$P_{k.асф} = (20110 + 5886) \cdot (0{,}01 \cdot \cos 0 + \sin 0) + 0{,}42 \cdot 3{,}73 \cdot 27{,}8^2 = 1470{,}7\ \text{Н}.$$

Сила сцепления колеса с грунтом определяется по выражению:

$$P_{\varphi} = G_{сц} \cdot \varphi, \tag{3}$$

где $G_{сц}$ – сцепной вес автомобиля,

φ – коэффициент сцепления движителя с грунтом.

$$P_{\varphi} = 25996 \cdot 0{,}3 = 7798{,}8\ \text{Н},$$

$$P_{\varphi} = 25996 \cdot 0{,}6 = 15597{,}6\ \text{Н}.$$

Подставляем полученные значения в формулу (1):

$$N_e = \frac{1470{,}7 \cdot 27{,}8 \cdot 10^{-3}}{0{,}85} = 48{,}1\ \text{кВт} = 65{,}4\ \text{л.с.}$$

На основании расчета оставляем базовый двигатель ЗМЗ-409.10 имеющий следующие характеристики:

$$N_{eN} = 91{,}4\ \text{кВт},$$

$$n_{eN} = 4400\ \text{об/мин},$$

$$M_{eN} = 217{,}6\ \text{Н} \cdot \text{м},$$

$$g_{eN} = 260\ \text{г/кВт} \cdot \text{ч}$$

2.2 Расчет и построение внешней скоростной характеристики

Мощность двигателя определяется по формуле (4):

$$N_e = N_{eN} \cdot \left(0{,}5\frac{n_e}{n_{eN}} + 1{,}5\frac{{n_e}^2}{{n_{eN}}^2} - \frac{{n_e}^3}{{n_{eN}}^3} \right), \quad (4)$$

где N_{eN} – номинальная мощность двигателя, кВт;

n_{eN} – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

n_e – текущее значение частоты, мин$^{-1}$;

Удельный расход топлива определяется по формуле (5):

$$g_e = g_{eN} \cdot \left(1{,}55 - 1{,}55\frac{n_e}{n_{eN}} + \frac{{n_e}^2}{{n_{eN}}^2} \right), \quad (5)$$

где g_{eN} – удельный расход топлива при номинальной частоте, г/кВт·ч;

Часовой расход топлива определяется по формуле (6):

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}. \quad (6)$$

Крутящий момент определяется по формуле (7):

$$M_e = 9546 \cdot \frac{N_e}{n_e}. \quad (7)$$

Приведу пример расчета при частоте вращения коленчатого вала 1000 об/мин:

$$N_e = 94{,}1 \cdot \left(0{,}5 \cdot \frac{1000}{4400} + 1{,}5\frac{1000^2}{4400^2} - \frac{1000^3}{4400^3} \right) = 16{,}88 \text{ кВт},$$

$$g_e = 260 \cdot \left(1{,}55 - 1{,}55\frac{1000}{4400} + \frac{1000^2}{4400^2}\right) = 324{,}8 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч},$$

$$G_T = \frac{324{,}8 \cdot 16{,}88}{1000} = 5{,}48 \text{ кг/ч},$$

$$M_e = 9546 \cdot \frac{16{,}88}{1000} = 161{,}13 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчета при других значениях вращения коленчатого вала представлены в таблице 1, по которым построена внешняя скоростная характеристика (рисунок 8).

Таблица 1 – Результаты расчетов

n_e, об/мин	N_e, кВт	g_e, г/кВт·ч	G_T, кг/ч	M_e, Н·м
500	7,03	360,56	2,54	134,24
1000	16,88	324,84	5,48	161,13
1500	28,72	295,83	8,50	182,75
2000	41,71	273,54	11,41	199,09
2500	55,04	257,96	14,20	210,16
3000	67,87	249,10	16,91	215,96
3500	79,38	246,95	19,60	216,49
4000	88,73	251,51	22,32	211,75
4500	95,10	262,79	24,99	201,73
5000	97,65	280,79	27,42	186,44

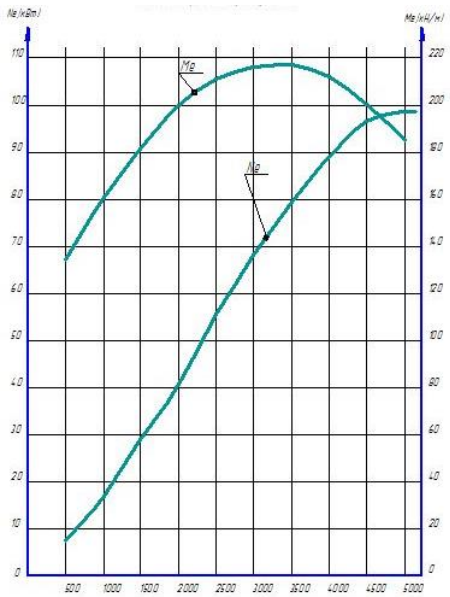


Рисунок 8 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

2.3 Расчет и построение тяговой характеристики двигателя

Значение свободной силы тяги автомобиля на всех передачах вычисляется по формуле:

$$P_a = P_k - P_w, \tag{8}$$

где P_k – касательная сила тяги, которая определяется по формуле (9);

P_w – сила сопротивления воздушной среды (формула 10).

$$P_k = \frac{M_e \cdot \eta_{mp} \cdot i_{mp}}{r_d}, \tag{9}$$

$$P_w = k \cdot F \cdot V_a{}^2. \tag{10}$$

где V_a – скорость движения транспортного средства на всех передачах, которая определяется по формуле (11);

r_d – динамический радиус колеса, который определяется по формуле (12).

$$V_a = 0{,}104 \cdot r_d \cdot \frac{n_e}{i_{mp}}, \tag{11}$$

$$r_d = \left(0{,}5 \cdot 25{,}4 \cdot d + \lambda_{см} \cdot h\right) \cdot 10^{-3}. \tag{12}$$

$$r_d = \left(0{,}5 \cdot 25{,}4 \cdot 16 + 0.825 \cdot 225 \cdot 0{,}75\right) \cdot 10^{-3} = 0{,}342 \text{ м}.$$

Приведу пример расчета при частоте вращения коленчатого вала 1000 об/мин:

$$V_a = 0{,}104 \cdot 0{,}342 \cdot \frac{1000}{4{,}155 \cdot 4{,}62 \cdot 1{,}94} = 0{,}956 \text{ м/с},$$

$$P_k = \frac{161{,}13 \cdot 0{,}85 \cdot 37{,}24}{0{,}342} = 14913{,}5 \text{ Н},$$

$$P_w = 0{,}42 \cdot 3{,}73 \cdot 0{,}956^2 = 1{,}432 \text{ Н},$$

$$P_a = 14913{,}5 - 1{,}432 = 14912{,}07 \text{ Н}.$$

Результаты расчета для остальных передач и частот вращения коленчатого вала представлены в таблицах 2-11.

2.4 Построение динамической характеристики

Для построения динамической характеристики необходимо определить динамический фактор двигателя, который определяется как отношение разности тяговой силы и силы сопротивления воздуха к весу автомобиля:

$$D = \frac{P_a}{G_a}. \qquad (13)$$

Пример расчета на первой пониженной передаче при частоте вращения коленчатого вала 1000 об/мин:

$$D = \frac{14912{,}07}{25970} = 0{,}57.$$

Результаты расчета для остальных передач и частот вращения коленчатого вала представлены в таблицах 2-11

Таблица 2 – Первая пониженная передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	0,48	134,24	12424,80	0,36	12424,45	1,72	0,48
1000	0,96	161,13	14913,65	1,43	14912,07	3,44	0,57
1500	1,43	182,75	16914,72	3,22	16911,51	5,16	0,65

Продолжение таблицы 2

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
2000	1,91	199,09	18427,10	5,72	18421,38	6,88	0,71
2500	2,39	210,16	19451,70	8,93	19442,77	8,60	0,75
3000	2,87	215,96	19988,53	12,86	19975,67	10,31	0,77
3500	3,34	216,49	20037,59	17,51	20020,08	12,03	0,77
4000	3,82	211,75	19598,87	22,86	19576,00	13,75	0,75
4500	4,30	201,73	18671,45	28,94	18642,51	15,47	0,72
5000	4,78	186,44	17256,26	35,73	17220,53	17,19	0,66

Таблица 3 – Первая прямая передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	0,93	134,24	6404,54	1,34	6403,19	3,34	0,25
1000	1,85	161,13	7687,45	5,38	7682,07	6,67	0,30
1500	2,78	182,75	8718,93	12,10	8706,83	10,01	0,34
2000	3,71	199,09	9498,51	21,51	9476,99	13,34	0,36
2500	4,63	210,16	10026,65	33,61	9993,04	16,68	0,38
3000	5,56	215,96	10303,37	48,41	10254,96	20,01	0,39
3500	6,49	216,49	10328,65	65,89	10262,77	23,35	0,40
4000	7,41	211,75	10102,51	86,05	10016,45	26,68	0,39
4500	8,34	201,73	9624,46	108,91	9515,55	30,02	0,37
5000	9,26	186,44	8894,98	134,46	8760,52	33,35	0,34

Таблица 4 – Вторая пониженная передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	0,88	134,24	6773,09	1,20	6771,89	3,15	0,26
1000	1,75	161,13	8129,82	4,81	8125,01	6,31	0,31
1500	2,63	182,75	9220,66	10,82	9209,84	9,46	0,35
2000	3,50	199,09	10045,10	19,24	10025,86	12,61	0,39
2500	4,38	210,16	10603,64	30,06	10573,58	15,77	0,41
3000	5,26	215,96	10896,27	43,28	10852,99	18,92	0,42
3500	6,13	216,49	10923,02	58,91	10864,11	22,08	0,42
4000	7,01	211,75	10683,86	76,94	10606,92	25,23	0,41
4500	7,88	201,73	10178,30	97,38	10080,92	28,38	0,39
5000	8,76	186,44	9406,84	120,22	9286,62	31,54	0,36

Таблица 5 – Вторая прямая передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	1,7	134,24	3491,28	4,52	3486,76	6,12	0,13
1000	3,40	161,13	4190,63	18,10	4172,53	12,24	0,16
1500	5,10	182,75	4752,92	40,72	4712,20	18,35	0,18
2000	6,80	199,09	5177,89	72,40	5105,49	24,47	0,20

Продолжение таблицы 5

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
2500	8,50	210,16	5465,79	113,12	5352,67	30,59	0,21
3000	10,20	215,96	5616,64	162,89	5453,74	36,71	0,21
3500	11,90	216,49	5630,42	221,71	5408,71	42,83	0,21
4000	13,60	211,75	5507,14	289,59	5217,56	48,95	0,20
4500	15,30	201,73	5246,55	366,51	4880,04	55,06	0,19
5000	16,99	186,44	4848,89	452,48	4396,41	61,18	0,17

Таблица 6 – Третья пониженная передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	1,39	134,24	4270,18	3,02	4267,16	5,00	0,16
1000	2,78	161,13	5125,56	12,10	5113,46	10,00	0,20
1500	4,17	182,75	5813,29	27,22	5786,07	15,01	0,22
2000	5,56	199,09	6333,07	48,39	6284,67	20,01	0,24
2500	6,95	210,16	6685,21	75,62	6609,59	25,01	0,25
3000	8,34	215,96	6869,70	108,89	6760,82	30,01	0,26
3500	9,73	216,49	6886,56	148,21	6738,36	35,02	0,26
4000	11,12	211,75	6735,78	193,58	6542,21	40,02	0,25
4500	12,51	201,73	6417,05	245,00	6172,05	45,02	0,24
5000	13,89	186,44	5930,67	302,46	5628,21	50,02	0,22

Таблица 7 – Третья прямая передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	2,70	134,24	2201,13	11,38	2189,74	9,70	0,08
1000	5,39	161,13	2642,04	45,53	2596,51	19,41	0,10
1500	8,09	182,75	2996,54	102,45	2894,09	29,11	0,11
2000	10,78	199,09	3264,47	182,14	3082,33	38,82	0,12
2500	13,48	210,16	3445,98	284,59	3161,39	48,52	0,12
3000	16,17	215,96	3541,08	409,81	3131,28	58,23	0,12
3500	18,87	216,49	3549,78	557,79	2991,98	67,93	0,12
4000	21,56	211,75	3472,05	728,55	2743,51	77,63	0,11
4500	24,26	201,73	3307,76	922,07	2385,69	87,34	0,09
5000	26,96	186,44	3057,05	1138,35	1918,69	97,04	0,07

Таблица 8 – Четвертая пониженная передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	1,98	134,24	2990,33	6,17	2984,16	7,14	0,11
1000	3,97	161,13	3589,33	24,67	3564,66	14,29	0,14
1500	5,95	182,75	4070,93	55,51	4015,42	21,43	0,15
2000	7,94	199,09	4434,92	98,68	4336,24	28,57	0,17
2500	9,92	210,16	4681,52	154,19	4527,32	35,72	0,17

Продолжение таблицы 8

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
3000	11,91	215,96	4810,72	222,04	4588,68	42,86	0,18
3500	13,89	216,49	4822,52	302,22	4520,30	50,00	0,17
4000	15,87	211,75	4716,94	394,74	4322,20	57,14	0,17
4500	17,86	201,73	4493,73	499,59	3994,14	64,29	0,15
5000	19,84	186,44	4153,13	616,78	3536,35	71,43	0,14

Таблица 9 – Четвертая прямая передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	3,85	134,24	1541,40	23,21	1518,19	13,86	0,06
1000	7,70	161,13	1850,17	92,85	1757,32	27,72	0,07
1500	11,55	182,75	2098,42	208,92	1889,50	41,57	0,07
2000	15,40	199,09	2286,04	371,41	1914,63	55,43	0,07
2500	19,25	210,16	2413,15	580,33	1832,83	69,29	0,07
3000	23,10	215,96	2479,75	835,67	1644,08	83,15	0,06
3500	26,95	216,49	2485,84	1137,44	1348,40	97,00	0,05
4000	30,79	211,75	2431,41	1485,64	945,77	110,86	0,04
4500	34,64	201,73	2316,36	1880,26	436,10	124,72	0,02
5000	38,49	186,44	2140,79	2321,31	-180,52	138,58	-0,01

Таблица 10 – Пятая пониженная передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	2,25	134,24	2631,49	7,96	2623,52	8,12	0,10
1000	4,51	161,13	3158,61	31,86	3126,75	16,23	0,12
1500	6,76	182,75	3582,42	71,68	3510,74	24,35	0,14
2000	9,02	199,09	3902,73	127,43	3775,30	32,47	0,15
2500	11,27	210,16	4119,73	199,12	3920,62	40,59	0,15
3000	13,53	215,96	4233,43	286,73	3946,71	48,70	0,15
3500	15,78	216,49	4243,82	390,27	3853,56	56,82	0,15
4000	18,04	211,75	4150,90	509,73	3641,17	64,94	0,14
4500	20,29	201,73	3954,48	645,13	3309,35	73,05	0,13
5000	22,55	186,44	3654,76	796,46	2858,29	81,17	0,11

Таблица 11 – Пятая прямая передача

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
500	4,37	134,24	1356,44	29,98	1326,46	15,75	0,05
1000	8,75	161,13	1628,15	119,90	1508,25	31,49	0,06
1500	13,12	182,75	1846,61	269,78	1576,83	47,24	0,06
2000	17,50	199,09	2011,72	479,61	1532,11	62,99	0,06
2500	21,87	210,16	2123,57	749,39	1374,18	78,74	0,05

Продолжение таблицы 11

n_e, об/мин	V_a, м/с	M_e, Н·м	P_k, Н	P_w, Н	P_a, Н	V_a, км/ч	D
3000	26,25	215,96	2182,18	1079,12	1103,06	94,48	0,04
3500	30,62	216,49	2187,54	1468,80	718,73	110,23	0,03
4000	34,99	211,75	2139,64	1918,44	221,20	125,98	0,01
4500	39,37	201,73	2038,39	2428,02	-389,63	141,73	-0,02
5000	43,74	186,44	1883,89	2997,56	-1113,66	157,47	-0,04

На рисунках 9 и 10 представлена динамическая характеристика автомобиля.

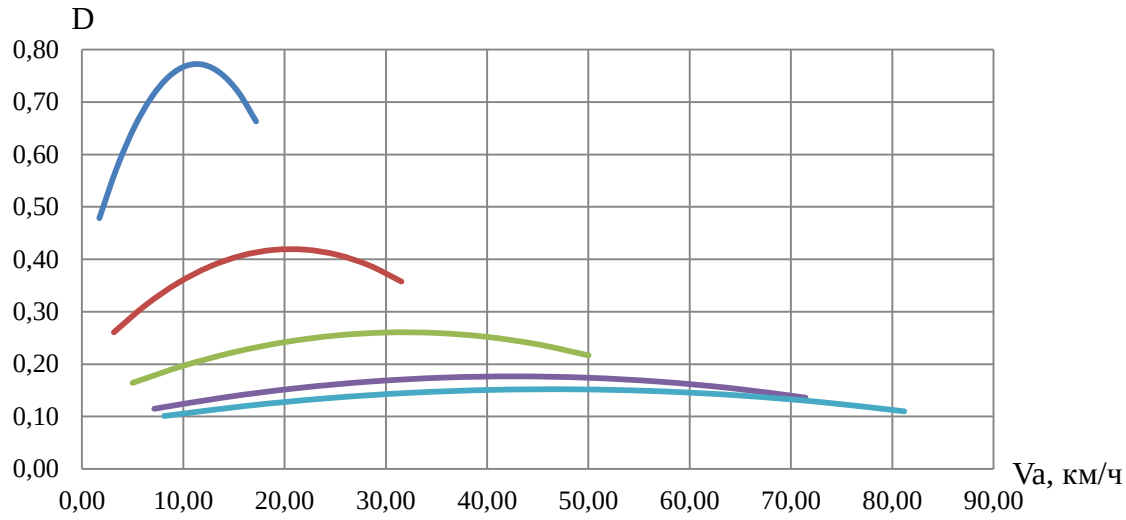


Рисунок 9 – Динамическая характеристика автомобиля на пониженной передаче

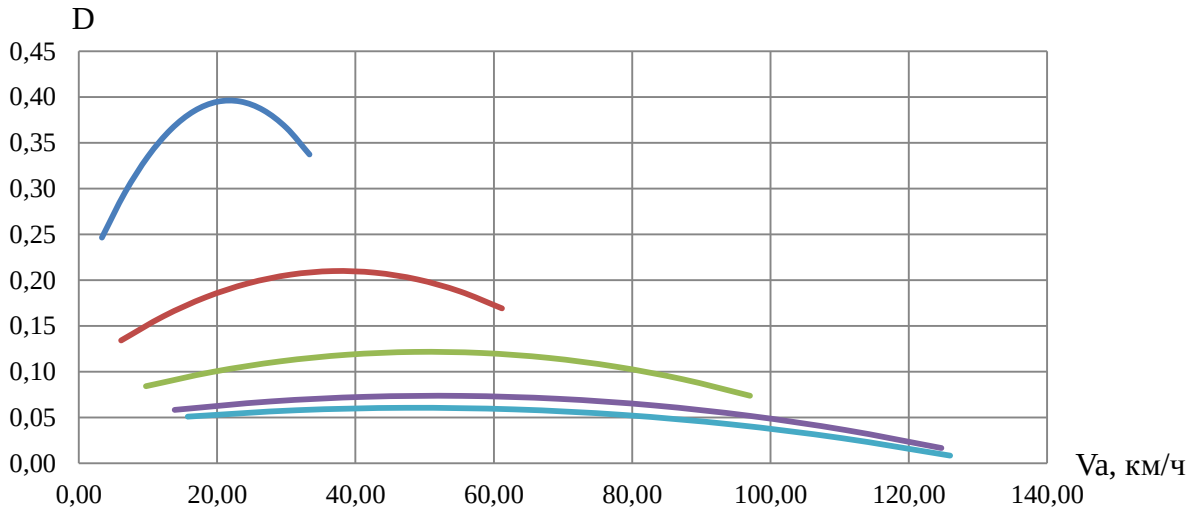


Рисунок 10 – Динамическая характеристика автомобиля на прямой передаче

2.5 Расчет ускорений и времени разгона

Ускорения на всех передачах определяются по формуле:

$$j = \frac{D - f}{\delta} \cdot g, \tag{14}$$

где δ – коэффициент учета вращающихся масс двигателя.

Коэффициент учета вращающихся масс рассчитывается по приближенной формуле:

$$\delta = 1 + 0{,}04 \cdot (1 + i_k), \tag{15}$$

Пример расчета на первой передаче при частоте вращения коленчатого вала 1000 об/мин представлен ниже:

$$\delta = 1 + 0{,}04 \cdot (1 + 4{,}155) = 1{,}206,$$

$$j = \frac{0{,}3 - 0{,}01}{1{,}206} \cdot 9{,}81 = 2{,}35 \text{ м/с}^2.$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 12.

Таблица 12 – Данные для построения характеристики разгона

1 передача		2 передача		3 передача		4 передача	
V_a, м/с	j, м/с2	V_a, м/с	j, м/с2	V_a, м/с	j, м/с2	V_a, м/с	j, м/с2
0,93	1,92	1,7	1,08	2,70	0,67	3,85	0,44
1,85	2,32	3,40	1,31	5,39	0,81	7,70	0,52
2,78	2,65	5,10	1,49	8,09	0,91	11,55	0,57
3,71	2,89	6,80	1,62	10,78	0,98	15,40	0,58
4,63	3,05	8,50	1,70	13,48	1,01	19,25	0,55
5,56	3,13	10,20	1,74	16,17	1,00	23,10	0,48
6,49	3,13	11,90	1,72	18,87	0,95	26,95	0,38
7,41	3,06	13,60	1,66	21,56	0,86	30,79	0,24
8,34	2,90	15,30	1,54	24,26	0,74	34,64	0,06
9,26	2,66	16,99	1,38	26,96	0,57	38,49	-0,15

Из графика ускорений, представленного в графической части работы, определяем средние ускорения в интервале изменения скоростей:

$$j_{1ср} = 2{,}77 \text{ м/с}^2,$$

$$j_{2ср} = 1{,}52 \text{ м/с}^2,$$

$$j_{3ср} = 0{,}85 \text{ м/с}^2,$$

$$j_{4ср} = 0{,}38 \text{ м/с}^2.$$

Время разгона в интервале изменения скоростей от V_1 до V_2 определяется по формуле:

$$\Delta t = \frac{V_2 - V_1}{j_{ср}}, \tag{16}$$

Соответственно, время разгона на каждой передаче равняется:

$$\Delta t_1 = \frac{6 - 0}{2{,}77} = 2{,}17 \text{ с},$$

$$\Delta t_2 = \frac{12 - 6}{1{,}52} = 3{,}94 \text{ с},$$

$$\Delta t_3 = \frac{22 - 12}{0{,}85} = 11{,}76 \text{ с},$$

$$\Delta t_4 = \frac{33 - 22}{0{,}38} = 28{,}72 \text{ с},$$

Время переключения передач (Δt_n) принимаем равное 1 с.

Общее время разгона определяется как сумма времени затраченное на разгон на каждой передаче и время переключения каждое передачи и равняется 52,23 с.

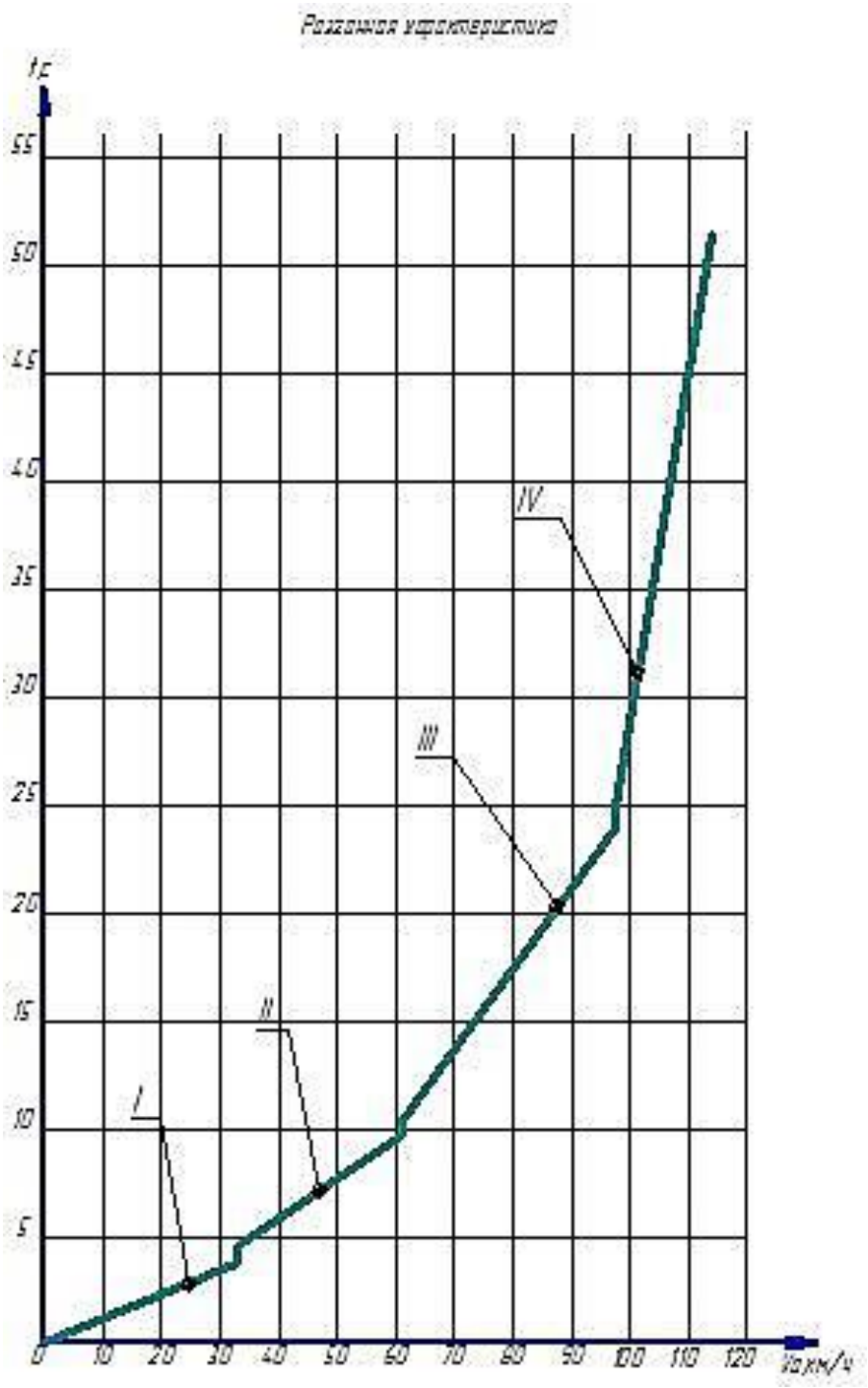


Рисунок 11 – Разгонная характеристика

3 Конструкторский расчет главной передачи

3.1 Расчет коэффициентов пробега

Относительные пробеги на каждой передаче представлены в таблице 13.

Таблица 13 – Относительные пробеги на каждой передаче

Передача в КП	Передача в РК	γ_i,%
1	понижающая	0,1
1	прямая	0,9
2	прямая	3
3	прямая	6
4	прямая	90

Расчетная удельная сила тяги на данной передаче рассчитывается по формуле:

$$\gamma_{Pi} = \frac{F_p}{m_a \cdot g}, \tag{17}$$

где F_p – расчетная окружная сила на ведущих колесах на данной передаче.

Известно, что должно выполняться условие:

$$F_p \le F_\varphi .$$

Тогда необходимо определить F_φ по формуле:

$$F_\varphi = m_a \cdot g \cdot \varphi, \tag{18}$$

$$F_\varphi = 2109 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}6 = 12654 \text{ Н}.$$

Расчетная окружная сила определяется в соответствии с формулой:

$$F_p = \frac{M_{e\max} \cdot i_p^i \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \qquad (19)$$

$$F_p^{пон.} = \frac{211 \cdot 3{,}78 \cdot 2{,}09 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}8}{0{,}358} = 15127 \text{ Н} .$$

Так как $F_p^{пон.}$ больше F_φ, то принимаем $F_p^{пон.}$ равной 12600 Н.

Далее рассчитаем расчетную окружную силу для каждой передачи:

$$F_p^{I} = \frac{211 \cdot 3{,}78 \cdot 1 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}84}{0{,}358} = 8186 \text{ Н},$$

$$F_p^{II} = \frac{211 \cdot 2{,}6 \cdot 1 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}84}{0{,}358} = 5631 \text{ Н},$$

$$F_p^{III} = \frac{211 \cdot 1{,}55 \cdot 1 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}84}{0{,}358} = 3357 \text{ Н},$$

$$F_p^{IV} = \frac{211 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}84}{0{,}358} = 2230 \text{ Н},$$

$$F_p^{ЗХ} = \frac{211 \cdot 4{,}12 \cdot 1 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}84}{0{,}358} = 8711 \text{ Н}.$$

Подставляем полученные значения в формулу (16).

$$\gamma_{P1}^{пон.} = \frac{12600}{2109 \cdot 9{,}8} = 0{,}597,$$

$$\gamma_{P1} = \frac{8186}{2109 \cdot 9{,}8} = 0{,}388,$$

$$\gamma_{P2} = \frac{5631}{2109 \cdot 9{,}8} = 0{,}267,$$

$$\gamma_{P3} = \frac{3357}{2109 \cdot 9{,}8} = 0{,}159,$$

$$\gamma_{P4} = \frac{2230}{2109 \cdot 9{,}8} = 0{,}106,$$

$$\gamma_{P1}^{3X} = \frac{8711}{2109 \cdot 9{,}8} = 0{,}413.$$

Среднее значение удельных окружных сил определяется в соответствии с формулой:

$$\gamma_{cp_i} = \gamma_{\psi cp_i} + \gamma_{в cp_i}, \qquad (20)$$

где $\gamma_{\psi cp_i}$ – удельное сопротивление дороги (сопротивление качению)

$\gamma_{в cp_i}$ – удельное сопротивление воздуха.

Проведя расчет коэффициентов пробега на разных передачах, сводим в таблицу 14.

Таблица 14 –Результаты расчетов коэффициентов пробега

Передача	$\gamma_{\psi cp}$	$\gamma_{в cp}$	γ_{cp}	$K_{ПF}$	$K_{ПН}$
1 передача (пониженная)	0,5	0	0,5	0,055	0,19
1 передача	0,55	0	0,55	0,06	0,195
2 передача	0,6	0	0,6	0,08	0,2
3 передача	0,7	0,0002	0,7002	0,1	0,22
4 передача	0,7	0,0004	0,7004	0,1	0,22
Передача заднего хода	0,55	0	0,55	0,06	0,195

Определение напряженности зубьев и пробега автомобиля до поломки или выкрашивание зубьев.

3.2 Расчет напряжений изгиба

Расчет напряжения изгиба осуществляется в соответствии с формулой (21).

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\mu} \cdot K_{FX}, \quad (21)$$

где F_t – окружная сила на выбранной передаче, которая определяется по формуле (22);

Y_F – единичное напряжение изгиба;

Y_ε – коэффициент, зависящий от суммарной длины контактных линий и величины перекрытия, для конических передач с непрямыми зубьями равен 0,9;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, который учитывает распределение нагрузки между зубьями, зависит от точности изготовления колеса, равен 1,0;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, равен 1,04;

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, равен 1,435;

$K_{F\mu}$ – коэффициент, учитывающий свойства смазок и характер работы колеса в зацеплении, равен 0,95;

K_{FX} – коэффициент, учитывающий габаритные размеры зубчатого колеса.

$$F_t = \frac{M_{e\max} \cdot i_{KП}^{i} \cdot i_{PK}^{np}}{R_{cp}}, \quad (22)$$

Ниже представление пример расчета окружной силы для первой передачи в КП и прямой передачи в РК.

$$F_t = \frac{211 \cdot 3{,}78 \cdot 1}{0{,}023} = 34{,}7 \text{ кН}.$$

Проведем расчет единичного напряжения изгиба по формуле:

$$Y_F = Y_F^0 \cdot K_U \cdot K_\alpha \cdot K_\rho \cdot K_\tau , \qquad (23)$$

где Y_F^0 – коэффициент напряжения изгиба, определяется по графику, равен 2,2;

K_U – коэффициент, учитывающий параметры сопряженного зубчатого колеса для конических передач, равен 1;

K_α – коэффициент, зависящий от угла профиля исходного контура, равен 1;

K_ρ – коэффициент, учитывающий радиус переходной кривой, равен 1;

K_τ – коэффициент, учитывающий перераспределение толщины зубьев шестерни и колеса, равен 1.

Подставляем значения в формулу 22 и получаем:

$$Y_F = 2{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2{,}2 .$$

Подставляем значения в формулу 21 и получаем:

$$\sigma_{F(I)} = \frac{34700}{30 \cdot 6} \cdot 2{,}2 \cdot 0{,}9 \cdot 1 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}4375 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}96 = 680 \text{ МПа} .$$

По аналогии проводим для всех передач и получаем:

$$\sigma_{F(II)} = 492 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{F(III)} = 314 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{F(IV)} = 283 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{F(ЗХ)} = 713 \text{ МПа} .$$

Ресурс по усталости при изгибе, обеспечивающей один километр пробега при работе на нескольких передачах определяется по формуле:

$$R_{1F} = \frac{500 \cdot i_{mp}'}{\pi \cdot r_{\partial}} \cdot \sum_{i=1}^{n} \sigma_{F_i}^{m_F} \cdot \gamma_i \cdot K_{ПF_i}, \quad (22)$$

где i_{mp}' – передаточное число от рассматриваемой шестерни до колеса;

m_F – для расчета на изгибную прочность, равен 9.

$$R_{1F} = \frac{500 \cdot 4{,}375}{3{,}14 \cdot 0{,}358} \cdot (834^9 \cdot 0{,}001 \cdot 0{,}055 + 680^9 \cdot 0{,}009 \cdot 0{,}06 + 492 \text{ x}$$

$$\text{x } 0{,}03 \cdot 0{,}08 + 314^9 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}1 + 283^9 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}1 + 204^9 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}15 +$$

$$+ 713^9 \cdot 0{,}005 \cdot 0{,}06) = 1{,}13 \cdot 10^{25}.$$

Общий ресурс по усталости при изгибе рассчитывается по формуле:

$$R_{1F} = \sigma_{FP0}^{m_F} \cdot N_{F0}, \quad (23)$$

где σ_{FP}^0 – предельное напряжение изгиба при базовом числе циклов;

N_{F0} – базовое число циклов, принимаем равное $4 \cdot 10^6$.

Предельное напряжение изгиба при базовом числе циклов определяется по формуле:

$$\sigma_{FP}^0 = \sigma_{F\lim}^0 \cdot Y_R \cdot K_{FS}, \quad (24)$$

где $\sigma_{F\lim}^0$ – напряжение, характеризующее выносливость, принимаем 400 МПа;

Y_R – коэффициент, характеризующий особенность обработки зубьев, равен 1;

K_{FS} – коэффициент, учитывающий характер нагружения, принимается равным 1,14.

$$\sigma_{FP}^{0} = 400 \cdot 1{,}14 \cdot 1 = 456 \text{ МПа}.$$

Подставляем значения в формулу (23) и получаем:

$$R_{1F} = 456^{9} \cdot 40 \cdot 10^{5} = 3{,}41 \cdot 10^{30}.$$

Пробег автомобиля до усталостной поломки зуба определяется по формуле:

$$L_F = \frac{R_{F\lim}}{R_{1F}}, \tag{25}$$

$$L_F = \frac{3{,}41 \cdot 10^{30}}{1{,}13 \cdot 10^{25}} = 2{,}62 \cdot 10^{5} \text{ км}.$$

Ресурс по напряжениям изгиба определяется по формуле:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FP}^{0} \cdot K_{FL}, \tag{26}$$

где K_{FL} – коэффициент долговечности, рассчитывается по формуле:

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \tag{27}$$

где N_{FE} – общее эквивалентное число нагружений.

Общее эквивалентное число циклов нагружений определяется по формуле:

$$N_{FE} = \frac{R_{1F} \cdot L_0}{\sigma_F^{m_F}}, \tag{28}$$

$$N_{FE} = \frac{1{,}13 \cdot 10^{25} \cdot 15 \cdot 10^4}{834^9 \cdot 0{,}001 + 680^9 \cdot 0{,}009 + 492^9 \cdot 0{,}03 + 314^9 \cdot 0{,}06 + 283^9 \cdot 0{,}15 +}$$

$$\frac{}{204^9 \cdot 0{,}75 + 713^9 \cdot 0{,}005} = 8{,}21 \cdot 10^5.$$

Подставляем полученные значения в формулу (27):

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{8{,}21 \cdot 10^5}} = 1{,}19,$$

Отсюда следует, что допускаемое напряжение изгиба равно:

$$\sigma_{FP} = 456 \cdot 1{,}19 = 543 \text{ МПа}.$$

3.3 Определение контактной напряженности активных поверхностей зубьев

Параметр контактного напряжения определяются в соответствии с формулой:

$$П_H = \frac{F_t}{b_w \cdot d_{W_{m1}}} \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\mu} \cdot K_{HX}, \tag{29}$$

где Z_H – единичное напряжение изгиба;

Z_ε – коэффициент, зависящий от суммарной длины контактных линий и величины перекрытия, равен 0,8;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, который учитывает распределение нагрузки между зубьями, зависит от точности изготовления колеса, равен 0,9;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, равен 1,04;

K_{HV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, равен 1,2;

$K_{H\mu}$ – коэффициент, учитывающий свойства смазок и характер работы колеса в зацеплении, равен 1;

K_{HX} – коэффициент, учитывающий габаритные размеры зубчатого колеса, равен 1.

Определяем единичное напряжение изгиба по формуле:

$$Z_H = \frac{2 \cdot (i+1)\cos^2 \beta}{i \cdot \sin 2\alpha_{tw}}, \tag{30}$$

$$Z_H = \frac{2 \cdot (4{,}375+1)\cos^2 35}{4{,}375 \cdot \sin(2 \cdot 23{,}33)} = 2{,}27 .$$

На основании полученного результата вычисляем параметр контактного напряжения по формуле (29):

$$П_H^I = \frac{34700}{30 \cdot 39{,}3} \cdot 1{,}27 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}2 \cdot 1 \cdot 1 = 26 \text{ МПа},$$

$$П_H^{II} = 29 \text{ МПа},$$

$$П_H^{III} = 19{,}38 \text{ МПа},$$

$$П_H^{IV} = 17{,}12 \text{ МПа},$$

$$П_H^{3X} = 15{,}69 \text{ МПа}.$$

Ресурс по контактной усталости на 1 км пробега определяется в соответствии с формулой:

$$R_{1H} = \frac{500 \cdot i_{mp}}{\pi \cdot r_{\partial}} \cdot \sum_{i=1}^{3X} П_{H_i}^{m_H} \cdot \gamma_i \cdot K_{ПH_i}, \quad (31)$$

$$R_{1H} = \frac{500 \cdot 4{,}375}{3{,}14 \cdot 0{,}358} \cdot (29{,}3^3 \cdot 0{,}001 \cdot 0{,}19 + 26^3 \cdot 0{,}009 \cdot 0{,}195 + 19{,}38^3 \cdot 0{,}03 \text{ x}$$

$$\text{x } 0{,}2 + 17{,}12^3 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}22 + 15{,}59^3 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}22 + 13{,}86^3 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}25 +,$$

$$+ 27{,}41^3 \cdot 0{,}005 \cdot 0{,}195) = 1{,}54 \cdot 10^6$$

Предельное контактное напряжение определяется по формуле:

$$П_{HP0} = П_{H1\lim b} \cdot Z_R, \quad (32)$$

где Z_R – коэффициент, который определяется шероховатостью поверхности, равен 1.

$$П_{HP0} = 19 \cdot 1 = 19 \text{ МПа}.$$

Общий ресурс зубчатого колеса определяется по формуле:

$$R_{H\lim} = П_{HP0}^{m_H} \cdot N_{HO}, \quad (33)$$

$$R_{H\lim} = 19^3 \cdot 1{,}2 \cdot 10^8 = 8{,}23 \cdot 10^{11}.$$

Пробег автомобиля до появления выкрашивания зубьев определяется в соответствии с формулой:

$$L_H = \frac{R_{H\lim}}{R_{1H}}, \quad (34)$$

$$L_H = \frac{8{,}23 \cdot 10^{11}}{1{,}54 \cdot 10^6} = 5{,}34 \cdot 10^6 \text{ км}.$$

3.4 Расчет конического дифференциала

На прочность в коническом дифференциале проверяются зубья сателлитов и полуосевых шестерен, крестовина и проверяются нагрузки со стороны сателлитов на корпус.

Расчет на прочность сателлитов и полуосевых шестерен производится по методике, по которой выше было рассчитана коническая шестерня главной передачи. Результаты расчета сведены в таблицу 15.

Таблица 15 – Результаты расчета на прочность по изгибным и контактным напряжениям сателлитов дифференциала

Обозначение единица измерения	Числовое значение	Обозначение единица измерения	Числовое значение	Обозначение единица измерения	Числовое значение
β, град	0	$K_{F\mu}$	0,95	K_{Hw}	0,98
D_1, мм	37,49	K_{FX}	0,96	$K_{H\beta}$	1,0392
D_2, мм	57,57	$\sigma_{F1пон}$, МПа	861	K_{HV}	1,1
b_w, мм	18	σ_{F1}, МПа	759	$K_{H\mu}$	1
α_t, град	20	σ_{F2}, МПа	526	K_{HX}	1
$F_{t1пон}$, Н	59324	σ_{F3}, МПа	408	$П_{H1пон}$, МПа	25,68
F_{t1}, Н	34216	σ_{F4}, МПа	335	$П_{H1}$, МПа	22,14
F_{t2}, Н	21920	σ_{F5}, МПа	231	$П_{H2}$, МПа	18,97
F_{t3}, Н	16238	σ_{F3X}, МПа	783	$П_{H3}$, МПа	16,53
F_{t4}, Н	12056	R_F	$3{,}56\cdot10^{25}$	$П_{H4}$, МПа	14,27
F_{t5}, Н	9418	Y_R	1	$П_{H5}$, МПа	13,08
F_{t3X}, Н	36542	K_{FC}	1,3	$П_{H3X}$, МПа	23,01
Y_{F0}	2,3	σ_{FP0}, МПа	456	R_{1H}	$1{,}89\cdot10^{6}$
K_u	1	N_{FO}	$4\cdot10^{6}$	$П_{HP0}$, МПа	23
Y_F	2,255	R_{Flim}	$3{,}41\cdot10^{30}$	N_{HO}	$1{,}2\cdot10^{8}$
ε_α	1,248	L_F, МПа	$2{,}013\cdot10^{5}$	R_{Hlim}	$7{,}56\cdot10^{11}$
ε_β	1,292	N_{FE}	$3{,}49\cdot10^{5}$	L_H, км	$3{,}45\cdot10^{6}$
Y_z	0,8	K_{FL}	2,113	N_{HE}	$1{,}06\cdot10^{9}$
$K_{F\alpha}$	1	σ_{FP}, МПа	963	K_{HL}	2,61
Ψ_{bd}	0,159	Z_H	1,996	σ_{HR}, МПа	2130
$K_{F\beta}$	1,04	Z_Z	0,8	–	–
K_{FV}	1,210	$K_{H\alpha}$	0,9	–	–

На рисунке 12 представлена расчетная схема действующих на сателлит сил.

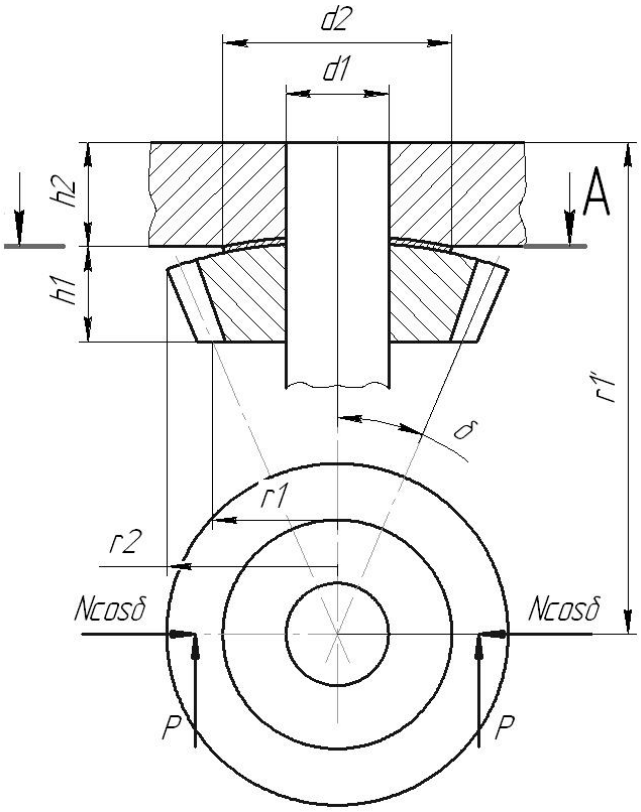


Рисунок 12 – Расчетная схема действующих на сателлит сил

Радиальная сила будет равна двум окружным усилиям:

$$R_C = \frac{M_{e\max} \cdot i_{КП}^{I} \cdot i_{РК}^{пон} \cdot i_{ГП} \cdot \eta'}{r \cdot n}, \qquad (35)$$

где η' – КПД трансмиссии до дифференциала;

n – число сателлитов.

$$R_C = \frac{211 \cdot 3{,}76 \cdot 1{,}94 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}82}{0{,}0243 \cdot 2} = 98968\,\text{Н},$$

Эта радиальная сила действует на ось сателлита, которая рассчитывается на срез в опасном сечении Х-Х:

$$\tau = \frac{R_C}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4 \cdot R_C}{\pi d_1^2}, \qquad (36)$$

$$\tau = \frac{4 \cdot 98968}{3{,}14 \cdot 30^2} = 112 \text{ МПа}.$$

Осевая сила действует на опорную поверхность сателлита и рассчитывается на смятие по формуле:

$$\sigma_{CM}' = \frac{4 \cdot Q_C}{\pi \cdot \left(d_2^2 - d_1^2\right)} = \frac{4 \cdot M_{e\max} \cdot i_{KП}^I \cdot i_{PK}^{пон} \cdot i_{ГП} \cdot \eta'_{TP}}{r \cdot n} \cdot \frac{tg\alpha \cdot \sin\delta}{\pi \cdot \left(d_2^2 - d_1^2\right)}, \qquad (37)$$

$$\sigma_{CM}' = \frac{4 \cdot 211 \cdot 3{,}76 \cdot 1{,}94 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}82}{0{,}0243 \cdot 2} \cdot \frac{tg20 \cdot \sin 12}{3{,}14 \cdot \left(45^2 - 30^2\right)} = 12{,}28 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение на смятие опорной поверхности находится в пределах 10-20МПа, то есть условие прочности выполняется.

На смятие рассчитывается и поверхность сателлита, которая соприкасается с поверхностью крестовины.

$$\sigma_{CM}'' = \frac{M_{e\max} \cdot i_{KП}^I \cdot i_{PK}^{пон} \cdot i_{ГП} \cdot \eta'_{TP}}{r \cdot n \cdot d_1 \cdot h_1}, \qquad (38)$$

где r – радиус точки приложения силы Р;

d_1 – диаметр шипа крестовины;

h_1 – высота сателлита.

$$\sigma_{CM}'' = \frac{211 \cdot 3{,}76 \cdot 1{,}94 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}82}{0{,}0243 \cdot 2 \cdot 30 \cdot 27} = 49{,}3 \text{ МПа}.$$

Допустимое напряжение на смятие составляет 60 МПа, то есть условие выполнено.

Также проводится расчет на смятие поверхности контакта шипа крестовины. Напряжение смятия составит:

$$\sigma_{CM}''' = \frac{M_{e\max} \cdot i_{KП}^{I} \cdot i_{PK}^{пон} \cdot i_{ГП} \cdot \eta'_{TP}}{r'_1 \cdot n \cdot d_1 \cdot h_2}, \quad (39)$$

$$\sigma_{CM}''' = \frac{211 \cdot 3{,}76 \cdot 1{,}94 \cdot 4{,}375 \cdot 0{,}82}{0{,}0615 \cdot 30 \cdot 18 \cdot 2} = 62{,}4 \text{ МПа},$$

Так допустимое напряжение составляет 70 МПа, то можно считать, что условия выполнены.

3.5 Расчет полуосей моста

При движении автомобиля на колеса действует ряд сил и моментов, которые зависят от конкретных условий движения. К этим силам можно отнести касательную силу тяги, тормозное усилие, реакции со стороны веса, крутящий момент, передаваемый от двигателя через трансмиссию к колесам, боковую реакцию. Эти силы и моменты изгибают, скручивают, сжимают или растягивают полуоси. Кроме того, следует учитывать наезды на препятствия и инерционные силы. В зависимости от действия сил, их непосредственного нагружения полуосей, полуоси разбивают на 4 группы.

Полуоси заднего моста автомобиля УАЗ являются полностью разгруженными, то есть они нагружаются только крутящим моментом, передающимся на колеса.

Так как при блокировке дифференциала полуосью передается значительно больший момент, чем в базовой версии автомобиля, то рассчитаем необходимое увеличение диаметра:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{KP}}{0{,}2 \cdot [\tau]}}. \quad (40)$$

Для стали 40Х допустимое напряжение составляет450 МПа [6], следовательно:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4066}{0,2 \cdot 450}} = 33,1 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр равным 35 мм.

Тогда напряжения на скручивание составит:

$$\tau = \sqrt[3]{\frac{M_{KP}}{0,2 \cdot d^3}}, \quad (41)$$

$$\tau = \sqrt[3]{\frac{4066}{0,2 \cdot 35^3}} = 436,2 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено.

4 Расчет передней и задней подвесок

Продольно-угловые колебания кузова являлся крайне нежелательными по следующим соображениям:

- затрудняется управление автомобилем из-за непрерывного перемещения линии пересечения поле зрения водителя и дорожного полотна, а в ночное время из-за уменьшения направления светового луча фар;
- продольно угловые колебания являются опасным источником горизонтальных ускорений, действующих на водителя и пассажиров, которые переносятся человеком в несколько раз хуже, чем вертикальные.

Величина галопирования зависит от соотношения следующих параметров в подвесках автомобиля.

Частоты колебания подрессоренной массы:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{c_p}{M}}. \tag{42}$$

Относительного демпфирования:

$$\psi = \frac{K_a}{2M\omega_p}, \tag{43}$$

$$\omega_{p1} = \sqrt{\frac{38107}{15000}} = 1{,}594 \text{Гц},$$

$$\omega_{p2} = \sqrt{\frac{42341}{15000}} = 1{,}68 \text{ Гц},$$

$$\psi_1 = \frac{141{,}4}{2 \cdot 4 \cdot 1{,}594} = 11{,}1 \text{ Гц},$$

$$\psi_2 = \frac{141{,}4}{2 \cdot 4 \cdot 1{,}68} = 10{,}5 \text{ Гц}.$$

Считается, что ω_{p1} и ψ_1, для передней подвески должны быть меньше величин ω_{p2} и ψ_2 для задней подвески.

При этом абсолютные величины ω_p и ψ должны обеспечивать низкий уровень вертикальных колебаний

$$\frac{\omega_{p1}}{\omega_{p2}} = \frac{1{,}594}{1{,}68} \approx 0{,}9,$$
$$\frac{\psi_1}{\psi_2} = \frac{11{,}1}{105{,}2} \approx 0{,}88.$$

После нахождения оптимальных значений жесткости подвески и коэффициента демпфирования амортизатора обеспечивающих нормальную плавность хода, проверим по условию:

$$\frac{\omega_{p1}}{\omega_{p2}} = 0{,}75 \div 0{,}9; \frac{\psi_1}{\psi_2} = 0{,}6 \div 0{,}9.$$

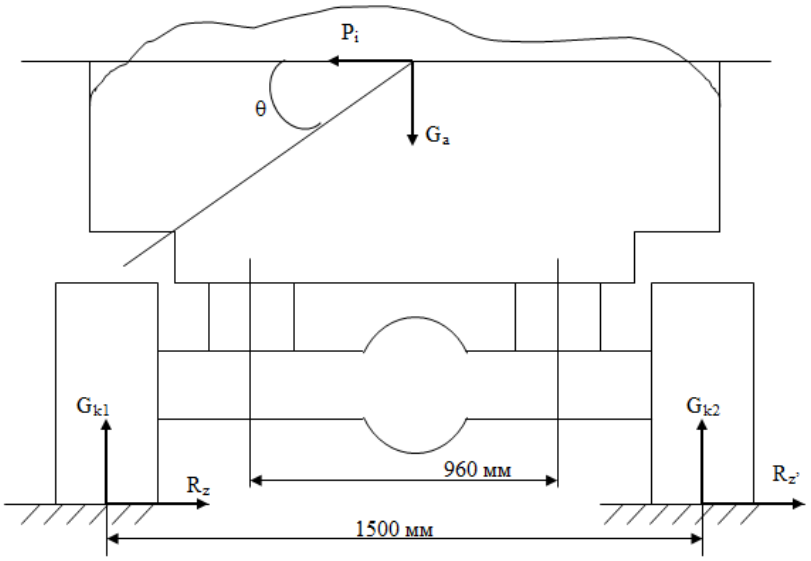


Рисунок 13 – Схема действия сил задней подвески УАЗ

Это явление возникает при повороте и действии сил инерции.

4.1 Расчёт поперечного наклона кузова

Полный угол крена в поперечной плоскости:

$$\theta = \frac{M_к^{/}}{C_{y1} + C_{y2}}, \tag{44}$$

где $M_к^{/}$ – момент создающий крен кузова, определяется из сцепных свойств колес к опорной поверхности.

$$M_к^{/} = P_i \cdot H = G_к \cdot \varphi \cdot H, \tag{45}$$

где φ – коэффициент сцепления с дорогой при боковом скольжении, равен 1;

H – высота центра тяжести автомобиля (применяем из условия устойчивости автомобиля по условию $B/2H \geq \varphi_{ny}$;

B – база автомобиля, принимаем 1,7 м.

$$M_к^{/} = 4800 \cdot 1 \cdot 0{,}8 = 27440 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

C_{y1}, C_{y2} – жесткость угловая передней и задней подвесок.

$$C_{y1} = \frac{C_{y1}^{/} \cdot C_{x1}}{C_{y1}^{/} + C_{x1}}, \tag{46}$$

$$C_{y2} = \frac{C_{y2}^{/} \cdot C_{x2}}{C_{y2}^{/} + C_{x2}}, \tag{47}$$

где $C_{y1}^{/}$, $C_{y2}^{/}$ – угловые жесткости передней и задней подвесок.

$$C'_{y1} = \frac{C_{n1} \cdot B_1^2}{2 - h_1 B_1 / H}, \tag{48}$$

где C_{n1}, C_{n2} – вертикальные жесткости передней и задней подвесок,

$$C_{n1} = \frac{G_t}{n_0}, \tag{49}$$

$$C_{n1} = \frac{5716}{0{,}15} = 38107 \text{ Н/м}.$$

Для избежания «клевкового» эффекта принимаем отношение:

$$C_{n1} / C_{n2} = 0{,}9,$$

$$C_{n2} = \frac{C_{n1}}{0{,}9} = \frac{38017}{0{,}9} = 42341 \text{ Н/м},$$

$$C'_{y1} = \frac{38107 \cdot 1{,}7^2}{2 - 0{,}2 \cdot 1{,}7 / 0{,}8} = 77247 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

$$C'_{y2} = \frac{C_{n2} \cdot B_3^2}{2 - 2h'_2 / H}, \tag{50}$$

$$C'_{y2} = \frac{42341 \cdot 0{,}96^2}{2 - 2 \cdot 0{,}35 / 0{,}8} = 34686 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

$$C_{y1} = \frac{77247 \cdot 260100}{77247 + 260100} = 59558 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

$$C_{y2} = \frac{34686 \cdot 219024}{34686 + 219024} = 29944 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

$$\theta = \frac{27440}{59558 + 29944} = 0{,}3065 \text{ рад}.$$

Предельная угловая жесткость шин.

$$C_{X1} = \frac{C_{m1} \cdot B_1^2}{2}, \quad (51)$$

$$C_{X2} = \frac{C_{m2} \cdot B_2^2}{2}, \quad (52)$$

где C_{X1} и C_{X2} – приведенные угловые жесткости передней и задней подвесок с учётом шин;

C_{m1} и C_{m2} – вертикальные жесткости передних и задних колес, $C_{m1} = 180$ кН/м, $C_{m2} = 180$ кН/м.

$$C_{X1} = \frac{180 \cdot 10^3 \cdot 1{,}7^2}{2} = 260100 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

$$C_{X2} = \frac{180 \cdot 10^3 \cdot 1{,}56^2}{2} = 219024 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

Поперечную стабилизацию кузова улучшаем введением стабилизаторов поперечной устойчивости.

4.2 Расчёт продольного наклона кузова автомобиля

При торможении автомобиля при разгоне происходит наклон кузова, в продольной плоскости (клевок), что нежелательно, в связи с этим при проектировании необходимо закладывать в конструкцию подвески противоклевковый эффект. В подобной подвеске, ее демпфирование от перераспределения вертикальных сил, при торможении или разгоне, полностью или частично компенсируются от горизонтальных сил.

Чаще всего продольный наклон кузова оценивают коэффициентами λ_1, λ_2:

$$\lambda_1 = f_{x1} / f_{y1} \quad (53)$$

$$\lambda_2 = f_{x2} / f_{y2} \qquad (54)$$

где f_{x1} и f_{x2} – вертикальные деформации соответствующие передней и задней подвесок от действия горизонтальных сил $P_{\tau 1}$ и $P_{\tau 2}$;

f_{y1} и f_{y2} – вертикальные деформации передней и задней подвесок возникающие при перераспределении вертикальных сил при торможении.

Рекомендуется принимать: $\lambda_1 = 0{,}5 - 0{,}68,\ \lambda_2 = 0{,}68 - 1.$

Необходимо определить соотношение размеров, обеспечивающих значение λ_i:

$$\frac{h_i}{R_i} = \frac{\lambda_{i_i} \cdot H}{\beta_i \cdot L},$$

где L – колесная база, $L = 1700$ мм;

β_i – коэффициент, учитывающий долю общего тормозного момента приходящееся на колесо.

Для передних колес:

$$\beta_1 = \frac{1}{1 + \dfrac{M\tau_1}{M\tau_2}}, \qquad (55)$$

Для задних колес:

$$\beta_2 = \frac{1}{1 + \dfrac{M\tau_2}{M\tau_1}}, \qquad (56)$$

где $M\tau_1$ и $M\tau_2$ – тормозные моменты на передних и задних колесах.

$$\beta_1 = \frac{1}{1+\frac{374,5}{264,8}} = 0,41,$$

$$\beta_2 = \frac{1}{1+\frac{264,8}{374,5}} = 0,58,$$

$$M\tau_{1,2} = P_{T1,2} \cdot r_k, \quad (57)$$

где $P_{T1,2}$ – максимальное тормозное усилие;

r_k – радиус колеса.

$$P_{T1} = G_{K1} \cdot \varphi, \quad (58)$$

$$P_{T1} = 950 \cdot 0,8 = 760 \text{ Н},$$

$$P_{T2} = 1350 \cdot 0,8 = 1080 \text{ Н},$$

$$M\tau_1 = 760 \cdot 0,34 = 264,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M\tau_2 = 1080 \cdot 0,34 = 374,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вывод: в результате расчета оценили продольный наклоны кузова, оценили коэффициентами λ_1 и λ_2, далее провели расчет, который заключается в выборе геометрических размеров направляющего устройства подвески, от которых и зависит клевок. Антиклевковый эффект является нормальным.

4.3 Кинематический анализ

На рисунке 14 представлен кинематический анализ подвески.

Зависимая задняя подвеска способствует уменьшению крена кузова на поворотах вследствие сравнительно высокого положения центра крена.

При этом колеса практически не наклоняются относительно дороги, как это происходит у большинства независимых подвесок, что благоприятно

сказывается на управляемости автомобиля.

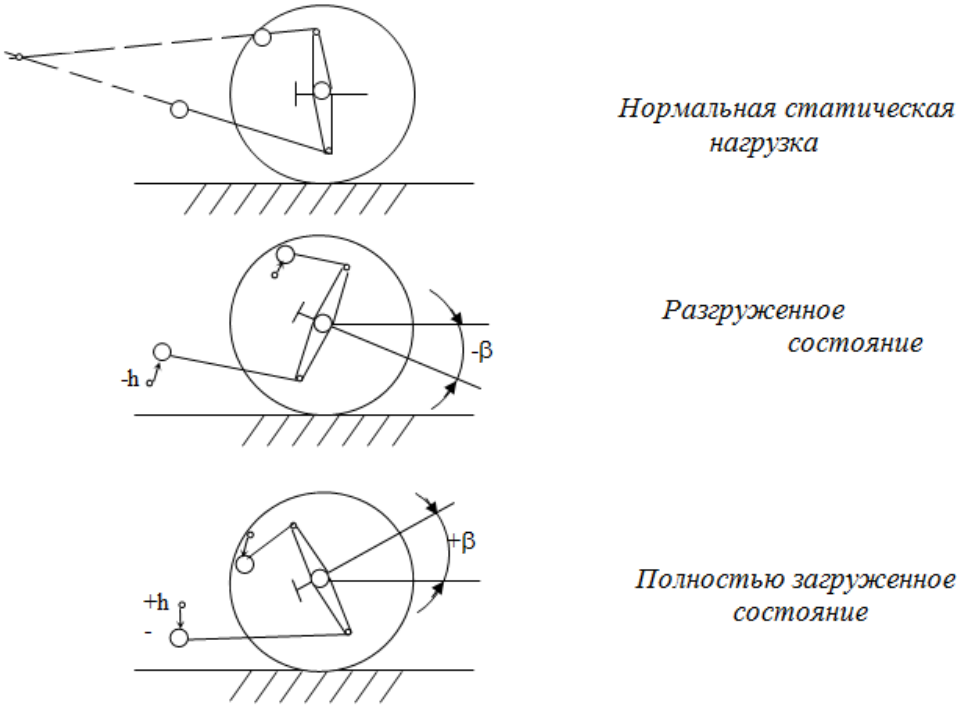


Рисунок 14 – Кинематический анализ подвески

Зависимая задняя подвеска способствует уменьшению крена кузова на поворотах вследствие сравнительно высокого положения центра крена.

При этом колеса практически не наклоняются относительно дороги, как это происходит у большинства независимых подвесок, что благоприятно сказывается на управляемости автомобиля.

Помимо общих требований к задней зависимой подвеске ведущих колес предъявляют некоторые специфические требования, в частности:

- при ходе сжатия она должна обеспечивать оси ведущей шестерни неподрессоренной главной передачи вниз. Это позволит уменьшить высоту туннеля в полу легкового автомобиля и улучшить условия работы карданной передачи;
- при крене кузова на повороте она должна обеспечивать поворот моста вокруг вертикали обычно в сторону поворота передних управляемых колес. Это позволяет влиять на характеристики

управляемости автомобиля, так как изменяет положение автомобиля относительно траектории криволинейного движения.

Направляющим устройством являются две верхние и две нижние поперечные штанги, установленные между мостом и кузовом и закрепленные в резинометаллических шарнирах. Продольные штанги, работая совместно, воспринимают продольные силы и реактивные моменты, действующие на балку моста.

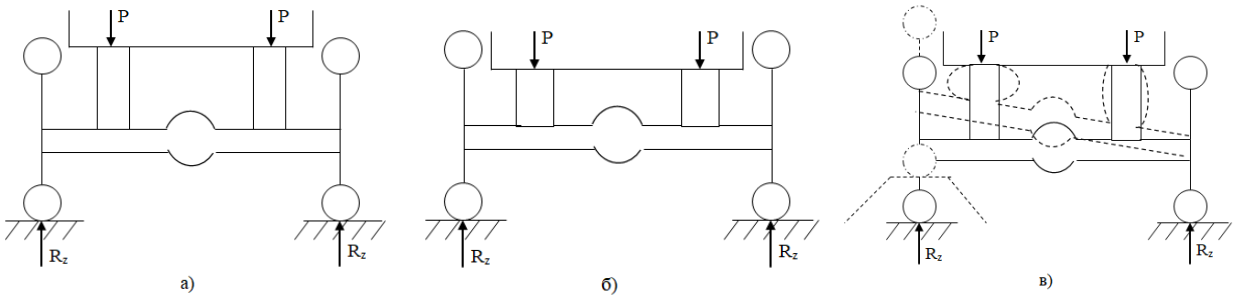
Поперечная же штанга уравновешивает только боковые силы.

При качании поперечной тяги происходит относительное поперечное смещение кузова и подвески, что ухудшает курсовую устойчивость автомобиля. Однако, это наиболее простое дешевое устройство.

Верхние штанги короче нижних, причем длины штанг и их соотношение подобраны таким образом, чтобы обеспечить хорошие условия работы заднего карданного шарнира и шлицевого соединения карданного вала.

Верхние и нижние штанги наклонены по отношению друг к другу так, что их оси пересекаются спереди от оси колес, образуя мгновенный центр «О» продольного качания подвески, что обеспечивает при торможении антиклевковый эффект.

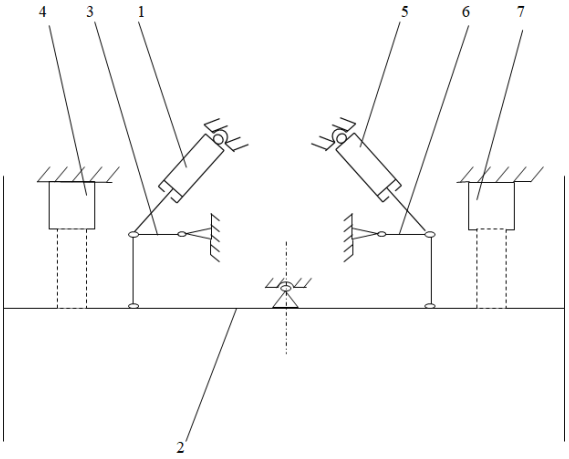
Амортизаторы оказывают некоторое сопротивление относительному перемещению моста и кузова под воздействием боковых сил.



а) разгруженное состояние; б) нагруженное состояние; в) наезд на препятствие

Рисунок 15 – Положения подвески в зависимости от нагрузки

На рисунке 16 представлена кинематическая схема проектируемого автомобиля.

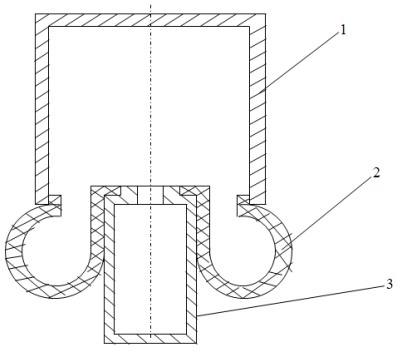


1, 5 – амортизатор; 2 – задний мост; 3, 6 – рычаг; 4, 7 – упругий пневмоэлемент

Рисунок 16 – Кинематическая схема проектируемого автомобиля

4.4 Расчет упругого пневмоэлемента подвески

В качестве упругого элемента задней подвески примем диафрагменный упругий элемент без направляющей (рисунок 17). Разница диаметров поршня и корпуса у пневмоэлемента такого типа значительна, а диафрагма допускает большие боковые смещения, поэтому шарнирного крепления поршня не требуется.



1 – корпус; 2 – резинокордная оболочка; 3 – поршень

Рисунок 17 – Диафрагменный упругий элемент

На упругий элемент при статическом нагружении приходится нагрузка равная:

$$G_{пр} = G_{лев} = G_{задн} / 2, \tag{59}$$

$$G_{пр} = 13850 / 2 = 6925 \text{ Н},$$

$$G_{пр} = G_{лев} = P_B \cdot F_э = P_B \cdot \pi \cdot r_0^2,$$

$$r_o = \sqrt{\frac{6925}{3{,}14 \cdot 0{,}435 \cdot 10^6}} = 0{,}082 \text{ м} = 82 \text{ мм}.$$

Ориентируясь на полученное значение r_o и конструктивные решения подобных пневмоэлементов получим следующий упругий элемент (рисунок 18).

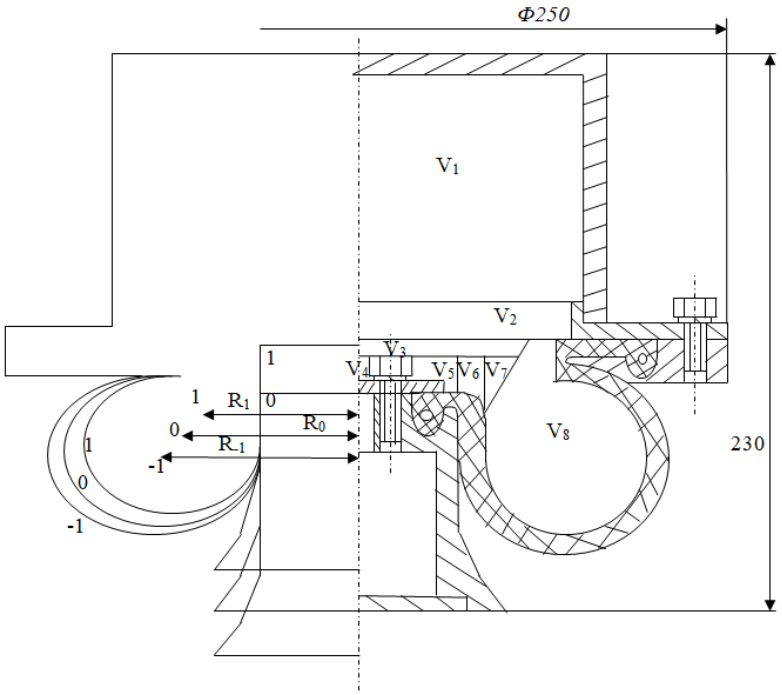


Рисунок 18 – Сконструированный упругий элемент

Для построения характеристик упругого элемента вычерчиваем профиль оболочки для различных значений положительных и отрицательных деформаций упругого элемента. Интервал деформации 20 мм. При этом считается, что ход на сжатие равен ходу на отбой и равен 100 мм.

Далее находим эффективный радиус для каждого положения и вычитаем эффективную площадь:

$$F_1 = r_{1,2} \cdot \pi, \tag{60}$$

$$F_1 = 7{,}942 \cdot 3{,}14 = 198{,}4\ \text{см}^2,$$

$$F_2 = 218{,}4\ \text{см}^2,$$

$$F_{-2} = 202{,}2\ \text{см}^2.$$

Объем пневмоэлемента в статическом положении находим путем его разбивки на элементарные объема:

$$V_0 = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 + V_6 + V_7 + V_8 - V_{болтов}. \tag{61}$$

Получаем $V_0 = 3{,}81$ л.

Текущий объем элемента находим из соотношения:

$$V = V_0 - \int_0^{h_э} F_э dh_э \tag{62}$$

$$V_1 = 3{,}81 - \pi \cdot r_2 + 1 \cdot \text{h}_э,$$

$$V_1 = 3{,}81 - (3{,}14 \cdot 79{,}52 + 20 \cdot 10^6) = 3{,}41\ \text{л},$$

$$V_{-1} = 3{,}81 + 3{,}14 \cdot 842 \cdot 20 \cdot 10^6 = 4{,}25\ \text{л},$$

$$V_{-2} = 3{,}41\ \text{л},$$

$$V_2 = 4{,}69\ \text{л}.$$

Давление в пневмоэлементе для текущего значения прогиба h находим из соотношения:

$$P = \frac{P_0 \cdot V_{n0}}{V_n}, \tag{63}$$

где n – статистическая характеристика, принимаем 1;

n – динамическая характеристика, принимаем 1,3.

$$P_1 = \frac{0{,}43 \cdot 10^6 \cdot 3{,}811}{3{,}411} = 0{,}48 \text{ МПа} \text{ (статическая)},$$

$$P/1 = \frac{0{,}43 \cdot 10^6 \cdot 3{,}811}{3{,}4113} = 0{,}496 \text{ МПа} \text{ (динамическая)},$$

$$P_2 = 0{,}38 \text{ МПа},$$

$$P/2 = 0{,}37 \text{ МПа}.$$

Нагрузочную характеристику пневморессоры получим исходя из зависимости:

$$P = F_э \cdot (\frac{P_0 \cdot V_0^n}{V^n} - P_в), \tag{64}$$

где $P_в$ – атмосферное давление воздуха, $P_в = 0{,}1 \text{ МПа}$.

$$P_1 = 198{,}4 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\left(0{,}43 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}811}{3{,}411} \right) - 0{,}1 \cdot 106 \right) 10^6 = 7535 \text{ Н},$$

$$P/1 = 198{,}4 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\left(0{,}43 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}8113}{3{,}4113} \right) - 0{,}1 \cdot 10^6 \right) = 7821 \text{ Н},$$

$$P_2 = 6380 \text{ Н},$$

$$P/2 = 6000 \text{ Н}.$$

Жесткость упругого пневмоэлемента найдем из зависимости:

$$C = P_0 \cdot n \cdot V_0^n \cdot F_э^2 / V^{n+1} + (\frac{P_0 V_0^n}{V^n} - P_в) \frac{dF_э}{dh}. \tag{65}$$

Для построения этой характеристики используем абсолютный прогиб рессоры от положения разгрузочного элемента, т.е. прогиб пневморессоры в крайнем нижем положении 35мм, в статистическом положении 135 мм.

$$C_1^{/} = 0{,}43 \cdot 10^6 \cdot 1{,}3(3{,}81 \cdot 10^{-9})^{1{,}3} \cdot 198{,}4 \cdot 10^{-4} / (3{,}41 \cdot 10^{-9})^{1{,}3} +$$

$$+ \left(\frac{0{,}43 \cdot 10^6 \cdot (3{,}81 \cdot 10^{-9})^{1{,}3}}{(3{,}41 \cdot 10^{-9})^{1{,}3}} - 0{,}1 \cdot 10^6\right) \cdot \frac{198{,}4 \cdot 10^{-4}}{35 \cdot 10^{-2}} = 62935 \text{ Н/м}.$$

$$C_2 = 99{,}48 \text{ кН/мм},$$

$$C/2 = 108{,}57 \text{ кН/мм}.$$

Расчетные значения диафрагменного упругого элемента без направляющей заносим в сводную таблицу 16.

Таблица 16 – Результаты расчета диафрагменного упругого элемента без направляющей

S, мм	$R_{0,\text{ мм}}$	$F_{э,\text{ см}^2}$	V, л	P, МПа		P, кН		C, кН/мм	
				Стат.	Динам.	Стат.	Динам.		
-100	8,29	216,3	1,64	0,99	1,28	19,8	26,4	367,62	586,92
-80	7,69	186,17	2,32	0,70	0,81	11,3	13,3	137,98	221,45
-60	7,49	176,62	2,75	0,59	0,65	8,89	10,04	111,46	147,32
-40	7,64	183,7	3,07	0,53	0,56	8,13	8,55	104,18	130,63
-20	7,95	198,4	3,41	0,48	0,49	7,53	7,82	104,15	116,98
0	8,2	211,1	3,81	0,43	0,43	6,96	6,93	104,02	116,98
20	8,34	221,5	4,25	0,38	0,37	6,38	6,00	99,48	108,57
40	8,34	221,5	4,69	0,34	0,32	5,64	4,79	94,67	97,84
60	7,89	195,9	4,98	0,32	0,30	4,55	3,94	85,16	83,58
80	6,8	145,2	4,97	0,32	0,30	3,38	2,98	74,94	70,7
100	5,2	84,9	4,65	0,35	0,33	2,14	1,93	66,6	6,29

Расчеты приведены для атмосферного давления 0,1 МПа, полной массы автомобиля. По данным таблицы 16 строим характеристики пневмоэлемента.

4.5 Расчеты деталей задней подвески

Ориентировочно примем, что тяга Панара и верхняя реактивная штанга выполнены из профиля трубчатого сечения: $D_н = 30$ мм, $d_{вн} = 26$ мм, из стали Сталь 3 с допускаемым напряжением на растяжение-сжатие $[\sigma] = 140$ МПа.

Проверим выбранные сечения:

а) верхняя реактивная тяга.

$$\sigma = \frac{F_t}{A} < [\sigma]. \tag{66}$$

$$A = \pi \cdot r^2 = 0{,}25 \cdot \pi \cdot \left(D_н^2 - d_{вн}^2\right), \tag{67}$$

$$A = 0{,}25 \cdot 3{,}14 \cdot \left(0{,}03^2 - 0{,}026^2\right) = 0{,}0001758 \text{ мм} = 1{,}75 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

$$\sigma = \frac{11080}{1{,}75 \cdot 10^{-4}} = 63 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}.$$

Проверим штангу на устойчивость при заданных размерах $D_н = 30$ мм, $d_{вн} = 26$ мм, расстояние между осями отверстий $l = 590$ мм.

Критическая сила P_K определяется как:

$$P_K = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J}{\left(\mu \cdot 1\right)^2}, \tag{68}$$

где E – модуль упругости (для Сталь 3 $E = 2 \cdot 10^5$ МПа);

J – осевой момент инерции сечения

μ – коэффициент приведения длины, $\mu = 1$ для стержня с шарнирно закрепленными концами,

$$J = 0{,}05 D_н^4 \left(1 - \left(\frac{d_{вн}}{D_н}\right)^4\right), \tag{69}$$

$$J = 0{,}05 \cdot 0{,}03^4 (1 - (\frac{0{,}026}{0{,}03})^4) = 20 \cdot 10^{-9}\,\text{м}^4.$$

$$P_k = \frac{3.14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 20 \cdot 10^{-9}}{(1 \cdot 0{,}5)^2} = 98000\ \text{Н}.$$

$P_k > F_T$, то есть критическая сила, при которой стержень потеряет устойчивость более чем в 8 раз больше действующего усилия.

Штанга удовлетворяет требованиям устойчивости и прочности окончательно принимаем $D_н = 30\,\text{мм},\ d_{вн} = 26\,\text{мм}$.

б) Тяга Панара.

$$\sigma = \frac{F_з}{A},$$

$$\sigma = \frac{13850}{1{,}75 \cdot 10^{-4}} = 79\,\text{МПа} < [\sigma] = 140\,\text{МПа},$$

$$l = 880\,\text{мм} = 0{,}88\,\text{м},$$

$$P_{кр} = \frac{3.14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 20 \cdot 10^{-9}}{(1 \cdot 0{,}88)^2} = 42683\ \text{Н}.$$

$F_з = 13850\,\text{Н} < \text{P}_{\text{КР}} = 42683\,\text{Н}$ – условие устойчивости соблюдается.

Штанга удовлетворяет требованиям устойчивости и прочности окончательно принимаем $D_н = 30\,\text{мм},\ d_{вн} = 26\,\text{мм}$.

Нижние рычаги задней подвески ориентировочно принимаем сплошного прямоугольного сечения, это обусловлено тем, что рычаги будут работать на изгиб от силы отбоя-сжатия амортизатора, а так же от стабилизатора поперечной устойчивости (при его установке).

Нижние рычаги изготовленные из кованной Сталь 3.

$R_A = 4{,}03\,\text{кН},\ R_B = 4{,}03\,\text{кН}.$

$$F_a = F_{аморт} \cdot \cos\varphi, \qquad (70)$$

где $F_{аморт}$ – максимальная сила сопротивления амортизатора, для расчета принимаем $F_{аморт} = 5\,\text{кН}$;

φ – угол наклона амортизатора, для расчета ориентировочно принимаем $\varphi = 70^{\circ} \approx 90^{\circ}$.

Расчет производим в вертикальной плоскости, так как сила действующая в поперечной (горизонтальной) плоскости незначительна, кручение рычага не учитывает.

$$M_{И} = 241{,}8\,\text{Н} \cdot \text{м},$$

$$\sigma = \frac{M_{И}}{W_z} < [\sigma],$$

$$W_z = \frac{b \cdot h_2}{6}.$$

Принимаем ориентировочно $b = 30\,\text{мм}, h = 60\,\text{мм}$.

$$W_z = \frac{0{,}03 \cdot 0{,}062}{6} = 1{,}8 \cdot 10^{-5}\ \text{м}^3.$$

$$\sigma = \frac{241{,}8}{1{,}8 \cdot 10^{-5}} = 13{,}4\,\text{МПа} < [\sigma] = 140\,\text{МПа}.$$

В целях снижения массы рычага можно сделать выштамповку убрав неработающий материал.

Проверку рычага на сжатие и устойчивость можно не проводить.

Размеры сечения до кронштейна амортизатора примем ранее выбранные (для приварки кронштейна) делаем выштамповку (рисунок 19).

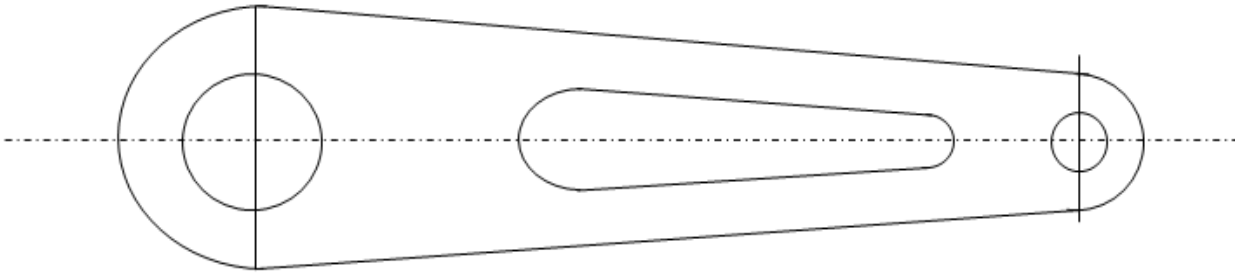


Рисунок 19 – Эскиз рычага

в) Расчет сайлент-блоков рычагов.

Резиновый элемент (рисунок 20) рассчитывают при касательном напряжении и радиальном нагружении.

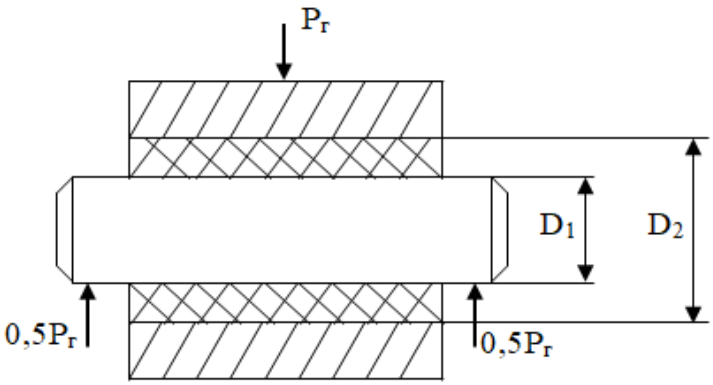


Рисунок 20 – Силы, приложенные к сайлент-блоку рычага

При кручении проводится проверка по касательным напряжениям допустимому углу закручивания. Наибольшие напряжения возникают у поверхности внутренней втулки шарнира.

$$\tau_n = \frac{2T_m}{\pi \cdot d_1^2 \cdot l_ш} \le [\tau_n], \qquad (71)$$

где T_m – крутящий момент, приложенный к шарниру;

d_1 – наружный диаметр шарнира;

$l_ш$ – расчетная длина шарнира;

$[\tau_n]$ – допускаемое касательное напряжение резины при кручении.

$$[\tau_n] = \frac{\tau_p}{K_з}, \tag{72}$$

где $K_з$ – коэффициент заноса.

$$[\varphi_ш] = \frac{T_ш}{C_\varphi},$$

где C_φ – коэффициент угловой жесткости.

$$C_\varphi = \frac{\pi \cdot G_p \cdot l_ш \cdot d_1^2 \cdot d_2^2}{d_2^2 - d_1^2}, \tag{73}$$

где G_p – динамический модуль резины при сдвиге.

При проверке на кручение оценивается деформация Δr от действия радиальной силы, должна попадать в пределах 0,5-2 мм.

$$\Delta r = \frac{P_r}{C_r}, \tag{74}$$

где C_r – коэффициент жесткости в радиальном направлении.

$$C_r = \frac{4\pi \cdot G_p \cdot l_ш}{\beta_r},$$

где β_r – коэффициент пропорциональности.

$$\beta_r = \frac{8}{3} \cdot \frac{4 \cdot l_ш^2 + 3 \cdot (d_1 + d_2)^2}{4l_ш^2 + 6 \cdot (d_2 - d_1)^2} \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{d_2 + d_1} \right)^3 \tag{75}$$

Геометрические размеры шарнира: $d_1 = 20$ мм, $d_2 = 30$ мм, $l_ш = 30$ мм.

Максимальная нагрузка на кручение находится при максимальной тормозной силе, при этом $T_ш = 1095\ \text{Н}\cdot\text{м}$.

Максимальный угол поворота рычага составит 16,1 град., при ходе отбоя (до 20 град.).

Напряжение сдвига находится по формуле:

$$\tau_n = \frac{2\cdot 1095}{3{,}14\cdot 0{,}02^2\cdot 0{,}03} = 5{,}81\ \text{МПа},$$

$$[\tau_n] = \frac{15}{1{,}3} = 11{,}5\ \text{МПа},$$

$$\tau_n = 5{,}81\ \text{МПа} \le [\tau_n] = 11{,}5\ \text{МПа} \text{ – условие выполняется},$$

$$C_\varphi = \frac{3{,}14\cdot 1{,}4\cdot 0{,}03\cdot 0{,}02^2\cdot 0{,}03^2}{0{,}03^2 - 0{,}02^2} = 68{,}1\ \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{град}},$$

$$[\varphi_ш] = \frac{1095}{68{,}1} = 16{,}1^\circ.$$

Максимальная радиальная нагрузка воздействует при расчетном режиме: занос в сторону противоположную рассматриваемому колесу. При этом радиальная сила составит 7445 Н.

Коэффициент пропорциональности определяем по формуле:

$$\beta_r = \frac{8}{3}\cdot\frac{4\cdot 0{,}03^2 + 3(0{,}03+0{,}02)^2}{4\cdot 0{,}03^2 + 6(0{,}03-0{,}02)^2}\cdot\left(\frac{0{,}03-0{,}02}{0{,}03+0{,}02}\right)^3 = 0{,}034.$$

$$C_r = \frac{4\cdot 3{,}14\cdot 1{,}4\cdot 10^6\cdot 0{,}03}{0{,}034} = 15{,}51\cdot 10^6\ \text{Н/м}.$$

$$\Delta r = \frac{7445}{15{,}51\cdot 10^6} = 4{,}8\cdot 10^{-4}\ \text{м}.$$

5 Технология сборки проектируемого заднего ведущего моста

В данном разделе будет рассмотрена технология сборки проектируемого заднего ведущего моста автомобиля УАЗ-3163 «Патриот». В дипломном проекте в мост были внесены конструктивные изменения, а это значит, что и технология сборки будет отличаться от базового варианта. Планируемый объем производства N=1000 шт./год, что является серийным производством.

Сборка осуществляется на специальном приспособлении. Технология сборки включает сборку узлов (картер, ступица, дифференциал и так далее) с дальнейшей сборкой моста. После сборки провести проверку моста на шум, нагрев и отсутствие течи смазки на специальном стенде. Проверить мост на нагревание после движения на автомобиле. Если нагревание картера в зоне подшипников ведущей шестерни и подшипников дифференциала свыше 90 °С (вода на картере кипит), то произведите регулировку предварительного натяга подшипников.

5.1 Необходимые инструменты и приспособления

Инструменты:

- молоток;
- набор оправок для запрессовки подшипников;
- динамометрический ключ;
- набор шестигранных головок;
- щипцы для установки стопорных колец;
- отвертка плоская.

Приспособления (оборудование):

- стенд для сборки моста (рисунок 21);
- верстак;

– тиски;
– пресс гидравлический 12 т;
– гайковерт;
– тельфер грузоподъемность 500 кг.

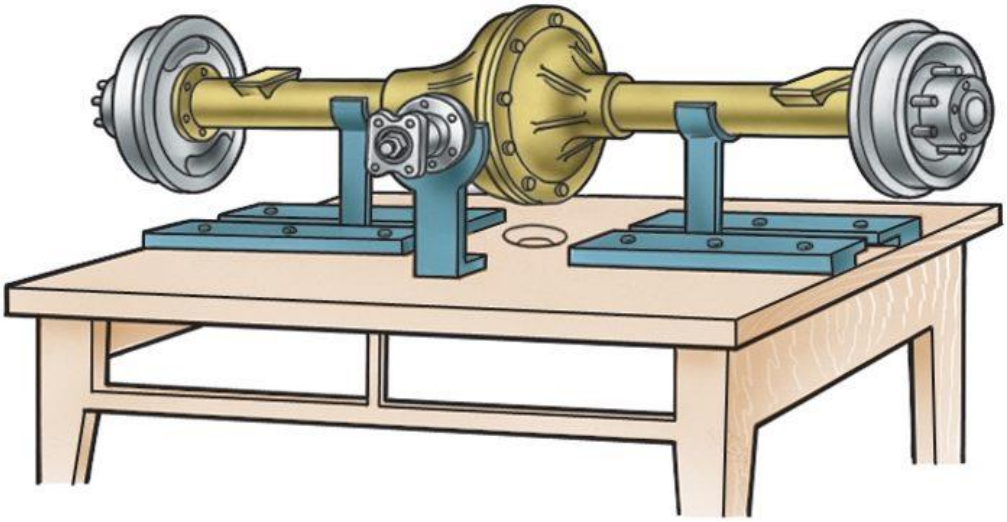


Рисунок 21 – Стенд для сборки моста

5.2 Технология сборки дифференциала

Сборку дифференциала производить в следующем порядке:

1 перед сборкой дифференциала смазать шестерни полуосей, сателлиты, упорные шайбы и оси сателлитов трансмиссионным маслом ТСп-15;
2 установить упорные шайбы на шейки шестерен полуосей;
3 установить шестерню полуоси с упорной шайбой в сборе в левую коробку сателлитов;
4 установить сателлиты на оси разъемной крестовины;
5 установить разъемную крестовину с сателлитами в левую коробку сателлитов;

6 установить шестерню полуоси с упорной шайбой в сборе в правую коробку сателлитов. Придерживая шестерню полуоси, установить правую коробку сателлитов на левую так, чтобы метки (порядковые номера) обеих коробок были совмещены;

7 соединить половины коробок сателлитов болтами с шайбами и затяните их. Момент затяжки 32-40 Н·м (3,2-4,0 кгс·м);

8 установить ведомую шестерню главной передачи на коробку сателлитов, совместив отверстия под болты. Установить болты с шайбами и затянуть их. Момент затяжки 98-137 Н·м (10-14 кгс·м). У собранного дифференциала шестерни полуосей должны проворачиваться с помощью шлицевой оправки от усилия не более 59 Н (6 кгс), приложенного на радиусе 80 мм.

5.3 Технология сборки моста

Сборку моста производить в следующем порядке:

1 запрессовать в картер подшипники;

2 установить в кожух манжету;

3 запрессовать в картер кожух;

4 напрессовать на вал-шестерню нижний подшипник;

5 зажать в тисках картер с кожухом в сборе таким образом, чтобы отверстие под крышку было сверху;

6 установить вал-шестерню в сборе с подшипником в картер;

7 установить кольцо, верхний подшипник, кольцо в данной последовательности;

8 в крышку установить манжету;

9 установить прокладку в картер таким образом, чтоб отверстия под болты совпадали;

10 установить крышку с помощью болтов и шайб и затянуть с моментом 40-50 Н·м;

11 установить на фланец маслоотражатель;

12 фланец в сборе с маслоотражателем установить на шлицевой участок вала-шестерни;

13 установить шайбу и гайку, с последующей затяжкой с моментом 170-200 Н·м и зашплинтовать шплинтом;

14 установить картер плоскостью разъема вниз на верстаке и запрессовать пневмоцилиндр привода блокировки в соответствующее отверстие;

15 установить упорное кольцо;

16 напрессовать вилку на шток пневмоцилиндра;

17 зажать картер с кожухом в сборе в тисках плоскостью разъема картера вверх;

18 положить кольцо и муфту на подшипник, предварительно вложив муфту в вилку и совместить центральные отверстия;

19 аккуратно установить дифференциал не сбив кольцо и муфту;

20 установить на дифференциал кольцо;

21 запрессовать в крышку картера кожух;

22 запрессовать в крышку картера подшипник;

23 установить прокладку на картер в сборе с дифференциалом и кожухом, совместив отверстия под болты;

24 соединить картер в сборе с дифференциалом и кожухом с крышкой картера в сборе с кожухом с помощью болтов, шайб и гаек и произвести затяжку с моментом 9,8-19,6 Н·м;

25 закрепить получившуюся в п. 1-25 подсборку моста на специальном стенде;

26 установить в левый кожух прокладку и цапфу, совместив отверстия под болты;

27 установить тормозной механизм в сборе и прикрутить вместе с цапфой к кожуху с помощью болтов и шайб с моментом затяжки 40-50 Н·м;

28 установить втулку сальника;

29 установить маслоотражатель тормоза;

30 запрессовать в ступицу внешний подшипник;

31 установить в ступицу два стопорных кольца;

32 запрессовать в ступицу внутренний подшипник, предварительно заложив пространство между подшипниками слоем 10-15 мм смазки Литол-24, а так же заложить смазкой пространство между роликами подшипников;

33 установить в ступицу шайбу упорную сальника;

34 установить в ступицу манжету;

35 установить на ступицу маслоотражатель ступицы и запрессовать болты резьбовым концом наружу;

36 установить ступицу, собранную в п. 31-36 на цапфу;

37 установить упорную шайбу подшипника;

38 ввернуть гайку регулировки подшипников;

39 установить замочную шайбу внутренним усом в паз цапфы, при этом загнуть один ус замочной шайбы на грань гайки, второй на грань контргайки;

40 закрутить контргайку моментом затяжки 20-30 Н·м и закернить её;

41 установить прокладку и полуось и затянуть с помощью болтов и шайб моментом затяжки 50-70 Н·м;

42 надеть тормозной барабан;

43 повторить п. 27-42 для правой ступицы;

44 установить сапун;

45 в картер главной передачи через маслозаливное отверстие залить трансмиссионное масло ТСп-15, подогретое до температуры 50-60 °С;

46 после сборки провести проверку моста на шум, нагрев и отсутствие течи смазки на специальном стенде.

6 Безопасность и экологичность технического объекта

6.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста

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

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

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

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

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

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

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

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

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

В таблице 17 представлен паспорт безопасности на технологический процесс сборки проектируемого заднего ведущего моста

Таблица 17 – Паспорт безопасности на технологический процесс сборки проектируемого заднего ведущего моста

Технологический процесс	Наименование и содержание операций и переходов	Должность работника, выполняющего технологическую операцию, процесс, согласно Приказа Росстандарта от 12.12.2014 N 2020-ст	Оборудование и приспособления	Перечень веществ и материалов, используемых при выполнении технологического процесса
1	2	3	4	5
Сборка проектируемого заднего ведущего моста для автомобиля УАЗ-3163 «Патриот»	1 Подготовка к сборке. 2 Сборка заднего ведущего моста для автомобиля УАЗ-3163 «Патриот» 3 Регулировка заднего ведущего моста для автомобиля УАЗ-3163 «Патриот». 4. Испытание и доводка заднего ведущего моста	Слесарь по ремонту автомобилей 5 разряда	Тиски, ключи «на 12, 13, 17», головка «на 17», оправки, молоток, динамометрический ключ, измерительная головка, молоток; набор оправок для запрессовки подшипников щипцы для установки стопорных колец, отвертка плоская, стенд для сборки моста, верстак, пресс гидравлический 12 т, гайковерт, тельфер грузоподъемность 500 кг	Перчатки, защитные очки, технический вазелин, Литол-24, герметик, масло

6.2 Определение профессиональных рисков

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

Сводная информация по идентификации профессиональных рисков при технологическом процессе сборки проектируемого заднего ведущего моста представлена в таблице 18.

Таблица 18 – Идентификация профессиональных рисков

Наименование выполняемых работ	Наименование О и ВПФ согласно ГОСТ 12.0.003-2015	Источник происхождения О и ВПФ
1	2	3
1 Подготовка к сборке. 2 Сборка заднего ведущего моста для автомобиля УАЗ-3163 «Патриот» 3 Регулировка заднего ведущего моста для автомобиля УАЗ-3163 «Патриот». 4. Испытание и доводка заднего ведущего моста	Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заднего моста	Задний мост
	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части заднего моста	Задний мост, тиски, гайковерт
	Повышенный уровень шума	Шум от технологического оборудования на участке
	Запыленность и загазованность воздуха	Пыль поднимающаяся от работающего оборудования, транспорта
	Возможность поражения электрическим током	Электроинструмент
	Отсутствие или недостаток естественного света	Недостаточное количество окон, световых колодцев в помещении, где производится технологический процесс
	Химические раздражающие вещества	Смазка, масло, герметик
	Монотонность труда, вызывающая монотонию	Однообразно повторяющиеся технологические операции при сборке/испытании заднего ведущего моста
	Напряжение зрительных анализаторов	
	Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	

6.3 Способы снижения профессиональных рисков

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

Типовой перечень мероприятий по улучшению условий и охраны труда и снижению уровней профессиональных рисков (далее – Перечень) утвержден Приказом Минздравсоцразвития России от 01.03.2012 № 181н (в ред. от 16.06.2014).

Основные мероприятия, включаемые в Перечень:

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

б) Обеспечение работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, а также на работах, производимых в особых температурных и климатических условиях или связанных с

загрязнением, средствами индивидуальной защиты, смывающими и обезвреживающими средствами.

в) Организация обучения и проверки знаний по охране труда работников.

г) Проведение обязательных медицинских осмотров и психиатрических освидетельствований.

д) Устройство новых и (или) модернизация имеющихся средств коллективной защиты работников от воздействия опасных и вредных производственных факторов.

е) Приведение уровней естественного и искусственного освещения на рабочих местах, в бытовых помещениях, местах прохода работников в соответствие с действующими нормами.

ж) Устройство новых и (или) реконструкция имеющихся мест организованного отдыха, помещений и комнат релаксации, психологической разгрузки, мест обогрева работников, а также укрытий от солнечных лучей и атмосферных осадков при работах на открытом воздухе; расширение, реконструкция и оснащение санитарно-бытовых помещений.

з) Обеспечение хранения средств индивидуальной защиты, а также ухода за ними (своевременная химчистка, стирка, дегазация, дезактивация, дезинфекция, обезвреживание, обеспыливание, сушка), проведение ремонта и замена СИЗ.

и) Приобретение стендов, тренажеров, наглядных материалов, научно-технической литературы для проведения инструктажей по охране труда, обучения безопасным приемам и методам выполнения работ, оснащение кабинетов (учебных классов) по охране труда компьютерами, теле-, видео-, аудиоаппаратурой, лицензионными обучающими и тестирующими программами, проведение выставок, конкурсов и смотров по охране труда.

к) Обучение лиц, ответственных за эксплуатацию опасных производственных объектов.

л) Оборудование по установленным нормам помещения для оказания медицинской помощи и (или) создание санитарных постов с аптечками, укомплектованными набором лекарственных средств и препаратов для оказания первой помощи.

м) Организация и проведение производственного контроля.

н) Издание (тиражирование) инструкций по охране труда.

Сводная информация по способам снижения профессиональных рисков представлена в таблице 19.

Таблица 19 – Способы снижения профессиональных рисков

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

Продолжение таблицы 19

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

Продолжение таблицы 19

1	2	3
Монотонность труда, вызывающая монотонию	– рационализация режимов труда и отдыха в соответствии с действующим законодательством РФ; – устройство комнат психологической разгрузки; занятия различными видами физической культуры, санаторно-курортное оздоровление, физиотерапевтические медицинские мероприятия	

6.4 Пожарная безопасность технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста

Пожарная безопасность – состояние защищенности личности, имущества, общества и государства от пожаров.

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

Каждый работник обязан:

- знать и соблюдать требования правил пожарной безопасности и инструкций о морах пожарной безопасности, действующих на предприятии;
- при приеме на работу пройти вводный противопожарный инструктаж;
- до начала самостоятельной работы пройти первичный противопожарный инструктаж на рабочем месте:
- не реже одного раза в полугодие проводить повторный противопожарный инструктаж;

– при необходимости проводить внеплановый и целевой противопожарные инструктажи;
– соблюдать меры предосторожности при использовании средств бытовой химии, газовых приборов, проведении работ с легковоспламеняющимися и горючими веществами, материалами и оборудованием;
– при возникновении пожара немедленно сообщить об этом в пожарную охрану, непосредственному или вышестоящему руководителю, принять все меры к эвакуации людей, тушению пожара и сохранности материальных ценностей;
– при нарушениях пожарной безопасности на участке работы, использовании не по прямому назначению пожарного оборудования, указать об этом нарушителю и сообщить лицу, ответственному за пожарную безопасность.

На рисунке 22 показаны правила соблюдения пожарной безопасности на предприятии.

Рисунок 22 – Правила пожарной безопасности на предприятии

Сводная информация по мероприятиям, направленным на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки проектируемого заднего ведущего моста представлена в таблице 20.

Таблица 20 – Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки проектируемого заднего ведущего моста

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

6.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста

Сводная информация по идентификации экологических факторов технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста представлена в таблице 21.

Таблица 21 – Идентификация экологических факторов технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста

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

Сводная информация по мероприятиям, направленным на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста представлена в таблице 22.

Таблица 22 – Мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста

Мероприятий, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки заднего ведущего моста на:		
атмосферу	гидросферу	литосферу
1	2	3
Использование фильтрующих элементов в имеющихся на участке отсасывающих устройствах. Контроль воздушной среды должен проводиться по методикам, утвержденным	Соблюдение мер по предотвращению загрязнения почв. Контроль за утилизацией и захоронением выбросов, стоков и осадков сточных вод	Изношенная спецодежда используется как вторсырье при производстве ветоши. Вывоз отходов осуществляется на основании заключенного договора с региональным

Продолжение таблицы 22

1	2	3
Министерством здравоохранения РФ, ГОСТ 12.1.005-76, ГОСТ 12.1.014-79 и ГОСТ 12.1.016-79	Персональная ответственность за охрану окружающей среды	оператором по вывозу мусора

Заключение по разделу «Безопасность и экологичность технического объекта».

В разделе «Безопасность и экологичность технического объекта»:

- составлен паспорт безопасности на технологический процесс сборки проектируемого заднего ведущего моста (таблица 17);
- определены профессиональные риски при технологическом процессе сборки проектируемого заднего ведущего моста (таблица 18) и способы их снижения (таблица 19);
- рассмотрены мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки проектируемого заднего ведущего моста (таблица 20, 21);
- рассмотрены мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки проектируемого заднего ведущего моста (таблица 22).

7 Экономическая эффективность проекта

7.1 Введение

В данном разделе будет рассматриваться экономическое обоснование конструкторских решений, принятых в ходе дипломного проектирования.

В нашей стране существует множество районов и населенных пунктов со слабо развитой сетью дорог, и спрос на транспортные средства высокой проходимости есть всегда. К такому транспорту предъявляются следующие требования: возможность перевозки грузов и пассажиров по разбитым дорогам и грунтам со слабой несущей способностью в любую погоду, включая снег, дождь и распутицу; простота в обслуживании, невысокая цена.

Обеспечить эти требования можно модернизировав задний мост УАЗ «Патриот», а так же заменив подвеску. Данные нововведения повысят проходимость базового автомобиля и обеспечат больший комфорт при его использовании.

7.2 Расчет суммы капитальных вложений

К капитальным вложениям относятся:

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

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

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

Расчеты могут быть сведены в таблицу 23.

Таблица 23 – Расчет зарплаты на выполнение проектных работ

Виды работ	Затраты времени на проектирование, час.	Средняя часовая заработная плата, руб.	Заработная плата по виду работ, руб.
Эскизный проект	120	200	24000
Технический проект	140	200	28000
Разработка технической документации	140	180	25200
Отладка опытного образца	110	160	17600
Испытания на надежность	120	130	15600
Эксплуатационные испытания	120	120	14400
Корректировка технической документации	50	120	6000
Итого по заработной плате:	–	–	130800

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

$$З_{ПЛ.К} = ЗП_{ПР} \cdot (1 + К_{ЕСН} + k_{пр}) \quad (76)$$

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

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

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

$$З_{ПЛ.К} = 130800 \cdot (1 + 0{,}3 + 2) = 436872 \text{ р.}$$

Для определения срока окупаемости необходимо определиться с годовым объемом выпуска новых изделий. Учитывая продажи автомобилей данной марки как 10 тыс. в год, предположим, что доля автомобилей с новой конструкцией составит 5%, что составит 500 автомобилей в год.

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

$$З_{ПЛ.К}/1\,\text{ед.} = \frac{ЗП_{ПР}}{V_{пр}}, \quad (77)$$

$$З_{ПЛ.К}/1\,\text{ед.} = \frac{436872}{500} = 874 \text{ р.}$$

7.3 Расчет текущих затрат и прогнозирование цены

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

- сырье и материалы;
- комплектующие и полуфабрикаты, приобретенные со стороны;
- основная зарплата основных производственных рабочих;
- дополнительная зарплата основных производственных рабочих;
- отчисления на социальное страхование;
- расходы на содержание и эксплуатацию оборудования (РСЭО);
- общепроизводственные (цеховые) расходы;
- общехозяйственные расходы;
- коммерческие расходы.

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

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

$$C_{НКЭ} = C_{СМ} + C_{ПФ} + C_{ОЗН} + C_{ДЗП} + C_{ВБФ} + Cp_{СЭО} + C_{ОПР} + C_{ОХР} + C_{КР}. \quad (78)$$

7.3.1 Сырье и материалы

В качестве сырья используем муфту 40Х ГОСТ 2590-88 (0,95 кг) стоимостью 26600 р. за тонну и продольные рычаги (15 кг) из того же материала.

Для определения затрат на сырье и материалы воспользуемся формулой:

$$C_{СМ} = \sum Цм_i \cdot Нр_i \cdot (1 + K_{ТЗР}), \quad (79)$$

где $Цм_i$ – цена материала i-го вида, руб.;

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

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

$$C_{СМ} = ((0{,}95 \cdot 26{,}6) + (15 \cdot 26{,}6)) \cdot 4 \cdot (1 + 0{,}3) = 2107{,}65 \text{ р.}$$

7.3.2 Комплектующие и полуфабрикаты со стороны

Для определения затрат на комплектующие и полуфабрикаты воспользуемся формулой:

$$C_{ПФ} = \sum Ц_{ПФi} \cdot n_i, \quad (80)$$

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

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

В качестве комплектующих будем использовать пневматическую подвеску (установочный комплект) в количестве 1 единицы, стоимостью 24780 р. Прочие расходы составят 10422,20 руб.

$$C_{ПФ} = 27780 + 10422{,}20 = 35202{,}20 \text{ р.}$$

7.3.3 Основная заработная плата основных производственных рабочих

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

$$C_{ОЗН} = \sum t_i \cdot Sч_i, \quad (81)$$

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

$Sч_i$ – часовая тарифная ставка соответствующего разряда, руб.

$$C_{ОЗН} = 5 \cdot 200 + 30 \cdot 150 = 5500 \text{ р.}$$

7.3.4 Дополнительная заработная плата основных производственных рабочих

Дополнительная заработная плата определяется по формуле:

$$C_{ДЗП} = C_{ОЗН} \cdot K_{ДПЗ}, \quad (82)$$

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

$$C_{ДЗП} = 5500 \cdot 0{,}4 = 2200 \text{ р.}$$

7.3.5 Отчисления во внебюджетные фонды

Для определения отчислений в внебюджетные фонды воспользуемся формулой:

$$C_{ВБФ} = \left(C_{ОЗН} + C_{ДПЗ}\right) \cdot K_{ЕСН}, \quad (83)$$

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

$$C_{ВБФ} = \left(5500 + 2200\right) \cdot 0{,}3 = 2618 \text{ р.}$$

7.3.6 Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования

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

Количество станков определяется по формуле:

$$C_1 = \sum_{i=1}^{30} \sum_{j=1}^{6} \frac{T_{ij} \cdot N_i}{\Phi_g \cdot K_B \cdot 60}, \quad (84)$$

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

N_i – годовая программа i-го изделия, штук;

Φ_g – годовой действительный фонд времени, ч (прил.7);

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

i – количество видов изделий, 1-30;

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

– для станков с ЧПУ:

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

– сварочных аппаратов.

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

При данных показателях загрузки станков целесообразно будет арендовать данное оборудование.

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

$$A_{1час} = \frac{C_{оборуд}}{T_{раб.}} \cdot 12 \cdot 21 \cdot 8 \cdot K_{ИСП}, \quad (85)$$

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

$T_{раб.}$ – срок работы оборудования

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

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

$$A_{1час} = \frac{5000000}{7} \cdot 12 \cdot 21 \cdot 8 \cdot 0{,}8 = 442{,}88 \text{ р.}$$

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

$$CP_{CO} = A_{1час} \cdot 3, \quad (86)$$

$$CP_{CO} = 442{,}88 \cdot 3 = 1328{,}64 \text{ р.}$$

Себестоимость изготовления нового конструктивного элемента составит:

$$C_{НКЭ} = 2107{,}65 + 35202 + 5500 + 2200 + 2618 + 1328{,}64 + \\ + 874 = 49830 \text{ р.} \quad (87)$$

Результаты сведены в таблице 24.

Таблица 24 – Проектная себестоимость конструктивного элемента

Название статьи	Условное обозначение	Числовое значение
Сырье и материалы	$С_{см}$	2107,65
Комплектующие со стороны	$С_{пок}$	35202
Основная ЗП основных производственных рабочих	$С_{озп}$	5500
Отчисления ЕСН	$С_{ЕСН}$	2618
РСЭ оборудования	$С_{РСО}$	1328,64
Капитальные вложения на ед. продукции	$К_{в\ ед\ пр.}$	874
∑ С/С нового элемента	$С_{\sum}$	49840

7.4 Расчет эффективности

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

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

Таблица 25 – Показатели экономической эффективности

Название статьи	Условное обозначение	Показатель
Цена автомобиля	Ц	720000 р.
Стоимость старого конструктивного элемента	$С_{ст}$	6900 р.
Стоимость нового конструктивного элемента	$С_{нов}$	49830 р.
Разница стоимости конструктивных элементов	ΔС	42930 р.
Отношение ΔС к цене автомобиля		6 %

Вывод по разделу.

Показатели экономической эффективности внедрения новой конструкции приведены в таблицах 26-28.

Таблица 26

Затраты на опытно-конструкторские разработки	436872 р.
План окупаемости	1 год
Планируемый объем производства в год	500 шт.
Коэффициент выполнения норм времени на 1 единицу	874

Таблица 27 – Проектная себестоимость конструктивного элемента

Название статьи	Условное обозначение	Показатель
Сырье и материалы	$С_{см}$	2107,65 р.
Комплектующие	$С_{пок}$	35202 р.
Основная заработная плата	$С_{озп}$	5500 р.
Отчисления ЕСН	$С_{ЕСН}$	2618 р.
РСЭ оборудование	$С_{рсэо}$	1328,64 р.
Капитальные вложения на единицу продукции	$К_{ед\ пр}$	874 р.
Стоимость нового элемента	$С_{\sum}$	49830 р.

Таблица 28 – Показатели экономической эффективности

Название статьи	Условное обозначение	Числовое значение
Цена автомобиля	Ц	720000
Стоимость старого конструкторского элемента	$С_{ст}$	6900
Стоимость нового конструкторского элемента	$С_{нов}$	49830
Разница стоимости конструкторского элементов	ΔС	42930
Отношение ΔС к цене автомобиля		6 %

Таблица 29 – Преимущества проектного варианта

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

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

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

Заключение

В целях выполнения поставленной цели работы ВКР была выполнена модернизация трансмиссии УАЗ-3163 «Патриот» с целью повышения технико-эксплуатационных характеристик.

В процессе выполнения работы были решены следующие задачи:

- проведен обзор существующих конструкций дифференциалов;
- обоснован выбор конструкции блокировки межколесных дифференциалов;
- выполнены расчеты тягово-динамических характеристик автомобиля с построением графиков;
- выполнен конструкторский расчет главной передачи: конического дифференциала, полуосей моста;
- проведен расчет передней и задней подвесок, выполнен кинематический анализ подвески, рассчитан упругий пневмоэлемент подвески;
- рассмотрена технология сборки проектируемого заднего ведущего моста автомобиля УАЗ-3163 «Патриот», определены необходимые инструменты и приспособления;
- рассмотрены безопасность и экологичность технического объекта;
- определена экономическая эффективность дипломного проекта.

В результате внедрения в производство предлагаемой в данном дипломном проекте блокировки заднего дифференциала автомобиля УАЗ-3163 «Патриот» с конструктивной разработкой задней подвески на пневмоэлементах, себестоимость автомобиля увеличится на 6 %, при этом так же достигаются следующие технические преимущества:

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

Список используемой литературы и используемых источников

1 Аринин И. Н. и др. Техническое диагностирование автомобилей / И. Н. Аринин. - Ф.: «Кыргызстан», 1978. – 164 с.

2 Беляев В. М. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес. – Минск: Высшая школа, 1991. – 187 с.

3 Ниргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.

4 Бойко А. В. Совершенствование методов диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 25.06.08/ Бойко Александр Владимирович. - Иркутск, 2008. – 217 с.

5 Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Норц, Я. К. Закин, Ю. В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 160 с.

6 Бродский В. В. – М: Наука, 1976. – 224 с.

7 Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / И. А. Бухарин. – М.-Л.: Машгиз, Ленинградское отд-ние, 1950. – 292 с.

8 Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.

9 ВеденяпинГ. М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. М. Веденяпин. - Изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: Колос, 1973. – 195 с.

10 Величко А. В. Анализ процесса торможения автотранспортного средства / А. В. Величко // Транспортные средства Сибири: Материалы межвузовской научно-практической конференции. – Красноярск: КГТУ, 1995. – с. 83-89.

11 Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимонеи. – М.: Энергия. 1968. – 219 с.

12 Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом. - Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.

13 Гернер В.С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: дис. канд. техн. наук/ В. С. Гернер. - Харьков, 1970. – 153 с.

14 Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. [Текст]. – М. Транспорт. 1970.

15 Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 254 с.

16 ГОСТ 15150-69 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды; введ. 1971-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 58 с.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

29 Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А. А. Хачатуров [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

30 Енаев А. А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и её приложения. – М.: Машиностроение, 2002. – 341 с.

31 Ечеистов Ю. А. Неустановившееся торможение автомобильного колеса / Ю. А. Ечеистов, В. В. Бернацкий // Безопасность и надежность автомобиля : сб. науч. тр. – М: МАМИ, 1981. – с. 16-23.

32 Niemann, G. Maschinenelemente: Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen / G. Niemann, H. Winter. - 2005.Springer, - p. 903.

33 Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.

34 Konig, R. Sehmiertechnuk / R. Konig. – Springer, 1972. – p.164.

35 Werner, E. Schmierungstechnik / E. Werner. - 1982. – p. 134.

36 Wittel, H. Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch / H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch. - Vieweg+Teubner Verlag, 2011. - p. 810.

Приложение А

Спецификация

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
А4			20.ДП.ПЭА.150.61.00.000.ПЗ	Пояснительная записка	1	
А1			20.ДП.ПЭА.150.61.00.000.СБ	Сборочный чертеж	2	
				Сборочные единицы		
		1	20.ДП.150.ПЭА.61.01.000	Амортизатор	2	
А1		2	20.ДП.150.ПЭА.61.02.000	Мост	1	
		3	20.ДП.150.ПЭА.61.03.000	Пневмоэлемент	2	
		4	20.ДП.150.ПЭА.61.04.000	Рычаг верхний	2	
		5	20.ДП.150.ПЭА.61.05.000	Рычаг нижний	2	
		6	20.ДП.150.ПЭА.61.06.000	Тяга Панара	1	
				Стандартные изделия		
		7		Болт М14х60.58 ГОСТ 7798-70	2	
		8		Болт М16х60.109 ГОСТ 7798-70	2	
		9		Болт М20 66.58 ГОСТ 7798-70	4	
		10		Гайка М14 60.58 ГОСТ 5915-70	2	
		11		Гайка М16 60.109 ГОСТ 5915-70	1	
		12		Гайка М20 66.58 ГОСТ 5915-70	4	
		13		Шайба 14 ГОСТ 6402-70	2	
		14		Шайба 16 ГОСТ 6402-70	1	
		15		Шайба 20 ГОСТ 6402-70	4	

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	20.ДП.ПЭА.150.61.00.000		
Разраб.		Копысов Д.А.			Задняя подвеска	Лит.	Лист 1 / Листов
Пров.		Галиев И.Р.				ТГУ, ИМ, гр. АТ-1502	
Н.контр.		Галиев И.Р.					
Утв.		Бобровский А.В.					

Копировал Формат А4