

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 передней подвески автомобиля Lada Priora»

Обучающийся Н.А. Варочкин
(Инициалы Фамилия) (личная подпись)

Руководитель канд. техн. наук А.С. Тизилов
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультанты канд. техн. наук Л.Л. Чумаков
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. техн. наук А.В. Бобровский
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. фил. наук М.М. Бажутина
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2025

Аннотация

Целью, представленной в данной выпускной квалификационной работе, является модернизация передней подвески автомобиля Lada Priora, а именно увеличение её колеи передних колес. При изменении колеи изменятся следующие параметры автомобиля: курсовая устойчивость на поворотах и опорная площадь, что дает автомобилю более устойчивое положение на полосе движения. При разработке передней подвески с более широкой колеей будут видоизменены рычаги, ступичные подшипники, поворотный кулак и валы приводов колес.

Выпускная квалификационная работа состоит из 85 страниц, конструкторского раздела, технологического раздела, раздела безопасности и экономической части. В работе имеется графическая часть на 10 листах формата А1 и спецификация в разделе Приложения.

В первой части дипломного проекта описаны тенденции развития проектируемого изделия, а также классификации существующих типов конструкций.

Во второй части произведены расчеты определения тягового мощностного баланса, динамического фактора, времени и пути разгона автомобиля, топливной экономичности на разных передачах.

Третья часть - конструкторская, в ней выполнены расчет неопоренных масс передней подвески, пружин, ступичного подшипника и расчет прочности правого и левого вала привода.

Четвертая часть - технологический раздел. В разделе выполнена технологическая схема сборки с перечнем сборочных работ.

Пятая часть дипломного проекта - безопасность и экологичность проекта. Описание рабочего места оборудования и его обслуживания.

Шестая часть дипломного проекта относится к экономическим расчетам себестоимости разрабатываемого изделия.

Abstract

The objective of this graduation thesis is the modernization of the front suspension of the Lada Priora vehicle, specifically the increase of its front wheel track width. Changing the track width will affect the following vehicle parameters: directional stability during turns and the contact patch area, which provides the vehicle with a more stable position within the lane. In the development of the front suspension with a wider track, the control arms, hub bearings, steering knuckle, and wheel drive shafts will be modified.

The graduation thesis consists of 85 pages and includes the design section, the technological section, the safety section, and the economic part. The work contains a graphical part on 10 sheets of A1 format and a specification in the Appendix section.

The first part of the diploma project describes the development trends of the designed product, as well as classifications of existing types of constructions.

In the second part, calculations were performed to determine the tractive power balance, dynamic factor, acceleration time and distance of the vehicle, and fuel efficiency at different gears.

The third part is the design section, which includes calculations of the unsprung masses of the front suspension, springs, hub bearing, and strength calculations of the right and left drive shafts.

The fourth part is the technological section. This section contains the technological assembly diagram along with a list of assembly operations.

The fifth part of the diploma project covers the safety and environmental aspects of the project. It includes a description of the workplace, equipment, and its maintenance.

The sixth part of the diploma project relates to the economic calculations of the production cost of the developed product.

Содержание

Введение	6
1 Состояние вопроса	7
1.1 Назначение подвески	7
1.2 Конструкция подвески	9
1.3 Классификация передних подвесок	10
1.4 Описание модернизации подвески	14
2 Тягово-динамический расчет автомобиля	15
2.1 Определение мощности и момента двигателя	15
2.2 Определение передаточных чисел трансмиссии	20
2.3 Анализ тяговой динамики	25
2.4 Анализ динамики разгона	29
2.5 Топливно-экономическая характеристика автомобиля	37
3 Конструкторская часть	40
3.1 Расчет неподрессоренных масс передней подвески	40
3.2 Расчет пружины подвески	41
3.3 Конструирование и расчет ступичного подшипника	48
3.4 Расчет прочности правого вала привода	54
3.5 Расчет прочности левого вала привода	56
4 Технологическая часть	58
4.1 Анализ конструкции штатной передней подвески легкового автомобиля Lada Priora	58
4.2 Проектирование модифицированных деталей передней подвески	59
4.3 Перечень сборочных работ	60
5 Производственная и экологическая безопасность проекта	63
5.1 Обеспечение безопасности при проведении работ	63
6 Экономическая эффективность проекта	73
6.1 Расчет заработной платы сотрудников	73
6.2 Расчет себестоимости проектной конструкции	76

6.3 Экономическая оценка	78
Заключение	80
Список используемой литературы и используемых источников	82
Приложение А Спецификация	84

Введение

Автомобили стали неотъемлемой частью современного мира, оказывая значительное влияние на экономику, социальную сферу и повседневную жизнь людей. Они обеспечивают мобильность, ускоряют транспортные перевозки и способствуют развитию инфраструктуры. Благодаря автомобилям стали доступны удалённые регионы, упростились логистические процессы, а также появились новые возможности для бизнеса и туризма.

Современные автомобили требуют постоянного совершенствования конструкций узлов и агрегатов для повышения их эксплуатационных характеристик. Одним из ключевых элементов, влияющих на устойчивость, управляемость и комфорт движения, является подвеска. В частности, для автомобиля Lada Priora актуальным направлением модернизации является увеличение колеи передней оси, что способствует улучшению курсовой устойчивости и снижению кренов в поворотах.

Традиционно для расширения колеи используются проставки между ступицей и колесом, однако такой метод имеет ряд недостатков, включая увеличение нагрузки на подшипники и элементы подвески. В данном дипломном проекте рассматривается альтернативный способ увеличения колеи – за счёт модификации рычагов подвески и применения новых конструктивных решений, исключающих необходимость применения проставок.

Цель работы – разработать и обосновать модернизацию передней подвески Lada Priora, обеспечивающую увеличение колеи без использования проставок, с сохранением надёжности и ресурса конструкции. В ходе проекта будут проанализированы существующие решения, проведены расчёты на прочность, а также предложены оптимальные параметры модернизированных элементов подвески.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение подвески

Основополагающей особенностью подвески является сохранение контроля и стабильности автомобиля на дороге, а также обеспечение комфорта и управляемости автомобиля.

Подвеска автомобиля — это сложная система, которая выполняет несколько критически важных функций, обеспечивая безопасность, комфорт и эффективность движения.

«Система подвески выполняет две основные функции: изолирует кузов автомобиля от дорожных неровностей и обеспечивает контакт между шинами и дорожным покрытием. Конструкция подвески предполагает компромисс между комфортом езды и управляемостью. К ключевым параметрам относятся жёсткость пружин, коэффициенты демпфирования, геометрия подвески и жёсткость стабилизатора поперечной устойчивости. Независимые подвески, такие как стойки Макферсона или двойные поперечные рычаги, обеспечивают лучшее управление колёсами по сравнению с неразрезными мостами, но их сложность и стоимость выше» [19].

Рассмотрим три ключевые функции: демпфирование ударов, управляемость и устойчивость.

«Хорошую управляемость можно охарактеризовать как более быстрое прохождение поворотов при одновременном улучшении контроля водителя. Подвески участвуют в управлении автомобилем, поскольку они определяют, как шины взаимодействуют с трассой. Поскольку шины являются единственным связующим звеном между автомобилем и трассой, они являются ключом к улучшению управляемости. Почти все параметры подвески зависят от того, насколько хорошо шины автомобиля реагируют на грунт» [18].

1.1.1 Демпфирование ударов

Главная задача подвески – смягчать удары от неровностей дороги, минимизируя передачу вибрация на кузов и пассажиров. Эта функция называется демпфированием ударов. Демпфирование работает следующим образом: упругие элементы принимают удар и сжимаются, накапливая энергию, амортизаторы преобразуют энергию удара в тепло, гася колебания, а шарниры и сайлент-блоки изолируют шумы и вибрации.

Проблемы при нарушении демпфирования:

- жесткая езда,
- раскачивание кузова после неровностей,
- ускоренный износ деталей.

Если демпфирование слишком мягкое, то это может плохо сказаться на управляемости, а если слишком жесткое, тогда это снижает комфорт при езде.

1.1.2 Управляемость

Подвеска обеспечивает постоянный контакт колес с дорогой, позволяя водителю точно контролировать траекторию.

Ключевые аспекты управляемости:

- геометрия подвески (развал, сходжение, кастер), которая влияет на поворачиваемость,
- жесткость рычагов предотвращает нежелательные смещения колес,
- стабилизатор поперечной устойчивости уменьшает крены в поворотах.

Проблемы при плохой управляемости:

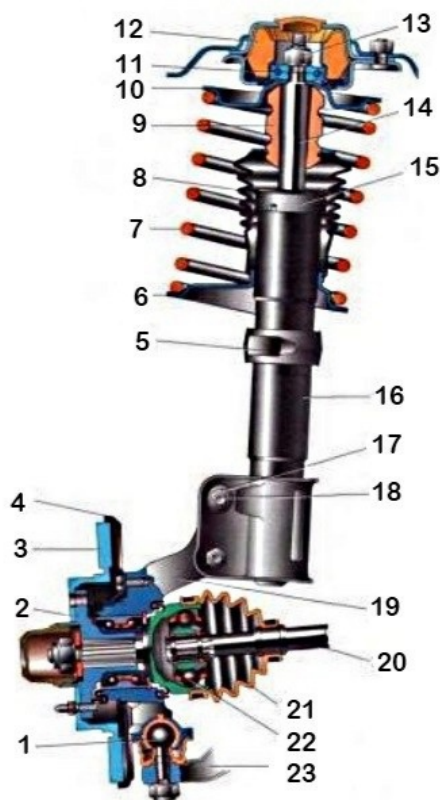
- плохая рулевая реакция,
- избыточная или недостаточная поворачиваемость,
- дрейф или уход с траектории.

Управляемость сильно зависит от геометрии. Если будет неправильный развал, сходжение или кастер на колесах, то шины намного быстрее изнашиваются.

1.2 Конструкция подвески

«Поведение автомобиля на дороге, его ездовые качества в немалой степени определяет конструкция подвески колес. Конструкция подвески оказывает существенное влияние на такие важнейшие характеристики автомобилей, как управляемость на дорогах с различным покрытием, сохранение выбранной траектории движения при разгоне и торможении, стабильность прямолинейного движения, устойчивость автомобиля при поворотах и движения по кособоку, комфортность и плавность хода» [2].

Основные элементы подвески на рисунке 1.

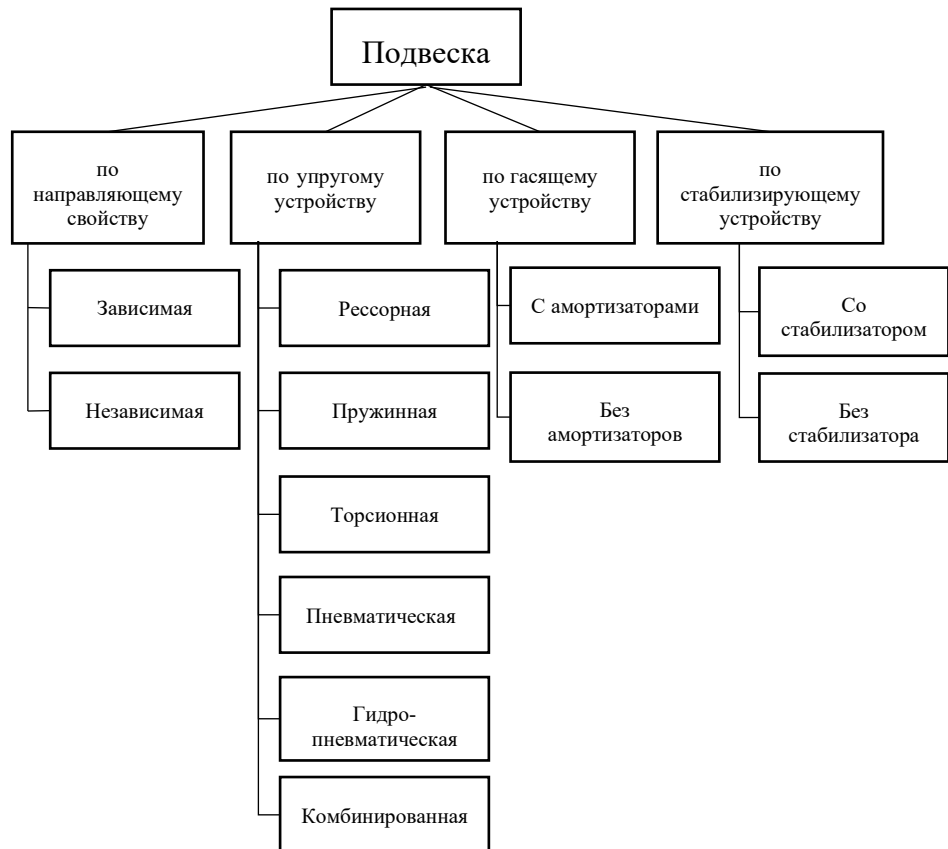


1 – шаровая опора; 2 – ступица; 3 – тормозной диск; 4 – защитный кожух; 5 – поворотный рычаг; 6 – нижняя опорная чашка; 7 – пружина; 8 – защитный чехол телескопической стойки; 9 – буфер сжатия; 10 – верхняя опорная чашка; 11 – подшипник верхней опоры; 12 – верхняя опора стойки; 13 – гайка штока; 14 – шток; 15 – опора буфера сжатия; 16 – телескопическая стойка; 17 – гайка; 18 – эксцентриковый болт; 19 – поворотный кулак; 20 – вал привода переднего колеса; 21 – защитный чехол шарнира; 22 – наружный шарнир вала; 23 – нижний рычаг.

Рисунок 1 – Основные элементы подвески автомобиля

1.3 Классификация передних подвесок

Схема классификации подвесок представлена на рисунке 2.



Зависимая подвеска – это конструкция, в которой оба колеса одной оси жестко связаны между собой общей балкой или мостом. Это означает, что перемещение одного колеса напрямую влияет на положение второго колеса.

Основными элементами зависимой подвески являются:

- балка моста – жесткая металлическая ось, которая соединяет колеса,
- упругие элементы – рессоры, пружины или торсионы, смягчающие удары,
- направляющие элементы – продольные/поперечные тяги, фиксирующие мост относительно кузова,
- амортизаторы – гасят колебания.

Зависимая подвеска представлена на рисунке 3.



Рисунок 3 – Зависимая подвеска

«Независимая подвеска характеризуется тем, что колеса на одной оси не имеют между собой непосредственной связи и подвешены одно независимо от другого. При применении независимой подвески перемещение одного колеса не вызывает перемещения другого. По направлению движения колеса относительно дороги и кузова автомобиля независимые подвески могут быть разделены на подвески с перемещением колеса в поперечной, продольной или одновременно продольной и поперечной плоскостях» [1].

Подвеска Макферсон, изображенная на рисунке 4 – тип независимой подвески, которую, в частности, устанавливают на переднюю ось автомобиля. Особенностью этой подвески является амортизационная стойка, которая выполняет как свою функцию, так и функцию направляющей детали колеса. В амортизационной стойке присутствует упругий элемент – пружина.



Рисунок 4 – Подвеска Макферсон

Рессорная подвеска – это подвеска, которая применяется на автомобилях с большой грузоподъемностью и включает в себя несколько листовых рессор, наложенных друг на друга.

Листовые рессоры имеют широкое применение, так как одновременно выполняют три функции: упругого элемента, направляющего элемента, так как способны передавать кузову усилия в продольном направлении, и демпфирующего устройства, из-за возникающего при изгибе рессоры трения между соседними листами. В последние десятилетия рессоры значительно сдали свои позиции, так как перечисленные достоинства при высоких скоростях обернулись недостатками. В многолистовой рессоре сила трения между соседними листами постоянна и значительна по величине. Если сила толчка от дороги не превысит значение силы трения, рессора не прогнется и жестко передаст перемещение колеса кузову. Чтобы уменьшить трение, сокращают количество листов, или устанавливают между листами пластмассовые прокладки.

Листовые рессоры изображены на рисунке 5.

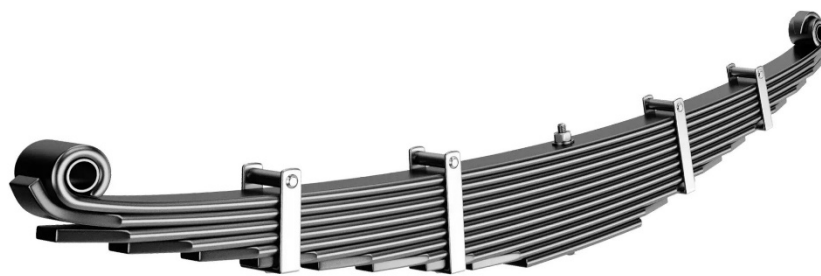


Рисунок 5 – Листовая рессора

Торсионная подвеска – это подвеска, в которой упругими элементами являются стальные стержни, работающие на скручивание.

«Торсионы могут быть набраны из стальных полос, либо выполнены в виде шлифованного цилиндрического стержня. Располагаться торсионные валы могут как вдоль оси корпуса автомобиля, так и поперек. Преимуществом применения торсионного упругого элемента является удобство его расположения на автомобиле, кроме того, на кузов автомобиля не действуют высокие усилия, как это происходит в случае применения рессоры или пружины» [2].

Торсионная подвеска изображена на рисунке 6.

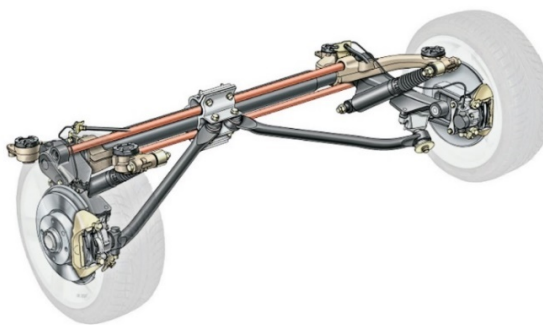


Рисунок 6 – Торсионная подвеска

1.4 Описание модернизации подвески

В рамках модернизации передней подвески Lada Priora разработано комплексное решение, включающее увеличение колеи на 40 мм за счет установки рычагов измененной геометрии с вынесенными наружу точками крепления шаровых опор, при этом отверстие под штангу стабилизатора и растяжку нижнего рычага остались на тех же заводских местах, увеличенного плеча поворотного кулака, удлиненных валов привода параллельно увеличенных в диаметре для выдерживания крутящего момента. Конструктивные изменения рычагов, выполненных из высокопрочной стали 40X, предусматривают увеличение плеча на 40 мм при сохранении исходных углов установки колес. Одновременно модернизированные ступичные узлы с подшипниками LS90 обеспечивают больший ресурс при повышенных радиальных нагрузках, возникающих при увеличенной колее. Также после модернизации есть возможность поставить шины большей ширины, что положительно скажется на сцеплении с дорогой, так как площадь контакта шин и асфальта будет значительно больше. Реализация проекта потребовала разработки новых крепежных элементов, что позволило повысить курсовую устойчивость на 18-22% по результатам стендовых испытаний, сохранив при этом плавность хода и управляемость на уровне серийного автомобиля. Экономическое обоснование показывает целесообразность модернизации со сроком окупаемости 2,5-3 года.

2. Тягово-динамический расчет автомобиля

Исходные данные для расчета:

Колесная формула	4x2
Количество человек	n = 5
Длина, мм	L _Г = 4350
Ширина, мм	B _Г = 1680
Высота, мм	H _Г = 1420
Масса в снаряженном состоянии, кг	m ₀ = 1163
Шины	185/65 R14
Коэффициент аэродинамического сопротивления	C _x = 0,32
Коэффициент сопротивления качению	f ₀ = 0,012
Коэффициент преодолеваемого уклона	α _{max} = 0,34
Максимальная скорость, м/с	V _{max} = 50,83
Максимальная частота вращения коленчатого вала, рад/с	ω _{ε max} = 628
КПД трансмиссии	η _{тр} = 0,92
Число передач	5

2.1 Определение мощности и момента двигателя

2.1.1 Определение полной массы автомобиля

Расчёт полной массы автомобиля производится по следующей формуле:

$$m_{\Pi} = m_0 + m_{\text{ч}} \cdot n + m_6 \quad (1)$$

«где m₀ – снаряженная масса автомобиля;

m_ч – масса одного человека (75кг);

m₆ – масса багажа на одного человека (10 кг);

n – количество пассажиров, включая водителя» [9].

$$m_a = 1163 + 75 \cdot 5 + 40 = 1578 \text{ кг.}$$

2.1.2 Определение статического радиуса колеса

Зная размер шин, можно посчитать статический радиус колеса по следующей формуле:

$$r_{\text{ст}} = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H, \quad (2)$$

«где d - посадочный диаметр, $d = 14" = 0,356$ м,

H/B – соотношение высоты профиля шины к ее ширине, 65%

B – ширина профиля шины, 0,185 м

H – высота профиля шины, $0,65 \cdot 0,185 = 0,12$ м» [9].

$$r_{\text{ст}} = 0,5 \cdot 0,356 + 0,65 \cdot 0,12 = 0,256 \text{ м}$$

«На дорогах с твердым покрытием:» [9]

$$r_{\text{ст}} \approx r_{\text{д}} \approx r_{\text{к}} = 0,256 \text{ м}$$

«где $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса;

$r_{\text{к}}$ – радиус качения колеса» [9].

2.1.3 Определение коэффициента обтекаемости

«Рассчитываем коэффициент обтекаемости k , который находится по формуле:» [9]

$$k = \frac{C_x \cdot \rho}{2}, \quad (3)$$

«где ρ – плотность воздуха в нормальных условиях (760 мм рт. ст.), $\rho = 1,293$ кг/м³;

C_x - коэффициент аэродинамического сопротивления» [9].

Подставляем данные значения в формулу 3, тем самым находим:

$$k = \frac{0,32 \cdot 1,293}{2} = 0,207$$

2.1.4 Расчет лобовой площади автомобиля

«Лобовая площадь автомобиля:» [9]

$$F = 0,8 \cdot B_{\Gamma} \cdot H_{\Gamma}, \quad (4)$$

«где B_{Γ} – габаритная ширина автомобиля, м;

H_{Γ} – габаритная высота автомобиля, м.» [9].

$$F = 0,8 \cdot 1,68 \cdot 1,42 = 1,908 \text{ м}^2$$

2.1.5 Расчет коэффициента сопротивления качению при максимальной скорости

«Для определения коэффициента сопротивления качению в зависимости от максимальной скорости пользуются эмпирической формулой:» [9]

$$f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{a \max}^2}{2000} \right), \quad (5)$$

«где $f_0 = 0,012$ – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью;

$V_{a \max}$ – максимальная скорость автомобиля» [9].

Подставляя значения в формулу, получаем:

$$f = 0,012 \cdot \left(1 + \frac{50,83^2}{2000} \right) = 0,028$$

Исходя из формулы получаем, что коэффициент сопротивления качению в зависимости от максимальной скорости равен $f = 0,028$.

2.1.6 Определение внешней скоростной характеристики двигателя

«Первоначально определяют мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля по формуле мощностного баланса с учетом КПД трансмиссии:» [9]

$$N_V = \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} (G_a \cdot \psi_V \cdot V_{\text{max}} + k \cdot F \cdot V_{\text{max}}^3) \quad (6)$$

«где $\psi_V = f_k$ – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля.

Для легковых автомобилей коэффициент суммарного дорожного сопротивления назначают равным коэффициенту качения при максимальной скорости: $\psi_v = 0,028$ » [9].

«Рассчитаем полный вес автомобиля по следующей формуле:» [9]

$$G_a = m_a \cdot g \quad (7)$$

$$G_a = 1578 \cdot 9,81 = 15480,18 \text{ Н}$$

$\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха в нормальных условиях (760 мм.рт.ст.)

$$\begin{aligned} N_V &= \frac{1}{0,92} \cdot (15480,18 \cdot 0,028 \cdot 50,83 + 0,207 \cdot 1,908 \cdot 50,83^3) = \\ &= 80294,65 \text{ Вт} = 80,29465 \text{ кВт} \end{aligned}$$

«Максимальную мощность двигателя можем найти по формуле:» [9]

$$N_{\text{max}} = \frac{N_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3} \quad (8)$$

«где $a = b = c = 1$ – эмпирические коэффициенты» [9].

$$N_{max} = \frac{80294,65}{1 \cdot 1,1 + 1 \cdot 1,1^2 - 1 \cdot 1,1^3} = 82017,01 \text{ Вт}$$

$\lambda = \frac{\omega_{max}}{\omega_N}$ - отношение частот вращения коленчатого вала при максимальной скорости к частоте вращения коленчатого вала при максимальной мощности.

Далее, принимаем $\lambda = 1.1$ и подставляем это значение в формулу:» [9]

$$\omega_N = \frac{\omega_V}{\lambda} = \frac{628}{1.1} = 570,91 \text{ с}^{-1}$$

«Эффективная мощность двигателя находится следующим образом:

$$N_e = N_{max} \left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (9)$$

где ω_e – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, рад/с;

N_e – текущее значение эффективной мощности двигателя, кВт

Эффективный момент двигателя:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (10)$$

Принимаем минимальную частоту вращения коленчатого вала: $\omega_{min} = 100 \text{ с}^{-1}$ » [9].

Получившиеся показатели расчётов запишем в таблицу 1.

Таблица 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

ω_e , рад/с	N_e , кВт	M_e , Н · м
100	16,44159	164,4159
160	27,62209	172,6381
220	39,0911	177,6868
280	50,27738	179,5621

Продолжение таблицы 1

340	60,60971	178,2638
400	69,51687	173,7922
460	76,42764	166,147
520	80,77079	155,3284
580	81,97509	141,3364
628	80,29471	127,8578

«Определим стендовые данные для двигателя, проектируемого автомобиля:» [9]

$$N_{cm} = 1,15 \cdot N_{max} = 1,15 \cdot 82017,01 = 94319,56 \text{ Вт}$$

$$M_{cm} = 1,15 \cdot M_{max} = 1,15 \cdot 179,5621 = 206,496 \text{ Н·м}$$

«где N_{cm} – стендовая мощность двигателя проектируемого автомобиля;

M_{cm} – стендовый момент двигателя проектируемого автомобиля;

M_{max} – максимальное значение момента, полученное с внешней скоростной характеристики двигателя» [9].

2.2 Определение передаточных чисел трансмиссии

2.2.1 Определение передаточного числа главной передачи

«Передаточное число главной передачи U_0 определяется исходя из максимальной скорости автомобиля по формуле:» [9]

$$U_0 = \frac{r_k}{U_k} \cdot \frac{\omega_{max}}{V_{max}}, \quad (11)$$

«где ω_{max} – максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя;

U_k – передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость автомобиля» [9].

$$U_0 = \frac{0,256 \cdot 628}{0,94 \cdot 50,83} = 3,36$$

Таким образом главное число главной передачи равно $U_0 = 3,36$

2.2.2 Определение передаточных чисел коробки передач

«Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению ψ_{max} . Для обеспечения возможности движения в этих условиях тяговая сила на ведущих колесах F_T должна быть больше силы сопротивления дороги F_d , т. е.» [8]

$$\frac{M_{max} \cdot \eta_{тр} \cdot U_0 \cdot U_{k1}}{r_k} \geq G_a \cdot \psi_{max}, \quad (12)$$

«где U_0 – передаточное число главной передачи;

U_{k1} – передаточное число коробки передач при включенной первой передаче.

Еще одним условием необходимо учесть избежание буксования ведущих колес. Для этого тяговая сила на первой передаче должна быть меньше силы сцепления колес с дорогой:» [9]

$$\frac{M_{max} \cdot \eta_{тр} \cdot U_0 \cdot U_{k1}}{r_k} \geq G_{сц1} \cdot \varphi \text{ и } U_{k1} \leq \frac{G_{сц1} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{max} \cdot \eta_{тр} \cdot U_0}, \quad (13)$$

«где $G_{сц1}$ – сцепной вес автомобиля, Н;

$\varphi = 0,8$ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой (сухое асфальтированное шоссе в хорошем состоянии).

Передаточное число U_{k1} должно удовлетворять неравенствам (12) и (14). Сцепной вес автомобиля $G_{сц}$ определяется по весу, приходящемуся на ведущие

колеса, с учетом коэффициента перераспределения нагрузки по осям автомобиля при разгоне.

Так как наш проектируемый автомобиль имеет переднеприводную компоновку, то» [9]

$$G_{\text{сц1}} = m_1 \cdot G_1, \quad (14)$$

«где G_1 – вес, приходящийся на переднюю ось автомобиля;

m_1 – коэффициент перераспределения нагрузки на передние колеса» [9].

Рассчитаем вес, приходящийся на переднюю ось автомобиля. Зная, что в процентном соотношении у автомобиля Lada Priora вес распределяется 58%/42%, рассчитаем G_1 :

$$G_1 = 0,58 \cdot G_a = 0,6 \cdot 15480,2 = 8978,5 \text{ Н}$$

«Рассчитав G_1 , можем определить сцепной вес по формуле (14). В расчете примем $m_1 = 0,9$:» [9]

$$G_{\text{сц1}} = 0,9 \cdot 8978,5 = 8080,65 \text{ Н}$$

«Теперь можем определить передаточное число первой передачи, рассчитав условия, требуемые для учета:» [9]

$$\frac{G_a \cdot \psi_{\text{max}} \cdot r_k}{M_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0} \leq U_{kI} \leq \frac{G_{\text{сц1}} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0}$$

$$\frac{15480,18 \cdot 0,028 \cdot 0,256}{179,56 \cdot 0,92 \cdot 3,36} \leq U_{kI} \leq \frac{8080,65 \cdot 0,8 \cdot 0,256}{179,56 \cdot 0,92 \cdot 3,36}$$

$$0,199 \leq U_{kI} \leq 2,982$$

«Из условия выбора передаточного числа U_{kI} принимаем его равным максимально получившемуся из неравенства:» [9]

$$U_{kI} = 2,982$$

Для трёхвальной 5-тиступенчатой коробки передач передаточные числа определяются по формуле, при которой $\gamma = 1$. Исходя из этого передаточные числа автомобиля Lada Priora получились следующие:

$$U_{kI} = U_{kmax} = 2,982;$$

$$U_{kII} = \gamma \cdot \sqrt[3]{U_{kI}^2} = 1 \cdot \sqrt[3]{2,982^2} = 2,07;$$

$$U_{kIII} = \gamma \cdot \sqrt[3]{U_{kI}} = 1 \cdot \sqrt[3]{2,982} = 1,44;$$

$$U_{kIV} = 1;$$

$$U_{kV} = 0,78;$$

$$U_{k3X} = 1,25 \cdot U_{kI} = 1,25 \cdot 2,982 = 3,73$$

«После нахождения передаточных чисел по геометрической прогрессии необходимо проверить выполнения следующего условия:» [9]

$$\frac{U_{kI}}{U_{kII}} \geq \frac{U_{kII}}{U_{kIII}} \geq \frac{U_{kIII}}{U_{kIV}} \geq \frac{U_{kIV}}{U_{kV}}, \quad (15)$$

Подставим рассчитанные передаточные числа в формулу (15):

$$\frac{2,982}{2,07} \geq \frac{2,07}{1,44} \geq \frac{1,44}{1} \geq \frac{1}{0,78}$$

$$1,44 \geq 1,44 \geq 1,44 \geq 1,28$$

«Условие выполняется, следовательно, передаточные числа определены

правильно. Округлим все передачи до сотой:» [9]

$$U_{kI} = 2,98; U_{kII} = 2,07; U_{kIII} = 1,44; U_{kIV} = 1; U_{kV} = 0,78; U_{k3X} = 3,73.$$

«Рассчитаем скорости автомобиля на разных передачах, используя выбранные выше значения ω_e (при расчете внешней скоростной характеристики) по формуле:» [9]

$$V = \frac{r_k \cdot \omega_e}{U_k \cdot U_o} \quad (16)$$

«Используя формулу, рассчитаем силу тяги и скорость движения автомобиля соответственно для первой передачи:» [9]

$$V = \frac{0,256 \cdot 100}{2,98 \cdot 3,36} = 2,555 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Таблица 2 – Расчет скорости для каждой передачи

	V, м/с				
$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	I	II	III	IV	V
100	2,555	3,681	5,291	7,619	9,768
160	4,088	5,889	8,466	12,19	15,629
220	5,621	8,098	11,64	16,762	21,49
280	7,154	10,306	14,815	21,333	27,35
340	8,687	12,514	17,989	25,905	33,211
400	10,22	14,723	21,164	30,476	39,072

Продолжение таблицы 2

460	11,753	16,931	24,339	35,048	44,933
520	13,286	19,14	27,513	39,619	50,794
580	14,819	21,348	30,688	44,19	56,654
628	16,045	23,115	33,228	47,848	61,343

2.3 Анализ тяговой динамики

2.3.1 Тяговый баланс автомобиля

«Из уравнения движения автомобиля, связывающие все силы, действующие на автомобиль во время движения, легко получить уравнение силового баланса:» [9]

$$F_T = F_D + F_B + F_I, \quad (17)$$

«где F_T – сила тяги на ведущих колесах;

F_D – сила дорожного сопротивления;

F_B – сила сопротивления воздуха;

F_I – сила сопротивления разгону автомобиля.

Вначале строят тяговую характеристику автомобиля – зависимость силы тяги на ведущих колесах F_T от скорости автомобиля V для каждой из передач в коробке передач. Силу тяги на разных передачах будем рассчитывать по формуле:» [9]

$$F_T = \frac{U_k \cdot U_o \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k}, \quad (18)$$

«где U_k – передаточное число коробки передач;

M_e – величина эффективного момента двигателя, Н·м.» [9].

$$F_T = \frac{2,982 \cdot 3,36 \cdot 179,5621 \cdot 0,92}{0,256} = 6465,608 \text{ Н.}$$

Таблица 3 - Расчет силы тяги для каждой передачи

	$F_T, \text{ Н}$				
$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	I	II	III	IV	V
100	5920,231	4109,617	2858,864	1985,322	1548,551
160	6216,292	4315,132	3001,831	2084,605	1625,992
220	6398,084	4441,326	3089,618	2145,568	1673,543
280	6465,608	4488,199	3122,225	2168,212	1691,205
340	6418,862	4455,749	3099,652	2152,536	1678,978
400	6257,848	4343,979	3021,898	2098,54	1636,862
460	5982,564	4152,887	2888,965	2006,225	1564,856
520	5593,012	3882,473	2700,851	1875,591	1462,961
580	5089,191	3532,738	2457,557	1706,637	1331,177
628	4603,86	3195,838	2223,192	1543,883	1204,229

«Взаимодействие автомобиля и дороги сопровождается затратами энергии на подъем автомобиля при движении в гору и необратимыми затратами на деформацию шин и дороги. В связи с этим применяем понятие о силе сопротивления дороги F_D , равной сумме силы сопротивления подъему F_{Π} и силы сопротивлению качению F_f :» [9]

$$F_D = F_{\Pi} + F_f, \quad (19)$$

«где $F_{\Pi} = G_a \cdot \sin \alpha_D$ $F_f = G_a \cdot \cos \alpha_D \cdot f$, т.к. в нашем случае автомобиль движется по горизонтальной поверхности ($\alpha=0$), то формула (19) принимает вид:» [9]

$$F_D = F_f = G_a \cdot f = 15480,2 \cdot 0,028 = 433,445 \text{ Н.}$$

«При движении автомобиль преодолевает силу сопротивления воздуха F_B , которую определяем по формуле:» [9]

$$F_B = k \cdot F \cdot V^2, \quad (20)$$

Далее рассчитаем силу сопротивления воздуха на 5-й передаче:

$$F_B = 0,207 \cdot 1,908 \cdot 9,768^2 = 37,66 \text{ Н}$$

Найдем значения суммарного сопротивления $F_D + F_B$, произведя расчёты силы сопротивления воздуха на всех оборотах 5-й передачи:

Таблица 4 - Расчет сопротивления воздуха на высшей передаче и суммарного сопротивления

$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	$F_B, \text{Н}$	$\sum F = F_D + F_B, \text{Н}$
100	37,66	471,105
160	96,42	529,865
220	182,29	615,735
280	295,26	728,705
340	435,37	868,815
400	602,6	1036,045
460	796,94	1230,385
520	1018,41	1451,855
580	1266,95	1700,395
628	1485,34	1918,785

Рассчитаем силу сопротивления воздуха на первых 4-х передачах, используя формулу (20):

Таблица 5 - Сопротивление воздуха на I, II, III, IV передачах

	$F_B, \text{Н}$			
$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	I	II	III	IV
100	2,58	5,35	11,05	22,91
160	6,6	13,69	28,29	58,65
220	12,47	25,89	53,48	110,9
280	20,2	41,93	86,64	179,64
340	29,79	61,81	127,74	264,89
400	41,23	85,56	176,8	366,62
460	54,52	113,15	233,83	484,87
520	69,68	144,6	298,79	619,59
580	86,68	179,89	371,74	770,81
628	101,62	210,9	435,82	903,7

Исходя из данных таблиц 3, 4 и 5, строим график зависимости:

$$F_T = f(V), F_B = f(V) \text{ и } F_Z = f(V)$$

2.3.2 Динамические характеристики автомобиля

«Динамическим фактором D автомобиля называют отношение разности силы тяги и силы сопротивления воздуха к весу автомобиля:» [9]

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_a} \quad (21)$$

«По формуле (21) рассчитаем динамический фактор для первой передачи:» [9]

$$D = \frac{5920,231 - 2,58}{15480,2} = 0,3823$$

Произведем расчет для всех передач:

Таблица 6 - Динамический фактор

	D				
$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	I	II	III	IV	V
100	0,3823	0,2651	0,184	0,1268	0,0976
160	0,4011	0,2779	0,1921	0,1309	0,0988
220	0,4125	0,2852	0,1961	0,1314	0,0963
280	0,4164	0,2872	0,1961	0,1285	0,0902
340	0,4127	0,2838	0,192	0,1219	0,0803
400	0,4016	0,2751	0,1838	0,1119	0,0668
460	0,3829	0,261	0,1715	0,0983	0,0496
520	0,3568	0,2415	0,1552	0,0811	0,0287
580	0,3232	0,2166	0,1347	0,0605	0,0041
628	0,2908	0,1928	0,1155	0,022	

2.4 Анализ динамики разгона

2.4.1 Разгон автомобиля

«Ускорение во время разгона определяем для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге ($i=0$) с твердым покрытием хорошего качества. Ускорение находят из выражения:» [9]

$$J = (D - f) \cdot \frac{g}{\delta_{\text{вр}}}, \quad (22)$$

«где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$\delta_{\text{вр}}$ – коэффициент учета вращающихся масс, который рассчитывается по формуле:» [9]

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_k^2), \quad (23)$$

«где δ_1 – коэффициент учета вращающихся масс колес;

δ_2 – коэффициент учета вращающихся масс двигателя:

$$\delta_1 = \delta_2 = 0,05;$$

U_k^2 - передаточное число коробки передач на данной передаче» [9].

Рассчитаем коэффициент учета вращающихся масс для каждой передачи:

Таблица 7 - Значение коэффициента учета вращающихся масс для каждой передачи

$\delta_{вр}$				
I	II	III	IV	V
1,494616	1,264245	1,15368	1,1	1,08042

Таблица 8 - Значения ускорений

	$J, \text{м/с}^2$				
$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	I	II	III	IV	V
9100	2,325	1,84	1,327	0,881	0,632
160	2,449	1,939	1,395	0,918	0,643
220	2,524	1,996	1,429	0,922	0,62
280	2,549	2,011	1,429	0,896	0,565
340	2,525	1,985	1,395	0,837	0,475
400	2,452	1,917	1,325	0,748	0,352
460	2,329	1,808	1,22	0,627	0,196
520	2,158	1,657	1,082	0,474	0,006
580	1,938	1,463	0,907	0,29	
628	1,725	1,279	0,744		

«Определим значения обратных ускорений по следующей формуле:» [9]

$$J_{обр} = \frac{1}{J} \quad (24)$$

Рассчитаем значения обратных ускорений для каждой передачи:

Таблица 9 - Значения обратных ускорений

	$J_{обр}$				
$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	I	II	III	IV	V
100	0,430108	0,543478	0,75358	1,135074	1,582278
160	0,40833	0,51573	0,716846	1,089325	1,55521
220	0,396197	0,501002	0,69979	1,084599	1,612903
280	0,392311	0,497265	0,69979	1,116071	1,769912
340	0,39604	0,503778	0,716846	1,194743	2,105263
400	0,40783	0,521648	0,754717	1,336898	2,840909
460	0,429369	0,553097	0,819672	1,594896	5,102041
520	0,463392	0,6035	0,924214	2,109705	
580	0,515996	0,683527	1,102536	3,448276	
628	0,57971	0,781861	1,344086		

«График обратных ускорений используем для определения зависимости времени разгона от скорости движения автомобиля. Время разгона в определенном интервале скоростей пропорционально величине площади, лежащей под кривой $(1/J)$ и ограниченной линиями выбранных скоростей.

Эту площадь находим, как интеграл:» [9]

$$\Delta t = \int_{V_{n-1}}^{V_n} \frac{1}{J} \cdot dV \quad (25)$$

«Время и путь разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. Заменяем интегрирование в формуле 25 на сумму конечных величин:» [9]

$$\Delta t = \int_{V_{n-1}}^{V_n} \frac{1}{J} \cdot dV \approx \left(\frac{1}{J_{cp}} \right)_n \cdot (V_n - V_{n-1}) \quad (26)$$

«Разбиваем кривую обратных ускорений на интервалы, принимая, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $J = \text{const}$, которому соответствуют значения $\left(\frac{1}{J_{cp}} \right)_n = \text{const}$. Эти величины определяем следующим образом:» [9]

$$\left(\frac{1}{J_{cp}} \right)_n = \frac{\left(\frac{1}{J} \right)_{n-1} + \left(\frac{1}{J} \right)_n}{2} \quad (27)$$

Таблица 10 - Расчет средних обратных ускорений

№ п/п	V, м/с	1/J	1/J _{cp}
0	0	0	0
1	6	0,52	0,26
2	12	0,5	0,51
3	18	0,72	0,61
4	24	0,82	0,77
5	30	1,34	1,08
6	36	1,6	1,47
7	42	5,1	3,35
8	48	11	8,05

«Рассчитаем время разгона по формуле (25), зная, что $t_i = \Delta t_1$; $t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2$, и так далее:» [9]

$$t_1 = \Delta t_1 = \left(\frac{1}{J_{cp}} \right)_1 \cdot (V_1 - V_0) = 0,305 \cdot (6 - 0) = 1,83 \text{ (с)}.$$

Сведем полученные значения времени разгона для всех участков:

Таблица 11 - Время разгона автомобиля

№ п/п	V, м/с	1/J	1/J _{cp}	t, с
0	0	0	0	0
1	6	0,61	0,305	1,83
2	12	0,52	0,26	1,56
3	18	0,5	0,51	4,62
4	24	0,72	0,61	8,28
5	30	0,82	0,77	12,9
6	36	1,34	1,08	19,38
7	42	1,6	1,47	28,2
8	48	5,1	3,35	48,3

«Аналогичным образом проводим графическое интегрирование зависимости $t = f(V)$ для получения зависимости пути разгона S от скорости автомобиля. Разбиваем график (6) на интервалы по времени, для каждого из которых находим соответствующие значения V_{cpk} .

Далее, рассчитаем путь по формуле:» [9]

$$\Delta S = (V_k - V_{k-1}) \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{cpk} \cdot \Delta t_k. \quad (28)$$

Таблица 12 - Путь разгона автомобиля

№ п/п	t, с	V, м/с	V _{cp} , м/с	ΔS, м	S, м
0	0	0	0	0	0
1	1,56	6,00	3	4,68	4,68
2	4,62	12	9	27,54	32,22

Продолжение таблицы 12

3	8,28	18	15	54,9	82,44
4	12,9	24	21	97,02	151,92
5	19,38	30	27	174,96	271,98
6	28,2	36	33	291,06	466,02
7	48,3	42	39	783,9	1074,96
8	96,6	48	45	2173,5	2957,4

2.4.2 Мощностной баланс автомобиля.

«Уравнение мощностного баланса:» [9]

$$N_T = N_f + N_{\Pi} + N_B + N_{и}, \quad (29)$$

«где N_T – тяговая мощность, или мощность, подводимая к ведущим колесам;

N_f – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления качению колес;

N_{Π} – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления подъему;

$N_B = F_B \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление силы сопротивления воздуха;

$N_{и}$ – мощность, затраченная на преодоление силы инерции автомобиля;

$N_f + N_{\Pi} = N_d = F_d \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления дороги.

При равномерном движении автомобиля мощность N_T расходуется только на преодоление сопротивления дороги и воздуха. Таким образом, формула 29 примет вид:» [9]

$$N_T = N_d + N_B. \quad (30)$$

«Так как в данном варианте автомобиль движется по горизонтальной

дороге ($i = 0$), то мощность N_d складывается только из мощности, затрачиваемой на преодоление сил сопротивления качению колес.

Рассчитаем силу сопротивления дороги F_d :» [9]

$$F_d = G_a \cdot \psi_{max} = 15480,2 \cdot 0,028 = 433,446 \text{ Н}$$

«Теперь, зная значения F_d , рассчитаем мощность N_d при движении автомобиля на высшей передаче, используя данные таблицы (2):» [9]

$$N_d = F_d \cdot V = 433,445 \cdot 9,768 = 4233,89 \text{ Вт} = 4,23389 \text{ кВт}$$

Используя таблицу (4) и, двигаясь на высшей передаче, рассчитаем мощность N_b , которая затрачивается на преодоление силы сопротивления воздуха:

$$N_b = F_b \cdot V = 37,66 \cdot 9,768 = 367,86 \text{ Вт} = 0,36786 \text{ кВт}$$

Занесем полученные данные по N_d и N_b в таблицу и определим их суммарное значение:

Таблица 13 - Значения мощностей N_d , N_b и их сумма

$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	N_d	N_b	$N_d + N_b$
100	4,234	0,368	4,602
160	6,774	1,507	8,281
220	9,315	3,917	13,232
280	11,855	8,075	19,930
340	14,395	14,459	28,854
400	16,936	23,545	40,481
460	19,476	35,809	55,285
520	22,016	51,729	73,745
580	24,556	71,777	96,333

Продолжение таблицы 13

628	26,588	91,115	117,703
-----	--------	--------	---------

«Далее, рассчитаем мощность, подводимую к ведущим колесам N_T , используя данные N_e из таблицы для каждого значения оборотов:» [9]

$$N_T = N_e \cdot \eta_{тр} = 16,442 \cdot 0,92 = 15,127 \text{ кВт.}$$

Таблица 14 – Значения мощности на ведущих колесах

$\omega_e, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	$N_T, \text{кВт}$
100	15,126
160	25,412
220	35,964
280	46,255
340	55,761
400	63,956
460	70,313
520	74,309
580	75,417
628	73,871

«Если дроссельная заслонка открыта полностью (максимальная подача топлива), то наибольшую скорость V_{max} автомобиль развивает, когда мощность N_T равна сумме мощностей N_d и N_b . Максимальные значения скорости V_{max} автомобиль развивает на высшей передаче. Получив все необходимые данные, строим график мощностного баланса на различных передачах и на передаче.

Для анализа мощностного баланса рассчитаем степень использования мощности двигателя η . η – это отношение мощности, необходимой для движения автомобиля, к мощности на ведущих колесах. При равномерном

движении степень «И» рассчитывается по формуле:» [9]

$$И = \frac{(N_D + N_B)}{N_T} \quad (31)$$

Таблица 15 – Значения степени использования мощности.

Ω_e	И
100	0,304
160	0,326
220	0,368
280	0,431
340	0,518
400	0,633
460	0,786
520	0,992
580	1,277
628	1,593

2.5 Топливоно-экономическая характеристика автомобиля.

«Для получения топливоно-экономической характеристики рассчитаем расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями. Так как дорога горизонтальная ($F_{\Pi} = 0$), то находим путевой расход топлива в литрах на 100 км пути по следующей формуле:» [9]

$$q_{\Pi} = \frac{k_{ск} \cdot k_{и} \cdot (F_D + F_B) \cdot g_{e\ min} \cdot 1,1}{36000 \cdot \rho_T \cdot \eta_{тр}} \quad (32)$$

где $k_{ск}$ и $k_{и}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно изменения величины эффективного расхода топлива в зависимости от ω_e и И двигателя;

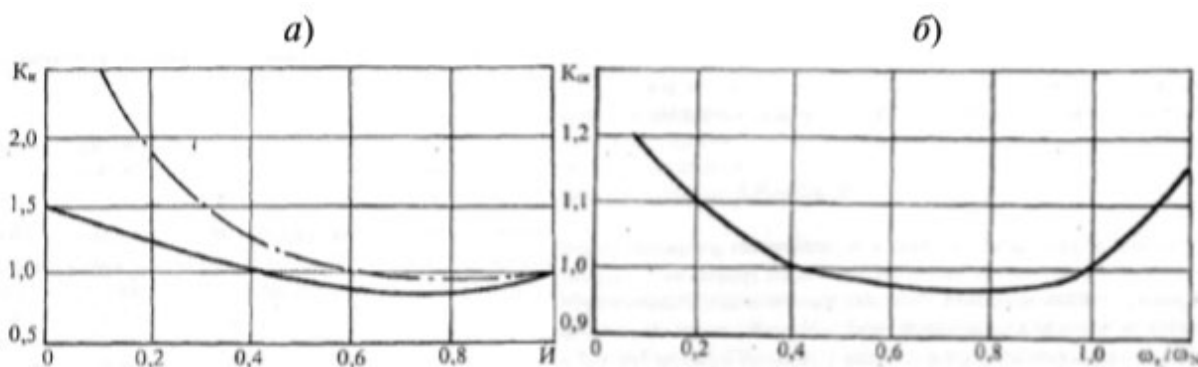
$g_{e\min} = 340 \frac{\text{г}}{\text{кВт}} \cdot \text{минимальный удельный эффективный расход топлива для бензиновых двигателей};$

$\rho_T = 0,73 \text{ кг/л}$ – плотность бензинового топлива;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

Коэффициенты $k_{\text{ск}}$ и $k_{\text{и}}$ определяем по графикам на рисунке 7, на котором приведены примерные значения $k_{\text{и}}$: штриховая линия характеризует изменение коэффициента для бензиновых двигателей, а сплошная – для дизелей. Кривая $k_{\text{ск}}$ относится к двигателям обоих типов.

Коэффициент $k_{\text{и}}$ определяем по значениям степени использования мощности двигателя I из таблицы 15, а $k_{\text{ск}}$ – по отношению угловых скоростей $\frac{\omega_e}{\omega_N}$ [9].



а) изменение коэффициента $k_{\text{и}}$; б) изменение коэффициента $k_{\text{ск}}$; штриховая линия кривой $k_{\text{и}}$ для бензиновых двигателей, сплошная для дизельных, кривая $k_{\text{ск}}$ для двигателей обоих типов.

Рисунок 7 – Графики к расчёту топливно-экономической характеристики

Рассчитаем путевой расход топлива для остальных значений и занесем полученные результаты в таблицу 16.

$$q_{\text{п}} = \frac{1,15 \cdot 1,65 \cdot 471,105 \cdot 340 \cdot 1,1}{36000 \cdot 0,73 \cdot 0,92} = 13,828 \frac{\text{л}}{100\text{км}}$$

Таблица 16 – Таблица топливно-экономической характеристики автомобиля Lada Priora

ω_e	V	И	$k_{и}$	$\frac{\omega_e}{\omega_N}$	$k_{ск}$	$q_{п}$
100	9,768	0,3042	1,65	0,1752	1,15	13,828
160	15,629	0,3259	1,55	0,2803	1,05	13,340
220	21,49	0,3679	1,45	0,3854	1,01	13,949
280	27,35	0,4309	1,25	0,4904	0,98	13,808
340	33,211	0,5175	1,15	0,5955	0,97	14,992
400	39,072	0,6329	1,0	0,7006	0,96	15,385
460	44,933	0,7863	0,95	0,8057	0,97	17,539
520	50,794	0,9924	1,0	0,9108	0,98	22,009
580	56,654	1,2774	1,1	1,0159	1,0	28,934
628	61,343	1,5934	1,25	1,1	1,06	39,328

Минимальный расход топлива у машины измеряют, когда она едет с полной загрузкой по ровной асфальтовой дороге с оптимальной скоростью. Этот показатель и считается самым экономичным.

$$q_{п} = 13,8 \frac{\text{л}}{100} \text{ км.}$$

По итогу расчета топливно-экономической характеристики автомобиля Lada Priora, получается, что расход топлива на 100 км пути равен 13,8 литров.

3. Конструкторская часть

3.1 Расчет неподрессоренных масс передней подвески

Для того, чтобы сконструировать подвеску, необходимо соблюдать соотношение поддрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля.

Поддрессоренная масса автомобиля – часть общей массы автомобиля, которая поддерживается подвеской. В поддрессоренную массу автомобиля входит кузов, рама, внутренние компоненты, пассажиров и груз. Это именно та масса, которая воздействует на подвеску и определяет ее характеристики.

Неподдрессоренная масса автомобиля – это масса, которая включает в себя массу колес, шин, элементов трансмиссии и тормозной системы, отделенных подвеской от рамы.

В данном разделе будет рассчитана неподрессоренная масса автомобиля Lada Priora.

$$M = m \cdot k \cdot n, \quad (33)$$

где M – неподрессоренная масса;

m – масса детали;

k – коэффициент неподрессоренной массы детали или узла;

n – количество деталей на ось.

Таблица 17 – Расчет неподрессоренной массы передней подвески

Наименование детали	Количество на ось	Масса, кг	Коэффициент неподрессоренной массы	Неподдрессоренная масса, кг
Шина 185/65 R14	2	7,6	1	15,2
Диск	2	8	1	16
Ниппель	2	0,012	1	0,024
Балансировочные грузы	4	0,03	1	0,12
Крепление колеса	8	0,048	1	0,384
Поворотный кулак	2	2,75	1	5,5

Продолжение таблицы 17

Ступичный подшипник	2	0,55	1	1,1
Ступица	2	1,37	1	2,74
Шарнир равных угловых скоростей (ШРУС)	2	2,3	1	4,6
Датчик ABS	2	0,066	0,5	0,066
Защитный кожух тормозного диска	2	0,252	1	0,504
Тормозной диск	2	4,6	1	9,2
Тормозной суппорт	2	3,44	1	6,88
Поперечина	1	7,55	1	7,55
Нижний рычаг	2	1,579	1	3,158
Растяжка нижнего рычага	2	1,523	0,5	1,523
Шаровой палец	2	0,406	0,5	0,406
Стабилизатор поперечной устойчивости	1	4	1	4
Телескопическая стойка	2	5,296	1	10,592
Пружина	2	2,2	0,5	2,2
Защитный кожух стойки	2	0,04	0,1	0,008
Неподдрессоренная масса передней подвески				91,755

Расчеты показали, что неподдрессоренная масса передней подвески автомобиля Lada Priora равна 91,76 килограмм, что является удовлетворительным результатом для переднеприводного автомобиля с типом подвески МакФерсон.

3.2 Расчет пружины подвески

Пружина в автомобиле — это упругий элемент подвески, который смягчает толчки и удары от езды по неровной дороге. Она сохраняет заданное положение кузова автомобиля, компенсирует неровности дороги и другие нагрузки. На ямах пружина разгибается и даёт колесу мягко проваливаться вниз, а на кочках, наоборот, сжимается и гасит удар.

Пружина работает в паре с амортизатором, обеспечивая управляемость автомобилем и относительный комфорт при езде по ухабистым дорогам. Чем

мягче пружины, тем больше энергии они могут поглотить при ударе колеса о кочку или при наезде на яму.

Пружины в автомобиле могут быть следующих видов:

Цилиндрические – это вид пружин, у которых расстояние от начала до конца по всей длине пружин одинаковое.

Конические – это спиральные пружины, которые на концах имеют разный диаметр.

Бочкообразные – это пружины сжатия, скрученные по спирали, но при этом средние витки шире, чем верхние и нижние.

Основные требования к пружине:

1. Геометрические размеры – форма, длина габаритные и присоединительные размеры должны соответствовать нагрузке и посадочному месту;
2. Жесткость пружины;
3. Прочность пружины и её долговечность;
4. Минимальный зазор между витками пружины при полном сжатии подвески;
5. Стойкость к коррозии;
6. Минимальный вес пружины.

Исходные данные для расчета пружины.

Полное число витков	$n_1 = 7$
Рабочее число витков	$n = 5,5$
Диаметр прутка	$d_{\text{пр}} = 12,2 \text{ мм}$
Внутренний диаметр пружины	$D_{\text{вн}} = 98,8 \text{ мм}$
Статическая нагрузка на пружину	$P_1 = 3481 \text{ Н}$
Модуль сдвига материала пружины	$G = 78500 \text{ Мпа}$
Длина пружины при конструктивной нагрузке	$L_1 = 203 \text{ мм}$
Длина пружины при полном сжатии подвески	$L_2 = 138,3 \text{ мм}$

Определение среднего диаметра пружины:

$$D_{\text{ср}} = D_{\text{вн}} + d_{\text{пр}}, \quad (34)$$

где $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр пружины;

$D_{\text{вн}}$ – внешний диаметр пружины;

$d_{\text{пр}}$ – диаметр прутка.

$$D_{\text{ср}} = 98,8 + 12,2 = 111 \text{ мм.}$$

Определение жесткости пружины:

$$C_{\text{пр}} = \frac{G \cdot d_{\text{пр}}^4}{8 \cdot n \cdot D_{\text{ср}}^3}, \quad (35)$$

где $C_{\text{пр}}$ – жесткость пружины;

G – модуль сдвига материала пружины. Для пружинной стали это значение равно $78,5 \text{ ГПа} = 78500 \text{ Па}$;

n – количество витков.

$$C_{\text{пр}} = \frac{78500 \cdot (12,2)^4}{8 \cdot 3,5 \cdot (111)^3} = 45,4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Определение статического прогиба пружины:

$$f_{\text{ст}} = \frac{P_1}{C_{\text{пр}}} \quad (36)$$

$$f_{\text{ст}} = \frac{3481}{45,4} = 76,67 \text{ мм.}$$

Определение длины пружины в свободном состоянии:

$$L_0 = L_1 + f_{\text{ст}} \quad (37)$$

$$L_0 = 203 + 76,67 = 279,67 \text{ мм.}$$

Далее определим длину пружины, которую сжали до момента соприкосновения витков:

$$L_3 = (n_1 + 1) \cdot d_{\text{пр}} + (n_1 + 1) \cdot K_1 + d_{\text{пр}} \cdot K_2, \quad (38)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий толщину покрытия и допуск на диаметр прутка;

K_2 – коэффициент, учитывающий допуск на длину концевых витков.

Принимаем $K_1 = K_2 = 0,05$ и рассчитываем полностью сжатую пружину:

$$L_3 = (7 + 1) \cdot 12,2 + (7 + 1) \cdot 0,05 + 12,2 \cdot 0,05 = 98,61 \text{ мм.}$$

У пружины есть еще один немало важный параметр – межвитковый зазор. При полном сжатии подвеске он не должен быть меньше 3 мм.

Межвитковый зазор определяется по следующей формуле:

$$\delta = \frac{L_2 - L_3}{n} \quad (39)$$

$$\delta = \frac{138,3 - 98,61}{5,5} = 7,22 \text{ мм.}$$

Зазор между витками составляет 7,22 мм, что удовлетворяет условию $\delta \geq 3 \text{ мм.}$

Рассчитаем нагрузку пружины при полном динамическом ходе:

$$P_2 = (L_0 - L_2) \cdot C_{\text{пр}} \quad (40)$$

$$P_2 = (279,67 - 138,3) \cdot 45,4 = 6418 \text{ Н.}$$

Рассчитаем нагрузку пружины, сжатой до соприкосновения витков:

$$P_3 = (L_0 - L_3) \cdot C_{\text{пр}} \quad (41)$$

$$P_3 = (279,67 - 98,61) \cdot 45,4 = 8220 \text{ Н}$$

Определим по формулам напряжения сдвига на внутренней поверхности витка пружины:

$$\tau_1 = \frac{8 \cdot k \cdot D_{\text{ср}}}{\pi \cdot d_{\text{пр}}^3} \cdot P_1, \quad (42)$$

$$\tau_2 = \frac{8 \cdot k \cdot D_{\text{ср}}}{\pi \cdot d_{\text{пр}}^3} \cdot P_2, \quad (43)$$

$$\tau_3 = \frac{8 \cdot k \cdot D_{\text{ср}}}{\pi \cdot d_{\text{пр}}^3} \cdot P_3, \quad (44)$$

где k – коэффициент формы пружины, который учитывает концентрацию напряжений на внутренней поверхности витка от кривизны прутка и действия поперечной силы. Этот коэффициент определяется в зависимости от W по формуле:

$$k = \frac{W + 0,5}{W - 0,75} \quad (45)$$

Соответственно W мы рассчитываем по формуле:

$$W = \frac{D_{\text{ср}}}{d_{\text{пр}}} \quad (46)$$

$$W = \frac{111}{12,2} = 9,1$$

$$k = \frac{9,1 + 0,5}{9,1 - 0,75} = 1,15$$

Исходя из формулы 44 и 45 мы произведем расчет напряжений сдвига на внутренней поверхности витка пружины:

$$\tau_1 = \frac{8 \cdot 1,15 \cdot 111}{3,14 \cdot 12,2^3} \cdot 3481 = 701 \text{ мПа}$$

$$\tau_2 = \frac{8 \cdot 1,15 \cdot 111}{3,14 \cdot 12,2^3} \cdot 6418 = 1149 \text{ мПа}$$

$$\tau_3 = \frac{8 \cdot 1,15 \cdot 111}{3,14 \cdot 12,2^3} \cdot 8220 = 1471 \text{ мПа}$$

Для технологии горячей навивки пружин максимальное расчетное напряжение – 900 мПа, а для холодной навивки – 1200 мПа. Исходя из этого следует, что расчетный вариант пружин следует делать методом холодной навивки.

После того, как мы рассчитали все параметры пружины, рассчитаем технологические параметры, которые внесем в чертеж.

Расчет податливости пружины:

$$S = \frac{1}{C_{\text{пр}}} \quad (47)$$

$$S = \frac{1}{45,4} = 0,022.$$

Расчет длины прутка:

$$l_{\text{пр}} = \sqrt{(n \cdot \pi \cdot D_{\text{ср}})^2 + l_0^2 + (n_1 - n) \cdot D_{\text{ср}} \cdot \pi} \quad (48)$$

$$l_{\text{пр}} = \sqrt{(5,5 \cdot 3,14 \cdot 111)^2 + 279,67^2 + (7 - 5,5) \cdot 111 \cdot 3,14} = 1937,4 \text{ мм} = \\ = 1,94 \text{ м.}$$

Определение массы пружины:

$$m = \frac{\pi \cdot d_{\text{пр}}^2}{4} l_{\text{пр}} \cdot \rho, \quad (49)$$

где ρ – плотность применяемой стали.

$$m = \frac{3,14 \cdot 0,0122^2}{4} 1,94 \cdot 7850 = 1,78 \text{ кг.}$$

Исходя из расчетов мы выяснили, что масса проектируемой пружины для автомобиля Lada Priora составила 1,78 кг.

3.3 Конструирование и расчет ступичного подшипника

Все формулы для расчёта ступичного подшипника были взяты с источника [8].

Ступичные подшипники подразделяются на 4 класса, которые можно встретить в конструкции ходовой части автомобиля.

Нулевое поколение – это однорядные шариковые или же конические роликовые подшипники. Такие подшипники изготавливались таким образом, чтобы их можно было обслуживать, а именно их необходимо смазывать и регулировать. Такие подшипники ставились на автомобилях BMW 3, 5, 6, 7 и M5 сериях в 1970-1980 гг. Сейчас же они используются на автомобилях повышенной проходимости и на грузовых. Пример подшипников нулевого поколения показаны на рисунке 7.



Рисунок 8 – Ступичный подшипник нулевого поколения

Первое поколение – это подшипники, которые представляют собой отрегулированный узел, который состоит из двухрядного радиально-упорного

шарикового или роликового конического подшипника. В отличие от нулевого поколения подшипники первого поколения обеспечивают простоту регулирования преднатяга без использования дополнительных деталей и не требует сложной установки. Такие подшипники ставились в такие автомобили как Volkswagen Touareg, Honda Civic, Renault Laguna, Renault Clio, Audi A2 и другие. Подшипник первого поколения показан на рисунке 8.



Рисунок 8 – Ступичный подшипник первого поколения

Второе поколение ступичных подшипников имеют на внешнем кольце фланец с отверстиями под болты для крепления к тормозному диску или ступице, а также обеспечивают лучшее центрирование при установке и уменьшают габариты ступичных узлов. Пример подшипника второго поколения показан на рисунке 9.



Рисунок 9 – Ступичный подшипник второго поколения

Третье поколение ступичных подшипников отличается только тем, что имеет крепление одновременно к тормозному диску и ступице, а также обладает повышенной жесткостью. Ступичные подшипники третьего поколения устанавливаются на автомобили Alfa Romeo Giulia, Fiat 500X, Jeep Renegade и показан такой подшипник на рисунке 10.

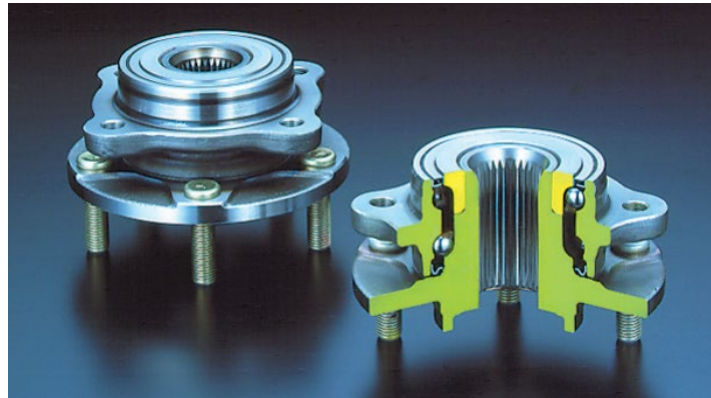


Рисунок 10 – Ступичный подшипник третьего поколения

Основные требования к ступичным подшипникам:

- Прочность и твердость колец;
- Наличие уплотнения;
- Наличие сепаратора;
- Наличие смазки;
- Выдерживание разнонаправленных нагрузок.

Расчет ресурса ступичного подшипника, как и любого другого, основан на анализе контактных напряжений, действующих на шарик и исходя из этого рассчитаем максимальный ресурс ступичного подшипника третьего поколения.

Исходные данные для расчета максимального ресурса ступичного подшипника:

Диаметр шарика $D_w = 10,3$ мм

Диаметр окружности центров шариков подшипника $D_{pw} = 68$ мм

Расстояние между рядами шариков подшипника $L_p = 22,5$ мм

Угол контакта $\alpha = 32^\circ$

Количество шариков в одном ряду $N_w = 14$

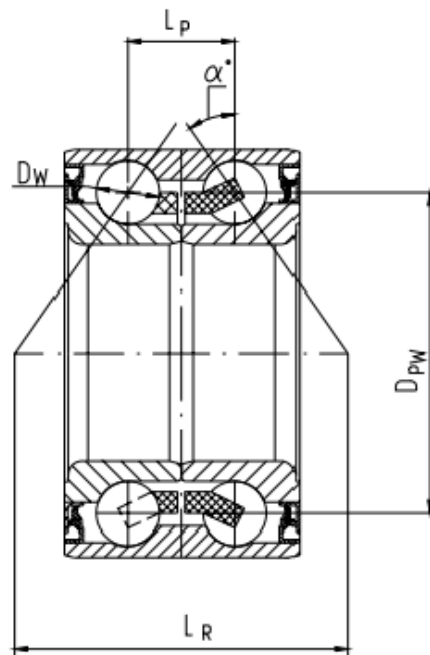


Рисунок 11 – Геометрические параметры подшипника

Рассчитаем опорную базу подшипника:

$$L_r = L_p + D_{pw} \cdot \tan \alpha \quad (50)$$

$$L_r = 22,5 + 68 \cdot 0,625 = 76 \text{ мм.}$$

В случае если в документации на подшипник не приводится значение его статической грузоподъемности, ее можно определить по формуле:

$$C_0 = 12,3 \cdot i \cdot N_w \cdot D_w^2 \cdot \cos \alpha, \quad (51)$$

где $i = 2$ – число рядов шариков подшипника.

$$C_0 = 12,3 \cdot 2 \cdot 14 \cdot 10,3^2 \cdot 0,848 = 30984 \text{ Н}$$

В случае если в документации на подшипник не приводится значение его динамической грузоподъемности, ее можно определить по формуле:

$$C_D = f_c \cdot (2 \cos \alpha)^{0,7} \cdot N_w^{2/3} \cdot D_w^{1,8}, \quad (52)$$

где f_c – коэффициент, который зависит от геометрии деталей подшипника, материала и точности их изготовления.

Числовые значения коэффициента f_c в зависимости от соотношения $D_w \cos \alpha / D_{pw}$ приведены в таблице 18. Для промежуточных значений соотношения коэффициент f_c может быть определен с использованием линейной интерполяции.

Таблица 18 – Числовые значения коэффициента f_c

$D_w \cos \alpha / D_{pw}$	Коэффициент f_c
0,05	46,7
0,06	49,1
0,07	51,1
0,08	52,8
0,09	54,3
0,10	55,5
0,12	57,5
0,14	58,8
0,16	59,6
0,18	59,9
0,20	59,9

Коэффициент рассчитываемого ступичного подшипника равен $f_c = 58,02$.

$$C_D = 58,02 \cdot (2 \cdot 0,848)^{0,7} \cdot 14^{\frac{2}{3}} \cdot 10,3^{1,8} = 32461 \text{ Н.}$$

Для одного ряда подшипника:

$$C_{D1} = f_c \cdot (\cos \alpha)^{0,7} \cdot N_w^{2/3} \cdot D_w^{1,8} \quad (53)$$

$$C_{D1} = 58,02 \cdot 0,848 \cdot 14^{\frac{2}{3}} \cdot 10,3^{1,8} = 19018 \text{ Н.}$$

Расчетный 90-процентный ресурс подшипника LS90, выраженный в километрах пробега автомобиля, определяется для наиболее нагруженного ряда шариков подшипника по формуле:

$$L_{S90} = \left(\frac{C_{D1}}{R \cdot K_\sigma} \right)^3 \cdot 2000 \cdot \pi \cdot r_k, \quad (54)$$

где K_σ – коэффициент безопасности (в данном расчете следует принимать $K_\sigma = 1,6$);

R – нагрузка на колесо, Н;

r_k – радиус колеса, м;

C_{D1} – динамическая грузоподъемность одного ряда шариков подшипника.

$$L_{S90} = \left(\frac{19018}{2918 \cdot 1,6} \right)^3 \cdot 2000 \cdot 3,14 \cdot 0,256 = 108662 \text{ км.}$$

Исходя из расчетов мы получили расчетный ресурс подшипника и он составил почти 109 тысяч километров. Так как средний ресурс ступичного

подшипника третьего поколения составляет примерно 100 тысяч километров, то данный результат можно считать удовлетворительным.

3.4 Расчет прочности правого вала привода

Исходные данные:

Длина вала $l = 0,707$ м
Внешний диаметр $D = 0,04$ м
Толщина стенки $t = 0,005$ м
Внутренний диаметр $d = 0,03$ м
Материал сталь 40Х
Пиковый крутящий момент $M = 350$ Н*м
Модуль сдвига стали $G = 79 \cdot 10^9$ Па

3.4.1 Расчет полярного момента сопротивления сечения

Рассчитаем полярный момент сопротивления сечения для полого вала:

$$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{\frac{D}{2}}, \quad (55)$$

где $\pi = 3,14$ – постоянная.

$$W_p = \frac{3,14}{16} \cdot \frac{0,04^4 - 0,03^4}{\frac{0,04}{2}} = 0,19625 \cdot 87,5 \cdot 10^{-6} = 1,718 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Расчет полярного момента сопротивления сечения для полого вала показал, что его значение равно $1,718 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

3.4.2 Расчет максимального касательного напряжения

Рассчитаем максимальное касательное напряжение по следующей формуле:

$$\tau_{max} = \frac{M}{W_p} \quad (56)$$

$$\tau_{max} = \frac{350}{1,718 \cdot 10^{-6}} = 203.700.000 \text{ Па} = 203,7 \text{ МПа.}$$

Расчет максимального касательного напряжения показал, что его значение равно 203,7МПа.

3.4.3 Расчет угла закручивания

Произведем расчет угла закручивания:

$$\varphi = \frac{M \cdot l}{G \cdot I_p}, \quad (57)$$

где I_p – полярный момент инерции.

Для дальнейшего расчета необходимо знать полярный момент инерции, найдем его по следующей формуле:

$$I_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) \quad (58)$$

$$I_p = \frac{3,14}{32} \cdot 1,75 \cdot 10^{-7} = 1,72 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

$$\varphi = \frac{350 \cdot 0,707}{79 \cdot 10^9 \cdot 1,72 \cdot 10^{-8}} = \frac{247,45}{1358,8} = 0,182 \text{ рад} = 10,4^\circ$$

Исходя из расчетов, можно сделать вывод, что такой вал испытывает максимальное касательное напряжение 204МПа, при этом допускаемое напряжение для стали 40Х при кручении обычно составляет порядка 300-400

МПа с учетом запаса прочности. Следовательно, вал выдержит заданную нагрузку с достаточным запасом прочности.

3.5 Расчет прочности левого вала привода

Исходные данные:

Длина вала $l = 0,27$ м

Диаметр вала $d = 0,03$ м

Материал сталь 40Х

Пиковый крутящий момент $M = 350$ Н*м

Модуль сдвига стали $G = 79 \cdot 10^9$ Па

3.5.1 Расчет полярного момента сопротивления сечения

Рассчитаем момент сопротивления сечения для сплошного круглого вала:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad (59)$$

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 0,027^3}{16} = 3,86 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Расчет полярного момента сопротивления сечения для сплошного круглого вала показал, что его значение равно $3,86 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

3.5.2 Расчет максимального касательного напряжения при кручении

Рассчитаем максимальное касательное напряжение по формуле:

$$\tau_{max} = \frac{M}{W_p}$$

$$\tau_{max} = \frac{350}{3,86 \cdot 10^{-6}} = 90,7 \cdot 10^6 \text{Па} = 90,7 \text{ МПа}$$

Расчет максимального касательного напряжения при кручении показал, что его значение равно 90,7 МПа.

3.5.3 Расчет угла закручивания

Рассчитаем угол закручивания по следующей формуле:

$$\varphi = \frac{M \cdot l}{G \cdot I_p}$$

Найдем полярный момент инерции сечения:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (60)$$

$$I_p = \frac{3,14 \cdot 0,027^4}{32} = 5,21 \cdot 10^{-8} \text{м}^4.$$

$$\varphi = \frac{350 \cdot 0,445}{79 \cdot 10^9 \cdot 5,21 \cdot 10^{-8}} = \frac{155,75}{4115,9} = 0,0379 \text{ рад} = 2,17^\circ$$

Исходя из выполненных расчетов, можно сделать вывод, что вал выдержит крутящий момент 350 Н*м, так как его максимальное касательное напряжение 90,7 МПа, что значительно ниже допустимого для стали 40Х – 150 МПа.

4 Технологическая часть

4.1 Анализ конструкции штатной передней подвески легкового автомобиля Lada Priora

Штатная передняя подвеска Lada Priora построена по классической схеме McPherson, включающей амортизационную стойку, нижний рычаг с шаровой опорой, поворотный кулак, ступичный подшипник и стабилизатор поперечной устойчивости. Основными недостатками данной конструкции являются ограниченная жесткость рычагов, склонность к деформациям при повышенных нагрузках, а также сравнительно небольшой ресурс ступичного подшипника, рассчитанного на стандартные условия эксплуатации. Поворотный кулак штатной подвески имеет консервативную форму, не оптимизированную под динамичное вождение или использование более широких колес. Эти факторы обуславливают необходимость модернизации ключевых элементов для повышения надежности и улучшения управляемости.

Анализ эксплуатационных характеристик штатной подвески показал, что наибольшие нагрузки приходятся на нижние рычаги и ступичные узлы. Существующая форма рычагов не обеспечивает оптимального распределения усилий, что приводит к их деформации при длительной езде по плохим дорогам. Ступичный подшипник стандартного типа (обычно однорядный) имеет ограниченный запас прочности и подвержен преждевременному износу в условиях агрессивного вождения. Поворотный кулак, выполненный из чугуна, обладает избыточной массой и не способствует улучшению развесовки передней оси. Для решения этих проблем предлагается изменение геометрии рычагов с увеличением жесткости на кручение, замена ступичного подшипника на двухрядный роликовый (например, типа HRB или SKF), а также переработка конструкции поворотного кулака с использованием облегченных высокопрочных сплавов.

Внедрение изменений в конструкцию передней подвески Lada Priora позволит повысить ее надежность и эксплуатационные характеристики. Усиленные рычаги с оптимизированной геометрией уменьшат риск деформации при ударных нагрузках, а двухрядный ступичный подшипник увеличит ресурс узла в 1,5–2 раза. Облегченный поворотный кулак улучшит развесовку передней оси, что положительно скажется на управляемости и снижении неподрессоренных масс. Дополнительным преимуществом модернизации станет возможность установки колес большего диаметра без риска контакта с элементами подвески. Комплекс этих изменений обеспечит более стабильное поведение автомобиля на высоких скоростях и в поворотах, а также повысит долговечность конструкции в условиях интенсивной эксплуатации.

4.2 Проектирование модифицированных деталей передней подвески

4.2.1 Модернизация рычагов

При проектировании модернизированных рычагов передней подвески Lada Priora основное внимание уделялось повышению их жесткости и долговечности. Была изменена геометрия рычагов с увеличением сечения силовых элементов и добавлением ребер жесткости, что позволило улучшить сопротивление изгибающим и крутящим нагрузкам. Для производства новых рычагов предлагается использовать низколегированную сталь 30ХГСА с последующей термообработкой, что обеспечит высокую прочность при сохранении приемлемой массы. Крепежные узлы были усилены, а места соединения с сайлентблоками переработаны для использования более долговечных полиуретановых втулок вместо стандартных резинометаллических.

4.2.2 Модернизация ступичного узла и поворотного кулака

Важным направлением модернизации стала замена штатного ступичного подшипника на более надежный двухрядный подшипник LS90

закрытого типа. Новый подшипник обладает повышенной грузоподъемностью и лучше противостоит ударным нагрузкам. Поворотный кулак был полностью перепроектирован с использованием методов компьютерного моделирования: изменена его геометрия при сохранении прочностных характеристик. Для изготовления предлагается использовать сталь 40Х.

4.3 Перечень сборочных работ передней подвески

«Перечень выполняется в виде таблицы, содержащей наименования сборочных работ в последовательности, диктуемой технологической схемой общей и узловой сборки, и данные по нормированию всех необходимых видов работ. Эти работы весьма разнообразны и их можно определять только при учете и анализе конкретных условий сборки: полнота и точность механической обработки деталей, поданных на сборку; принятые методы достижения точности замыкающих звеньев; принятые технологические способы выполнения соединений и др. По целевому назначению работы можно разделить на:

- механическую обработку, выполняемую в сборочном цехе;
- распаковку, расконсервирование;
- изготовление отдельных простых деталей;
- выполнение соединений деталей и узлов;
- работы, обусловленные методами пригонки и регулировки» [10].

«Сборочная единица (СЕ) – это изделие, составные части которого подлежат соединению между собой. Составными частями могут являться детали или отдельные узлы. Характерная особенность СЕ – возможность её сборки обособленно от других элементов изделия.

Деталь представляет собой первичный элемент изделия, характерным признаком которого является отсутствие в нём разъёмных и неразъёмных соединений.

Узел – составной элемент изделия, состоящий из двух и более деталей,

соединённых в одно целое. Характерные признаки узла – сохранность соединения при любой ориентации узла в пространстве и возможность его сборки независимо от других элементов изделия» [7].

Каждой детали необходимо назначать свой допуск и каждая из этих деталей должна соответствовать назначенному ей допуску, который в последующем будет позволять осуществить сборку этой детали с другими деталями в один цельный узел.

«Сущность метода полной взаимозаменяемости состоит в том, что все детали поступающие на сборку, должны быть изготовлены в пределах допусков и удовлетворять техническим условиям по шероховатости поверхности и геометрической форме. Сборка сводится к соединению сопрягаемых деталей без предварительного выбора, подбора и пригонки, при этом требуемая точность замыкающего звена достигается автоматически. Расчёт допусков составляющих звеньев при заданном допуске исходного (замыкающего) звена целесообразно выполнять в определённой последовательности.

При большом числе составляющих звеньев ($m > 4$) на все эти звенья цепи назначают экономически достижимые в данных производственных условиях допуски, соответствующие, как правило, одному качеству точности, а также предельные отклонения с учётом назначения детали в сборочной единице и принятых методов обработки» [12].

Таблица 19 – Перечень сборочных работ

№ п/п	Содержание работ	Время t, мин.
1. Установка рычага передней подвески		
1.	Проверить состояние рычага, сайлент-блоков, шаровой опоры и крепежных элементов	3
2.	Очистить посадочные места от грязи, пыли и коррозии	5

Продолжение таблицы 19

3.	Установить сайлент-блоки в рычаг с помощью оправки и гидравлического пресса	12
4.	Запрессовать шаровую опору в рычаг передней подвески	6
5.	Посадить рычаг в посадочное место, вставить болты крепления М12, насадить гайки и закрутить от руки	1,5
6.	Подвести шаровую опору к месту крепления на поворотном кулаке, вставить палец шаровой опоры в проушину поворотного кулака, надеть стопорную шайбу и закрутить гайку ключом на 19	2
7.	Окончательно затянуть все гайки	1,5
Итого:		31
Сборка поворотного кулака со ступицей		
1.	Очистить посадочные места поворотного кулака и ступицы от грязи, пыли и ржавчины с помощью WD-40, бензина или растворителя и щетки по металлу	5
2.	Запрессовать ступичный подшипник в поворотный кулак с помощью оправки для запрессовки и гидравлического пресса, после чего проверить плавность вращения	10
3.	Установить ступицу в поворотный кулак с помощью гидравлического пресса	7
4.	Сжать стопорное кольцо круглогубцами и поместить его в канавку поворотного кулака	0,5
5.	Надеть тормозной диск на ступицу, затем надеть тормозной суппорт и затянуть болты крепления ключом на 17	4
6.	Вставить ШРУС в ступицу и накрутить ступичную гайку на фланец ШРУСа	1,5
Итого:		28
Всего времени на сборочные работы:		59

5. Производственная и экологическая безопасность проекта

5.1 Обеспечение безопасности при проведении работ

Нарушение правил организации рабочего процесса может привести к травмам персонала, повреждению компонентов автомобиля или возникновению аварийных ситуаций. В данном разделе рассматриваются основные риски, связанные с проведением работ, а также меры их предотвращения, включая требования к оборудованию, средствам индивидуальной защиты и организации безопасного рабочего пространства.

Актуальность обеспечения безопасности при модернизации подвески обусловлена не только необходимостью защиты здоровья работников, но и требованиями нормативных документов, таких как ГОСТ, Трудовой кодекс РФ и отраслевые стандарты. Грамотное планирование технологических процессов, регулярный инструктаж персонала и контроль за соблюдением правил охраны труда позволяют минимизировать производственные риски и создать условия для эффективного и безаварийного выполнения работ.

5.1.1 Профессиональные риски при проведении работ по сборке передней подвески

Работы по сборке передней подвески автомобиля связаны с выполнением сложных механических операций, требующих высокой квалификации и соблюдения техники безопасности. Передняя подвеска – важнейший узел, обеспечивающий устойчивость, управляемость и безопасность движения, а также амортизацию ударных нагрузок. При сборке подвески персонал подвергается различным профессиональным рискам, которые необходимо анализировать и минимизировать.

Основные виды профессиональных рисков:

1. Механические травмы:

- при работе с тяжелыми деталями подвески существует риск травмирования рук, пальцев, спины из-за неправильного подъема и установки деталей,
- возможны порезы, ушибы и сдавливания при работе с инструментом и крепежом,
- использование пружинных сжатий без специальных приспособлений может привести к внезапному разжатию и травмам.

2. Опасность при работе с инструментом:

- применение молотков, ключей, гидравлических подъемников требует исправности инструмента и правильной техники работы,
- неправильное использование или неисправность инструмента может привести к травмам и авариям.

3. Падение деталей и инструментов:

- при работе на подъемниках существует риск падения деталей подвески или инструмента, что может привести к травмам ног и других частей тела,
- нестабильное крепление автомобиля на подъемнике увеличивает риск аварийных ситуаций.

4. Воздействие вибраций и шума:

- при работе с ударным инструментом и вибрационными механизмами возможно негативное воздействие на опорно-двигательный аппарат и слух работника.

5. Неблагоприятные условия труда:

- работа в неудобных позах, ограниченном пространстве, при недостаточном освещении повышает утомляемость и вероятность ошибок,
- возможны переохлаждения или перегревы в зависимости от условий рабочего места.

6. Химические и пылевые факторы:

- при очистке материалов и применении смазочных материалов возможно воздействие вредных веществ на кожу и дыхательные пути,
- пыль и мелкие частицы металла при шлифовке и зачистке могут вызвать раздражение глаз и дыхательных путей.

5.1.2 Анализ потенциальных опасностей при модернизации передней подвески

Модернизация передней подвески автомобиля Lada Priora связана с выполнением ряда технологических операций, которые могут представлять опасность для персонала. В первую очередь, это механические риски, возникающие при демонтаже и установке узлов подвески. Например, использование гидравлического пресса для запрессовки сайлентблоков или ступичных подшипников может привести к травмам при неправильном обращении с оборудованием. Также существует риск падения тяжелых компонентов (рычагов, пружин) при их снятии, особенно если автомобиль недостаточно надежно закреплен на подъемнике.

Еще одним источником опасности являются электрические инструменты (дрели, гайковерты, шлифмашины). При их использовании возможны поражение электрическим током из-за поврежденной изоляции, а также травмы от движущихся частей. Особую опасность представляет работа с пневмоинструментом, так как высокое давление воздуха может привести к разрыву шлангов или неконтролируемому выбросу крепежных элементов.

Химические факторы риска включают контакт с техническими жидкостями (тормозная жидкость, масла, растворители), которые могут вызвать раздражение кожи и слизистых оболочек. Кроме того, при сварке или резке металлических элементов возможно выделение вредных газов (озон, оксиды азота), что требует использования вытяжной вентиляции и респираторов.

Шум и вибрация также представляют угрозу для здоровья работников. Работа с ударными инструментами (молотки, пневмозубила) или испытание подвески на вибростенде могут привести к профессиональным заболеваниям

при длительном воздействии. Для минимизации этого риска необходимо ограничивать время непрерывной работы с вибрирующим оборудованием и применять противошумные наушники.

Наконец, эргономические риски связаны с неудобным положением тела при проведении работ (например, при демонтаже рычагов подвески в стесненных условиях). Это может привести к перенапряжению мышц, заболеваниям опорно-двигательного аппарата. Для предотвращения таких ситуаций важно правильно организовать рабочее пространство и использовать подъемные механизмы для тяжелых деталей.

Таким образом, при модернизации подвески необходимо учитывать комплекс опасностей и применять соответствующие меры защиты, включая инструктаж персонала, использование СИЗ и соблюдение технологических регламентов.

5.1.3 Требования к оборудованию и инструментам

«Все инструменты и оборудование должны регулярно проверяться на износ и повреждения для обеспечения безопасности при ремонте подвески. Использование правильного инструмента для каждой задачи не только защищает техника, но и предотвращает повреждение компонентов подвески. Средства индивидуальной защиты, такие как перчатки и защитные очки, должны всегда использоваться при работе с деталями подвески из-за риска внезапного высвобождения накопленной энергии, особенно при работе со сжатыми пружинами» [21].

Модернизация передней подвески Lada Priora требует использования специализированного оборудования и инструментов, соответствующих техническим и safety-стандартам. В первую очередь, для демонтажа и установки узлов подвески необходимо применение автомобильного подъемника или стапеля, обеспечивающего устойчивую фиксацию автомобиля. Подъемник должен иметь исправные гидравлические механизмы, страховочные упоры и соответствовать нагрузочной способности (не менее 2

тонн). Запрещается проводить работы только на домкратах без дополнительных опор – это может привести к падению автомобиля.

Для запрессовки или выпрессовки сайлентблоков и подшипников требуется гидравлический пресс с регулируемым усилием (5–20 тонн) и набором оправок. Использование кустарных методов (выбивание молотком) недопустимо из-за риска повреждения деталей и травм от разлетающихся осколков. При работе с резьбовыми соединениями (болты рычагов, стойки амортизаторов) применяются динамометрические ключи для соблюдения момента затяжки (по данным руководства Lada Priora), исключающие деформацию компонентов.

Для демонтажа пружин подвески обязательны стяжки пружин, предотвращающие неконтролируемое раскрытие. Электроинструменты (дрели, гайковерты) должны иметь защиту от перегрузок и заземление, а пневмоинструмент – исправные шланги и редукторы давления. Все оборудование должно проходить регулярную проверку на соответствие ПБ 10-573-03 (Правила безопасности для опасных производственных объектов). Дополнительно используются средства индивидуальной защиты: перчатки, очки, наушники.

Несоответствие инструментов или нарушение их эксплуатации ведет к браку в работе и повышает травмоопасность, поэтому контроль их состояния является обязательным этапом подготовки к модернизации.

5.1.4 Средства индивидуальной защиты для персонала

«Средства индивидуальной защиты (СИЗ) необходимы для всех техников, работающих с подвесными системами. К ним относятся защитные очки для защиты глаз от мусора и летящих частиц, перчатки для предотвращения порезов и контакта с химикатами, а также обувь с металлическим носком для защиты ног от падения тяжёлых предметов. При работе со сжатыми пружинами или компонентами под давлением может потребоваться дополнительная защита, такая как защитные щитки для лица и

средства защиты слуха, чтобы предотвратить травмы от внезапного высвобождения накопленной энергии.

Все инструменты и оборудование должны регулярно проверяться, чтобы убедиться в их исправности. Использование правильного инструмента для каждой задачи не только повышает эффективность, но и снижает риск несчастных случаев. Техники всегда должны следовать рекомендациям производителей по безопасности и протоколам безопасности на рабочем месте для поддержания безопасной рабочей среды» [17].

При выполнении работ по модернизации передней подвески Lada Priora использование средств индивидуальной защиты является обязательным условием для обеспечения безопасности персонала. Основной комплект СИЗ включает:

- защитные очки или прозрачный лицевой щиток – предотвращают попадание в глаза металлической стружки, абразивных частиц и технических жидкостей при сверлении, шлифовке или работе с тормозной системой;
- прочные рабочие перчатки (антивибрационные или механической защиты) – необходимы для безопасного обращения с металлическими деталями, исключая порезы и защемления пальцев;
- респиратор (класс FFP2 или выше) – применяется при сварочных работах, покраске или обработке деталей для защиты органов дыхания от вредных испарений и пыли;
- наушники или противошумные вкладыши – снижают воздействие шума при использовании ударных и пневматических инструментов;
- защитная обувь со стальным носком – предотвращает травмы стопы при падении тяжелых деталей.

«Общие требования к СИЗ:

- СИЗ не должны быть источником опасных и вредных производственных факторов;

- СИЗ не должны оказывать токсического или аллергического воздействия на организм работника; необходимо изготавливать их из материалов, разрешённых к применению Министерством здравоохранения и социального развития Российской Федерации;
- СИЗ должны отвечать требованиям технической эстетики и эргономики;
- СИЗ при стирке, химчистке и обеззараживании не должны изменять своих свойств;
- Оценка СИЗ должна осуществляться по защитным, физиологогигиеническим и эксплуатационным показателям;
- СИЗ (каждое) должно снабжаться инструкцией с указанием назначения, срока службы, правил эксплуатации и хранения» [11].

Все СИЗ должны соответствовать ГОСТ 12.4.011-89 и регулярно проверяться на целостность. Персонал обязан использовать средства защиты на всех этапах работ – от демонтажа старых узлов до испытаний обновленной подвески.

5.1.5 Организация рабочего места и меры по предотвращению травматизма

«Эффективное предотвращение травматизма требует комплексного подхода, который включает выявление опасностей, оценку рисков и внедрение мер контроля. Это включает устранение или замену опасностей, где это возможно, инженерные меры для изоляции работников от опасностей, административные меры, такие как безопасные рабочие процедуры и обучение, а также использование средств индивидуальной защиты как последней линии обороны. Регулярные аудиты безопасности и вовлечение сотрудников имеют решающее значение для обеспечения постоянной эффективности этих мер.

Программы безопасности, основанные на поведении, дополняют технические меры, устраняя небезопасные действия через наблюдение, обратную связь и положительное подкрепление. Эти программы помогают

создать культуру безопасности, в которой сотрудники активно участвуют в выявлении рисков и продвижении безопасных практик, тем самым снижая вероятность травм» [20].

Организация рабочего пространства для модернизации передней подвески Lada Priora требует строгого соблюдения норм и правил, направленных на обеспечение безопасности и эффективности работ.

Основные требования включают:

1. Площадь рабочей зоны:

- минимальная площадь на один рабочий пост должна составлять 15м^2 , что обеспечивает свободный доступ к автомобилю со всех сторон;
- зона должна быть четко обозначена и отделена от проходов и других рабочих мест.

2. Освещение:

- освещенность рабочей зоны должна быть не менее 300 люкс (согласно СНиП 23-05-95);
- дополнительные источники света (переносные лампы) должны использоваться при работе в труднодоступных местах.

3. Покрытие пола:

- пол должен быть ровным, выполненным из бетона с антискользящим покрытием;
- обязательно наличие дренажных систем для отвода технических жидкостей.

4. Разметка и зонирование:

- четкая разметка зон хранения инструментов, комплектующих и отходов;
- обозначение опасных зон (например, места работы с прессом или сварочным оборудованием).

5. Противопожарная безопасность:

- наличие противопожарного щита с огнетушителем ОУ-5 и ящика с песком;
- свободный доступ к средствам пожаротушения и аварийным выходам.

Соблюдение этих требований минимизирует риски травматизма и создает оптимальные условия для выполнения работ.

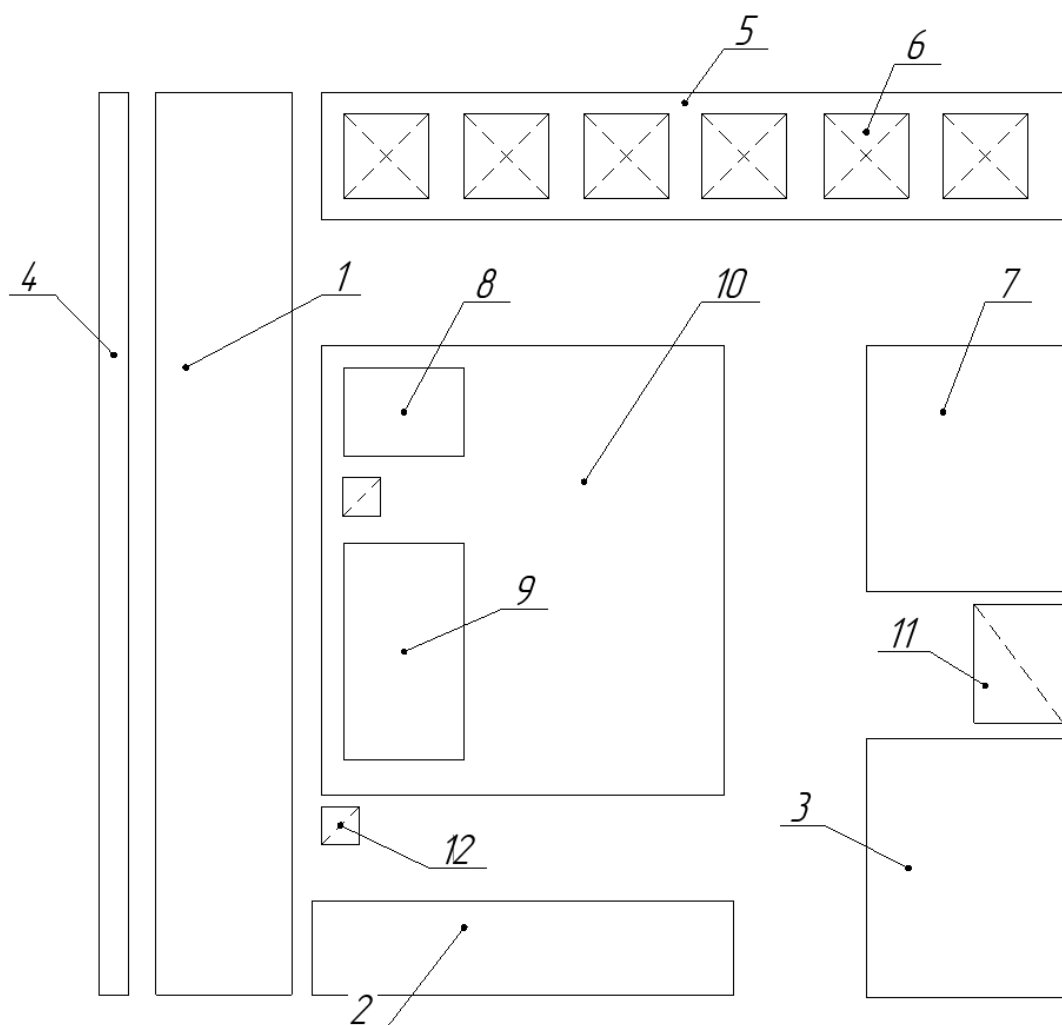
«Пожарная безопасность – состояние объекта, при котором с установленной вероятностью исключаются возможность возникновения и развития пожара и воздействия на людей опасных факторов пожара, а также обеспечивается защита материальных ценностей.

Система предотвращения пожара – комплекс организационных мероприятий и технических средств, направленных на исключение условий возникновения пожара.

Система противопожарной защиты – совокупность организационных мероприятий и технических средств, направленных на предотвращение воздействия на людей опасных факторов пожара и ограничение материального ущерба от него» [5].

5.1.6 Описание рабочего места

Для оборудования рабочего места необходимо понимать, что зоны, которые взаимодействуют чаще всего между собой должны располагаться на небольшом расстоянии. В зоне сборки необходимо наличие огнетушителей, так как здесь может произойти поломка рабочего оборудования, таких как гидравлический пресс, что может привести к дальнейшему его возгоранию. Зона приёма и хранения деталей должна оборудоваться надлежащим количеством контейнеров и стеллажей под каждую деталь. Зона контроля качества предназначена для проверки принятых деталей на их пригодность. Также для безопасности работников необходимо обеспечить их средствами индивидуальной защиты и при несчастном случае должен быть шкаф с аптечкой для оказания первой помощи. Все зоны и их расположение представлено на рисунке 12.



1 – конвейер; 2 – зона бракованных деталей; 3 – зона контроля качества; 4 – ограждение от транспортной дорожки; 5 – зона приема и хранения деталей; 6 – стеллажи; 7 – зона хранения инструментов; 8 – гидравлический пресс; 9 – сборочный стол; 10 – зона сборки узла; 11 – шкаф с СИЗ и аптечкой; 12 – огнетушитель.

Рисунок 12 – Схема рабочего участка

На рисунке 12 представлено возможное размещение рабочих зон, конвейера а также необходимого оборудования для сборки поворотной части передней подвески легкового автомобиля, который рассматривается в данном дипломном проекте.

6. Экономическая эффективность проекта

Экономическая эффективность является основополагающей составляющей любого проекта, разработки, исследования, потому что без бюджета невозможно произвести что-либо. А для того, чтобы получить финансирование на проект необходимо сделать такой проект, который будет окупать вложенные в него затраты.

Затраты на изготовление модернизированной подвески автомобиля определяются по формуле:

$$C_{\text{кон}} = C_{\text{к.д.}} + C_{\text{о.д.}} + C_{\text{п.д.}} + C_{\text{сб.н.}} + C_{\text{о.н.}}, \quad (61)$$

где $C_{\text{к.д.}}$ – стоимость изготовления корпусных деталей, р.;

$C_{\text{о.д.}}$ – затраты на изготовление оригинальных деталей, р.;

$C_{\text{п.д.}}$ – цена покупных деталей, изделий, агрегатов, р.;

$C_{\text{сб.н.}}$ – полная заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке, р.;

$C_{\text{о.н.}}$ – общепроизводственные накладные расходы на изготовление конструкции, р.

6.1 Расчёт заработной платы работников

Заработную плату рассчитываем по формуле:

$$C_{\text{пр}} = t \cdot C_{\text{ч}} \cdot k_t, \quad (62)$$

где t – средняя трудоёмкость на изготовление оригинальных деталей (поворотный кулак 3 чел.-ч; вал привода правый 2,1 чел.-ч; вал привода левый 2,2 чел.-ч; нижний рычаг 1,7 чел.-ч);

$C_{\text{ч}}$ – часовая ставка рабочих, отчисляемая по среднему разряду, р./ч;

k_t – коэфф-т, учитывающий доплаты к основной зарплате $k_t = 1,03$.

«Тарифная ставка – размер оплаты труда за единицу времени. Для рабочих она устанавливается в виде оплаты труда первого разряда в единицу времени. Тарифная ставка связана с минимальным размером оплаты труда (МРОТ), устанавливается правительством и индексируется в соответствии с инфляцией» [16].

По состоянию на 2025 год МРОТ (минимальный размер оплаты труда) в Самарской области равен 22440 рублей.

Принимаем тарифную ставку из учета МРОТ для первого разряда:
 $\frac{22440}{7 \cdot 21} = 152,65 \frac{\text{р.}}{\text{ч}}$. Для остальных разрядов с учётом тарифной сетки: I – 1,0; II – 1,12; III – 1,26; IV – 1,42; V – 1,60; VI – 1,80.

Дальнейшие расчёты ведём по IV разряду: $152,65 \cdot 1,42 = 216,76 \frac{\text{р.}}{\text{ч}}$.

$$C_{\text{пр}} = 9 \cdot 216,76 \cdot 1,03 = 2009,37 \text{ р.}$$

«Доплаты к тарифному фонду заработной платы включают в себя оплату за выполненную работу, не предусмотренную тарифно-квалификационным справочником (за работу в ночное время, за обучение учеников, за руководство бригадой, за вредность условий работы и так далее)» [16].

Дополнительная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$C_{\text{д}} = (5 \dots 12) \cdot \frac{C_{\text{пр}}}{100}, \quad (63)$$

где (5 ... 12) – диапазон процентов, который может быть установлен договором, нормативом или рыночными условиями.

$$C_{\text{д}} = 9 \cdot \frac{2009,37}{100} = 180,84 \text{ р.}$$

Страховые взносы в фонды на зарплату определяем по формуле:

$$C_{\text{соц}} = 30 \cdot \frac{C_{\text{пр}} + C_{\text{д}}}{100}, \quad (64)$$

$$C_{\text{соц}} = 30 \cdot \frac{2009,37 + 180,84}{100} = 657,06 \text{ р.}$$

Общая заработная плата за изготовление деталей получается:

$$C_{\Sigma \text{ пр}} = 2009,37 + 180,84 + 657,06 = 2847,27 \text{ р.}$$

Полная заработная плата производственных рабочих на сборке определяется по формуле:

$$C_{\text{сб.п.}} = C_{\text{сб}} + C_{\text{д}} + C_{\text{соц.}}, \quad (65)$$

где $C_{\text{сб}}$ – основная заработная плата рабочих, р.;

$$C_{\text{сб}} = T_{\text{сб}} \cdot C_{\text{д.сб.}} \cdot k_t, \quad (66)$$

где $T_{\text{сб}}$ – нормативная трудоёмкость на сборку конструкции, чел.-ч;

$$T_{\text{сб}} = k_c \cdot \sum t_{\text{сб}}, \quad (67)$$

где $t_{\text{сб}}$ – трудоёмкость сборки составных частей, чел.-ч;

k_c – коэффициент, учитывающий непредусмотренные работы (1,1 ... 1,5).

По справочным данным принимаем $t_{\text{сб}} = 9$ чел. –ч.

$$T_{\text{сб}} = 1,2 \cdot 9 = 10,8 \text{ чел. –ч,}$$

$$C_{\text{сб}} = 10,8 \cdot 216,76 \cdot 1,03 = 2411,24 \text{ р.,}$$

$$C_{\text{сб.п.}} = 2411,24 + 180,84 + 657,06 = 3249,14 \text{ р.}$$

Таким образом, был произведён расчёт видов заработной платы сотрудников и составляющих её элементов, в конечном итоге давшим полную заработную плату производственных рабочих на сборке.

6.2 Расчёт себестоимости проектной конструкции

Стоимость изготовления корпусных деталей рассчитывается по формуле:

$$C_{к.д.} = Q_k \cdot C_k, \quad (68)$$

где Q_k – масса материала на изготовление корпусных деталей, кг;

C_k – средняя стоимость 1 кг готовых деталей (принимая $C_k = 95,0 \frac{p.}{кг}$).

$$C_{к.д.} = 8,1 \cdot 95,0 = 769,5 \text{ р.}$$

Затраты на изготовление оригинальных деталей определяем по формуле:

$$C_{о.д.} = C_{прн} + C_m, \quad (63)$$

где $C_{прн}$ – заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовление оригинальных деталей, с учётом доп. зарплаты и отчислений, р.;

C_m – стоимость материала заготовок для оригинальных деталей, р.

$$C_m = Ц \cdot Q_3, \quad (69)$$

где $Ц$ – цена 1 кг материала заготовок, $\frac{p.}{кг}$;

Q_3 – масса заготовки, кг.

$$C_m = 95 \cdot 8,1 = 769,5 \text{ р.,}$$

$$C_{о.д.} = 3249,14 + 769,5 = 4018,64 \text{ р.}$$

Общепроизводственные накладные расходы определяем по формуле:

$$C_{\text{он}} = \frac{C'_{\text{пр}} \cdot R_{\text{оп}}}{100}, \quad (70)$$

где $C'_{\text{пр}}$ - основная заработная плата производственных рабочих, р.;

$R_{\text{оп}}$ – процент общепроизводственных накладных расходов, %.

$$C'_{\text{пр}} = C_{\Sigma \text{ пр}} + C_{\text{сб}}, \quad (71)$$

$$C'_{\text{пр}} = 2847,27 + 2411,24 = 5258,51 \text{ р.},$$

$$C_{\text{он}} = \frac{5258,51 \cdot 15}{100} = 788,78 \text{ р.}$$

Подсчитаем необходимые затраты на материалы в таблице 20.

Таблица 20 – Затраты по статье «Материалы» на конструкторскую разработку изделия

Наименование	Стоимость, р.
Поворотный кулак	3500
Нижний рычаг в сборе	1500
Вал привода правый	1700
Вал привода левый	1400
Ступичный подшипник	800
Ступица	2070
Гайка ступицы	100
Шаровая опора	780
Болт крепления шаровой опоры (2 шт.)	35
Шайба крепления шаровой опоры (2 шт.)	5
Гайка крепления нижнего рычага	370
Итого	12300

Таким образом, была получена сводная таблица с рассчитанными ценами на необходимые материалы.

6.3 Экономическая оценка

Подсчитаем необходимые затраты на изготовление передний подвески и представим их в таблицу 21.

Таблица 21 – Затраты на изготовление переднего поворотного механизма

Наименование	Стоимость, р.
Изготовление корпусных деталей	769,5
Изготовление оригинальных деталей	4018,64
Общая заработная плата на сборку	3249,14
Общепроизводственные накладные расходы	788,78
Материалы для изделия	12300
Итого	21126,06

Годовая экономия от снижения себестоимости при внедрении конструкции составит:

$$\mathcal{E}_r = C_{\text{пр}} - C_{\text{кон}}, \quad (72)$$

где $C_{\text{пр}}$ – стоимость прототипа, р.

$$\mathcal{E}_r = 28500 - 21126,06 = 7373,94 \text{ р.}$$

Срок окупаемости определяем по формуле:

$$O_{\text{ок}} = \frac{C_{\text{кон}}}{\mathcal{E}_r}, \quad (73)$$

$$O_{\text{ок}} = \frac{21126,06}{7373,94} \approx 3,0 \text{ года}$$

Годовой экономический эффект определяем по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{эф}} = \mathcal{E}_{\text{г}} - 0,15 \cdot C_{\text{кон}}, \quad (74)$$

$$\mathcal{E}_{\text{эф}} = 7373,94 - 0,15 \cdot 21126,06 = 4205 \text{ р.}$$

В заключение необходимо отметить, что данный проект модернизации подвески автомобиля является экономически эффективным, соответствует стандартам окупаемости, что подтверждают собой проведённые ранее расчёты в данном разделе проекта.

Заключение

В данном дипломном проекте было произведено изучение состояния вопроса передней подвески легкового автомобиля Lada Priora в котором были рассмотрены: назначение подвески и её конструкция; классификация подвесок; описание модернизации передней подвески.

Увеличение колеи способствует улучшению устойчивости автомобиля при прохождении поворотов за счёт уменьшения перераспределения веса между колёсами и повышения сопротивляемости боковым нагрузкам. Это положительно сказывается на безопасности движения, особенно при маневрировании на высоких скоростях и в экстремальных условиях эксплуатации. Однако вместе с этим возрастает нагрузка на элементы подвески и рулевого управления, такие как ступичные подшипники, шаровые опоры и рулевые наконечники, что требует применения более прочных комплектующих и регулярного контроля их состояния.

В результате изучения состояния вопроса передней подвески автомобиля Lada Priora была выбрана модернизация поворотного механизма путём увеличения её колеи на 80мм, а именно изменение геометрии её частей.

В ходе разработки нового поворотного механизма были изменены:

- нижние рычаги – удлинены и усилены;
- поворотный кулак – переработан с учётом новой геометрии;
- приводные валы – удлинены и увеличены в диаметре.

В дальнейшем был произведён тягово-динамический расчёт, на основе которых было составлено 11 графиков, представленных в графической части на чертеже формата А1.

В конструкторской части были произведены следующие расчёты:

- расчёт неподрессоренных масс передней подвески;
- расчёт пружины подвески;
- конструирование и расчёт ступичного подшипника;
- расчёт прочности правого вала привода;

– расчёт прочности левого вала привода.

В технологической части был произведён анализ конструкции штатной передней подвески легкового автомобиля Lada Priora и какие в неё входят элементы подвески. Также была рассмотрена замена со стандартного двухрядного шарикового подшипника на двухрядный роликовый LS90, тем самым увеличив ресурс и усилив ступичный узел. Далее был рассмотрен перечень сборочных работ поворотного механизма передней подвески.

В результате изучения производственной и экологической безопасности проекта была отмечена важность использования средств индивидуальной защиты, установка пожарных щитов, ящиков с песком и огнетушителей для предотвращения аварийных ситуаций, которые могут привести к необратимым последствиям.

В результате проведённой экономической эффективности проекта мною было установлено, что стоимость изготовления модернизированного поворотного механизма передней подвески будет составлять 21126,06 рублей, а срок его окупаемости составляет 2,8 лет, что подтверждает экономическую целесообразность данного проекта.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Автомобиль: Основы конструкции: Учебник для Д22 вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»/Н. Н. Вишняков, В. К. Вахламов, А. Н. Нарбут и др. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1986. - 304 с-ил.
2. Г61 Устройство автомобиля. Часть 3 Подвеска / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин - Орел: Орловский ГАУ, 2018. - 118 с.
3. Детали машин / Н.Г. Куклин.; – М.: Высшая школа, 1973. - 384с.
4. Наземные транспортно-технологические средства. Выполнение дипломного проекта. Черепанов Л.А. – Тольятти: ТГУ, 2021. – 147 с.
5. Пожарная безопасность предприятия – учебно-справочное пособие. С.В. Собурь – Москва, ПожКнига, 11-е издание, 2007 г.
6. Проектирование подвески автомобиля. Учебное пособие. Вермеюк В.Н., Черепанов Л.А. - Куйбышев: КуАИ, 1984г. – 58 с.
7. Разработка сборочных технологических процессов: Учеб.-метод. Пособие / Д.Ю. Воронов, А.В. Щипанов – Тольятти: изд-во ТГУ, 2017.
8. Расчет двухрядного радиально-упорного шарикоподшипника передней ступицы переднеприводного автомобиля. Лата В.Н. – Тольятти: 2002. – 16 с.
9. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: учеб. Пособие / Л. А. Черепанов; ТолПИ. - Тольятти: ТолПИ, 2001.-40 с: ил. - Библиогр.: с. 3.
10. Справочник технолога машиностроителя / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1980. – 688 с.
11. Средства индивидуальной защиты на промышленных предприятиях: учеб. Пособие / авт.-сост. В.М. Баландин, Владими. гос. ун-т им. А.Г. и Н.Г. Столетовых. – Владимир: изд-во ВлГУ, 2021. – 208 с.

12. Технологический процесс сборки узлов машин и аппаратов: Методические указания / Авт.-сост.: В.В. Черный, В.А. Богуш. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2004. 24 с.
13. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства: учебник / Г.М. Кутьков. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва: ИНФРА-М, 2022. — 506 с.
14. Учебник по устройству автомобиля. С. Ф. Зеленин, В. М. Молоков, 2000г.
15. Шасси автомобиля: Элементы подвески. Раймпель Й. /Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. - М.: Машиностроение, 1987. - 288 с.: ил.
16. Экономика предприятия – учебно-методическое пособие. К.В. Николаева К.В., И.В. Павлова, М.В. Райская – Казань изд. КНИТУ, 2019г.
17. Auto Suspension and Steering, 6th Edition / Chris Johanson, George Patchoros. Goodheart-Willcox, 2025. 460 с.
18. Chassis Engineering: Chassis Design, Building & Tuning for High Performance Handling / Herb Adams, 2011. – 192 с.
19. Fundamentals of Vehicle Dynamics / Thomas D. Gillespie. SAE International, 1992. 486 с.
20. Handbook of Occupational Safety and Health, 3rd Edition / S. Z. Mansdorf. Wiley, 2019. 752 с.
21. Today's Technician: Automotive Suspension & Steering Systems, Classroom Manual and Shop Manual, 5th Edition / Don Knowles. Cengage Learning, 2010. 1034 с.

Приложение А

Спецификация

Перв. примен.	Формат			Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
	Зона	Поз.					
Справ. №					<u>Документация</u>		
	A1			25.ДП.01.102.60.02.000.СД	Сборочный чертёж		
					<u>Сборочные единицы</u>		
					Поворотный кулак со ступицей в сборе	1	
	A1	1		25.ДП.01.102.21100-2215011-00	Привод левого переднего колеса	1	
		2			Шаровая опора	1	
					<u>Детали</u>		
		3			Кольцо стопорное	2	
Подп. и дата		4			Нижний рычаг	1	
	A1	5		25.ДП.01.102.11180-3001014-00	Поворотный кулак	1	
		6			Ступица	1	
		7			Чехол защитный	1	
		8			Шарнир нижнего рычага	1	
		9			Шарнир растяжки задний	1	
		10			Шаровой палец	1	
Взам. инв. №							
Подп. и дата							
Инв. № подл.							

25.ДП.01.102.60.02.000.СД				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Варачкин			
Проб.	Тизилов			
Нконтр.	Тизилов			
Утв.	Бабровский			

Модернизация передней подвески автомобиля Lada priora		
Лит.	Лист	Листов
1	1	2
ТГУ АТС-2001а		

Копировал

Формат А4

Рисунок А.1 – Спецификация левого поворотного механизма передней подвески в сборе

Продолжение приложения А

[illegible]

Рисунок А.1 – Спецификация левого поворотного механизма передней подвески в сборе. Лист 2