

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 кафедры)

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 Повышение внедорожных качеств полноприводного автомобиля Lada Niva
путем разработки бортовых редукторов

Студент

А.Д. Экемсеев

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент И.Р. Галиев

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

Консультанты

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

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

канд. экон. наук, доцент О.М. Сярдова

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

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

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

Тольятти 2021

Аннотация

Дипломный проект выполнен на тему: «Повышение внедорожных качеств полноприводного автомобиля Lada Niva путем разработки бортовых редукторов».

Пояснительная записка содержит четыре раздела, введение и заключение, список используемой литературы и используемых источников, всего 107 страниц. Графическая часть содержит 8 листов формата А1, выполненных в универсальной системе автоматизированного проектирования Компас 3D. Проект полностью соответствует выданному заданию.

В качестве конструкторской разработки предложена разработка колесных редукторов для переднего и заднего мостов полноприводного автомобиля Lada Niva.

В первом разделе рассмотрены трансмиссии автомобиля Lada Niva и методы ее усовершенствования.

Во втором разделе выполнен расчет тягово-динамических характеристик автомобиля, а также конструкторские расчеты разрабатываемых колесных редукторов.

В третьем разделе рассмотрены вопросы, касающиеся производственной и экологической безопасности проекта.

В четвертом разделе определена экономическая эффективность проекта.

Abstract

The topic of the given graduation work is: «The increase off-road qualities of all-wheel drive car Lada Niva by developing the wheel reducers»/

The explanatory note consists of 4 parts, introduction and conclusion, list of references, totally 107 pages. The graphic part is on 8 A1 sheets, which executed in the computer-aided modeling system KOMPAS-3D. The graduation project is fully consistent with the issued assignment.

The aim of the work is to increase the off-road characteristics of the Lada «Niva» car by improving the car transmission with the design development of the wheel reducers. In the project the wheel reducers for the front and rear axles are developed.

In the first part we consider the design of the Lada «Niva» car transmission and methods for its improvement.

In the second part we prepare the calculation of the traction and dynamic characteristics of the car and the engineering calculations of the wheel reducers.

Also, in the graduation work issues related to safety and labor protection were studied. The measures to ensure ecological safety were outlined.

The last section of the graduation work showed the technical and economic efficiency of the installation of wheel reducers on the Lada Niva.

In the conclusion the results of the study were reported.

Содержание

Введение.....	6
1 Исследование состояния вопроса.....	8
1.1 Основные типы автомобильных трансмиссий, их преимущества и недостатки.....	8
1.2 Основные методы повышения проходимости автомобилей.....	13
1.3 Основные способы усовершенствования трансмиссии Lada Niva.....	26
1.4 Обоснование выбора колесных редукторов для совершенствования трансмиссии.....	29
2 Конструкторская часть.....	31
2.1 Техническая характеристика автомобиля Lada Niva.....	31
2.2 Тягово-динамический расчет.....	32
2.3 Расчет переднего колесного редуктора.....	51
2.4 Расчет заднего колесного редуктора.....	63
2.5 Расчет ведущего вала переднего колесного редуктора.....	65
2.7 Смазка редуктора.....	70
3 Разработка технологии технического обслуживания и ремонта бортового редуктора.....	71
3.1 Разработка операционно-технологической карты на монтаж бортового редуктора.....	71
3.2 Планировка участка ремонта бортового редуктора.....	72
4 Производственная и экологическая безопасность проекта.....	74
4.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva.....	74
4.2 Определение профессиональных рисков.....	76
4.3 Мероприятия по снижению профессиональных рисков.....	77
4.4 Пожарная безопасность.....	84

4.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva	86
4.6 Расчет вентиляции.....	87
5 Экономическая эффективность проекта.....	91
5.1 Определение общей трудоемкости работы	91
5.2 Расчет себестоимости нового изделия	93
5.3 Экономическая оценка	98
Заключение	104
Список используемой литературы и используемых источников.....	105

Введение

«Россия – страна, территориально расположенная в восточной Европе и северной Азии, занимает первое место по площади среди стран мира, с разнообразными климатическими условиями. Обильное выпадение осадков, болотистая местность, в том числе, длительные, заснеженные зимы, на обширном части ее территории, отсутствие даже условно проходимых дорог, делает невозможным передвижение автотехники не обладающей свойствами повышенной проходимости. Внедорожные автомобили, необходимые для эксплуатации в тяжелых условиях, конструктивно сложнее и дороже с экономической точки зрения, в сравнении с обычным шоссейным авто. Разнообразие состава дорожного покрытия: болотистая местность, рыхлый снег, вязкий песок по разному физически, препятствуют продвижению автотранспортного средства. Универсального, абсолютного решения в создании единого для любых поверхностей устройства, которое позволяло бы с неизменным сцеплением двигаться по разнообразной поверхности, нет.

Автомобильный транспорт остаётся самым популярным, а порой и единственным средством передвижения. Однако далеко не везде имеется развитая дорожная сеть для его применения. Во многих районах Севера, Сибири и Дальнего Востока не обойтись без самоходных машин и агрегатов, обладающих высокой проходимостью. «Для этих мест промышленность предлагает в основном гусеничные или колесные вездеходы на базе некоторых автомобильных и тракторных шасси. Есть и специальные снегоходы и снегоболотоходы индивидуального пользования. Первые чаще всего оснащаются лыжными (с воздушным винтом), лыжно-колесными и лыжно-гусеничными ходовыми системами. Несколько отличаются от них снегоболотоходы: они бывают колесными, гусеничными и колесно-гусеничными» [1].

Автомобиль Lada Niva – это горячо любимый российскими автолюбителями внедорожник. Модель впервые была выпущена в 1977

году в трехдверном варианте, но в 1993 году добавилась пятидверная модификация. В таком виде автомобиль продавался до 2021 года, когда был проведен первый рестайлинг. У автомобиля не так много конкурентов, среди которых можно выделить UAZ Hunter и Suzuki Jimny. Несмотря на то, что главной стихией внедорожника является сельская местность, в городских условиях он не менее комфортен. Компактные размеры и большой клиренс обеспечивают определенное преимущество перед другими моделями. Благодаря энергоемкой и мягкой подвеске, а также большим ходам даже глубокие ямы на асфальте не доставят дискомфорта. Но не всегда, эти качества, в должной мере, реализуются в сложных дорожных условиях.

Целью дипломного проекта является модернизация трансмиссии автомобиля Lada Niva с конструктивной разработкой колесных редукторов для переднего и заднего мостов.

В данной работе выполнено обоснование целесообразности установки колесных редукторов для автомобиля Lada Niva, расчеты параметров редуктора, раздел производственная и экологическая безопасность проекта, а также расчеты экономической эффективности разработки колесных редукторов.

1 Исследование состояния вопроса

1.1 Основные типы автомобильных трансмиссий, их преимущества и недостатки

«Трансмиссией называется силовая передача, осуществляющая связь двигателя с ведущими колесами автомобиля, которая служит для передачи от двигателя к ведущим колесам мощность и крутящего момент, необходимый для движения автомобиля» [4].

Перемещение становится возможным, при наличии сил трения, при достаточном сцеплении ведущих колес с дорогой, зависящее от веса автомобиля, от состояния дороги, типа покрытия и других факторов и оценивается коэффициентом сцепления. Сила, толкающая поступательно автомобиль, тяговая сила, равна реакции поверхности дороги толкающей ведущее колесо, передается от ведущего колеса, на конструкцию автомобиля в целом.

Крутящий момент от двигателя, принимают колеса в различных сочетаниях, от этого зависит какому типу привода относится автомобиль. Разделяют три основных типа приводов: передний; задний классический; и полный, каждый со своими функциональными возможностями, и недостатками.

Недостатком заднеприводных автомобилей является управляемость, плохое сопротивление заносам, на заснеженных дорогах. У переднеприводных автомобилей проходимость и управляемость лучше, расположение двигателя смещает центр масс, в сторону ведущих колес, улучшая сцепление с дорогой. Но проходимость переднеприводных и заднеприводных автомобилей очень ограничена, по сравнению с полноприводными автомобилями. Мировые автопроизводители, ввели понятие колесной формулы, по которой легко определить: число колес, первая цифра формулы; количество ведущих колес, вторая цифра; парное

колесо, на одной полуоси, считается как одно. Расшифруем, колесную формулу легкового автомобиля 4×2 - всего четыре колеса, два из них ведущие.

Колесные формулы 4×4 и 6×4 принадлежат полноприводным автомобилям, с повышенной проходимостью, показывают соответственно: всего четыре колеса и все ведущие, полный привод; всего шесть колес из них четыре ведущих.

Автомобильная промышленность выпускает специальные трехосные и четырехосные полноприводные автомобили с высокой проходимостью, способные преодолевать естественные препятствия в виде рвов, крутых подъемов и спусков, им не страшны диагональные вывешивания. Колесные формулы 6×6 и 8×8, три и четыре моста соответственно, все колеса ведущие.

Колесная формула и еще один параметр, тип трансмиссии влияет на управляемость, комфорт, экономичность и условия эксплуатации. Автомобильные компании разрабатывают автомобильные трансмиссии различных типов, рисунок 1. В XX веке наиболее популярными и востребованными стали ступенчатые, механические коробки передач.

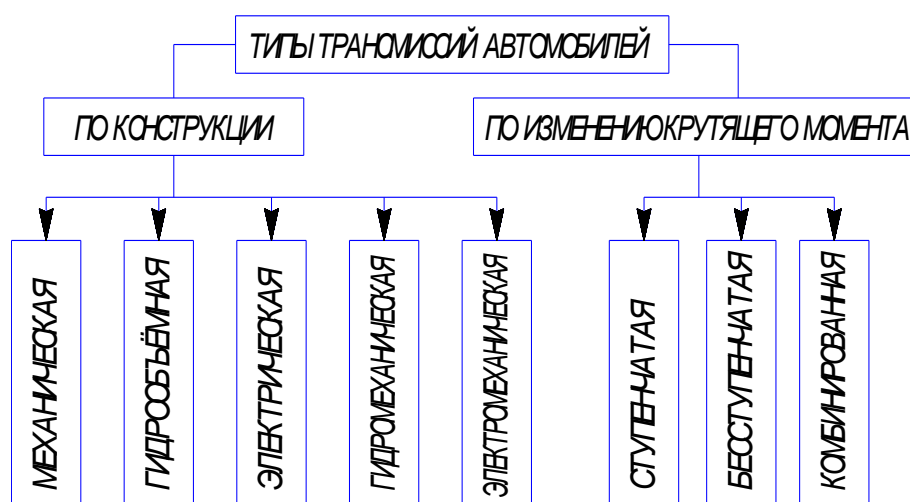
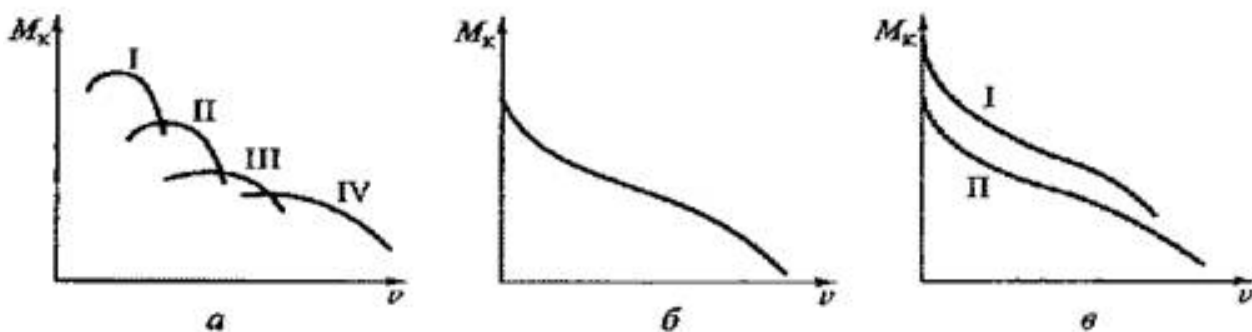


Рисунок 1 – Тип автомобильных трансмиссий

Тип выбираемой трансмиссии зависит от целей и задач проектируемого автомобиля, от предполагаемого количества ведущих колес и их положения.

Графическая зависимость передаваемого крутящего момента от типа трансмиссии (рисунок 2).



а – ступени; б – вариатор, в – гидромеханической; I...VI – передачи коробки; M_k – крутящий момент; v – скорость автомобиля

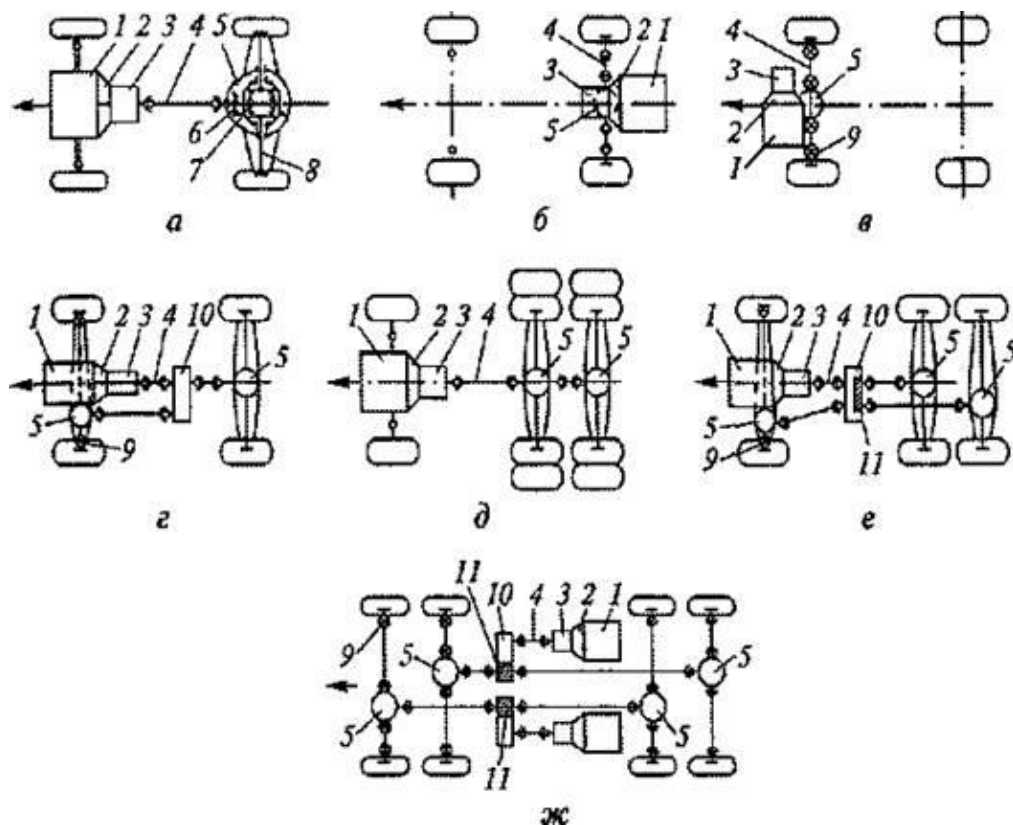
Рисунок 2 – Графики изменения крутящего момента в трансмиссиях

Трансмиссия объединяет: коробку передач, корзину сцепления, главную передачу, дифференциал и или кардан, или приводные валы. Техническое состояние перечисленных узлов и агрегатов напрямую влияют на эксплуатационные свойства автомобиля, расход топлива, снижение мощности, проходимости, ухудшается экологичность.

По типу механизма преобразующего крутящий момент, трансмиссии делятся на механические, гидромеханические и электромеханические. В свою очередь механические делятся на ступенчатые и бесступенчатые. Как следует из названия, у механической ступенчатой трансмиссии, изменение передаточного числа между валом двигателя и выходным валом, реализуется переключением механизма шестерен коробки передач, с постоянным передаточным числом, каждой ступени – ступенчато, рисунок 2а. Простота конструкции, относительно небольшая стоимость при высокой надежности сделали механические ступенчатые трансмиссии наиболее распространенными в XX веке.

Выбирая классический привод, крутящий момент от оси двигателя передается на заднюю ось, данная компоновка равномерно распределяет нагрузки по осям, отсутствие вибрации, шума передних приводов, создает

комфорт достойный автомобилям премиум-класса, Европы, Америки и Японии. В сравнении с переднеприводным, автомобиль с классическим задним приводом склонен к заносу и обладает меньшей проходимостью.



а, б, в – 4×2; г – 4×4; д – 6×4; е – 6×6; ж – 8×8;

«1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – ведущий мост; 6 – главная передача; 7 – дифференциал; 8 – полуоси; 9 – карданный шарнир; 10 – раздаточная коробка; 11 – межосевой дифференциал» [1]

Рисунок 3 – Схемы механических трансмиссий автомобилей с различными колесными формулами

«Механические трансмиссии легковых автомобилей с колесной формулой 4x2 могут иметь разную компоновку агрегатов: задние ведущие колеса и двигатель 1 сзади (рисунок 3, б) или передние ведущие колеса и двигатель спереди (рисунок 3, в). Такие трансмиссии не имеют карданной передачи между коробкой передач и ведущим мостом и включают в себя сцепление 2, коробку передач 3, главную передачу, дифференциал и привод ведущих колес, который осуществляется полуосями, а не карданной

передачей. Карданные шарниры 9 равных угловых скоростей применяются как привод ведущих, управляемых колес» [3].

Это наиболее простые конструктивно трансмиссии, легки и компактны, дешевы при изготовлении.

Располагая двигатель с трансмиссией сзади (рисунок 3, б) получаем комфортный тихий салон, без шума работающего двигателя и шума переднего привода. Трогаясь, центр масс оказывается на задней ведущей оси, улучшая сцепление и старт автомобиля, предусмотренные элементы пассивной безопасности, создадут для водителя и пассажиров, кокон безопасности при столкновениях.

Положение двигатель и трансмиссия спереди (рисунок 3, в), снижает себестоимость и дает возможность производителю выпускать недорогие автомобили, улучшенной управляемостью и устойчивостью на скользких дорогах. В сравнении с классическим задним приводом, переднеприводный автомобиль не склонен к заносу и обладает большей проходимостью.

«Механическая трансмиссия автомобиля с колесной формулой 4x4 с передним расположением двигателя (рисунок 3, г) кроме сцепления 2, коробки передач 3, карданной передачи 4 и заднего ведущего моста 5 дополнительно включает в себя передний ведущий управляемый мост и раздаточную коробку 10, соединенную с этим мостом и коробкой передач 3 карданными передачами» [3]. Крутящий момент от раздаточной коробки передается на все колеса машины. Деление на виды, в зависимости от того, как распределяется крутящий момент раздаточной коробкой, для включения ведущего моста переднего или заднего, распределяющей равномерно энергию двигателя между четырьмя ведущими колесами автомобиля и распределяющей крутящий момент неравномерно в зависимости от состояния дороги.

«Передний ведущий мост имеет главную передачу, дифференциал и привод колес в виде карданных передач с шарнирами 9 равных угловых

скоростей, обеспечивающих подведение крутящего момента к передним ведущим управляемым колесам» [3].

С экономической точки зрения, сравнивая, механические трансмиссии просты, обладают низкой себестоимостью, и дают возможность производителю выпускать недорогие автомобили, надежные с высоким КПД. В сравнении с автоматической трансмиссией чувствуется провал мощности при выжатом сцеплении для переключения передачи, снижающем скоростные качества, неравномерность тяговых свойств ухудшает проходимость автомобиля. Влияние человеческого фактора на управляемость, квалификация водителя важный аргумент эксплуатации автомобиля с механической трансмиссией.

1.2 Основные методы повышения проходимости автомобилей

Одним из основных принципов создания автомобиля для условий отсутствия дорог является его проходимость.

«Прочность является эксплуатационным свойством, имеющим важное значение для любых автомобилей, особенно работающих в сельском хозяйстве, лесной промышленности, на строительстве, в карьерах и в условиях отсутствия дорог. Прочность в таких условиях эксплуатации определяет среднюю скорость движения и оказывает существенное влияние на производительность автомобиля. Прочность автомобиля оценивается габаритными, тяговыми и опорно-сцепными параметрами, а также комплексным фактором прочности» [3].

«К габаритным параметрам (рисунки 4, 5) прочности автомобиля, к способности вписываться в ситуационные дорожные габариты, относятся: дорожный просвет, углы переднего и заднего свеса, продольный и поперечный радиусы прочности, наружный и внутренний габаритные радиусы поворота, поворотная ширина. Для определения прочности автопоездов, существует дополнительный габаритный параметр - угол

гибкости, в вертикальной и в горизонтальной плоскости» [4].

«Дорожный просвет (клиренс) это расстояние от грунта до наиболее низко расположенного элемента конструкции машины, исключая колёса или гусеницы. Он характеризует возможность автомобиля, не задевая преодолевать препятствия в виде камней, пней, кочек и подобных предметов. Обычно клиренс определяется под картером главной передачи ведущего моста, эта величина зависит от типа автомобиля и его предназначения. Так, для грузовых автомобилей ограниченной проходимости дорожный просвет составляет от 245 до 290 мм, а для автомобилей повышенной проходимости – от 315 до 400 мм. Увеличение дорожного просвета приводит, с одной стороны к повышению проходимости, достигается увеличением диаметра колес и уменьшением габаритов главной передачи (например, разнесенная главная передача), с другой к повышению центра тяжести автомобиля, влекущем ухудшение устойчивости, появление валкости» [3].

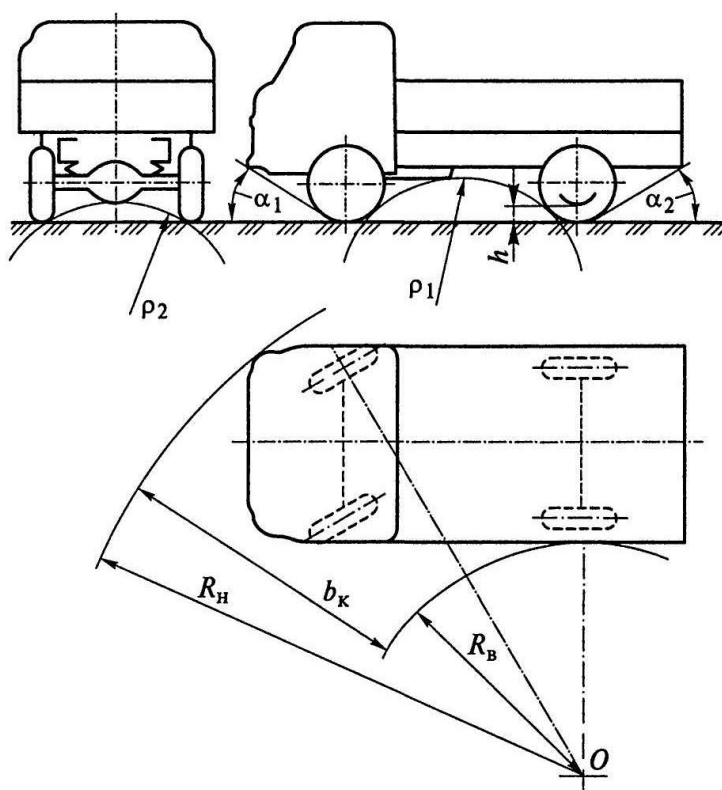


Рисунок 4 – Габаритные параметры проходимости автомобиля

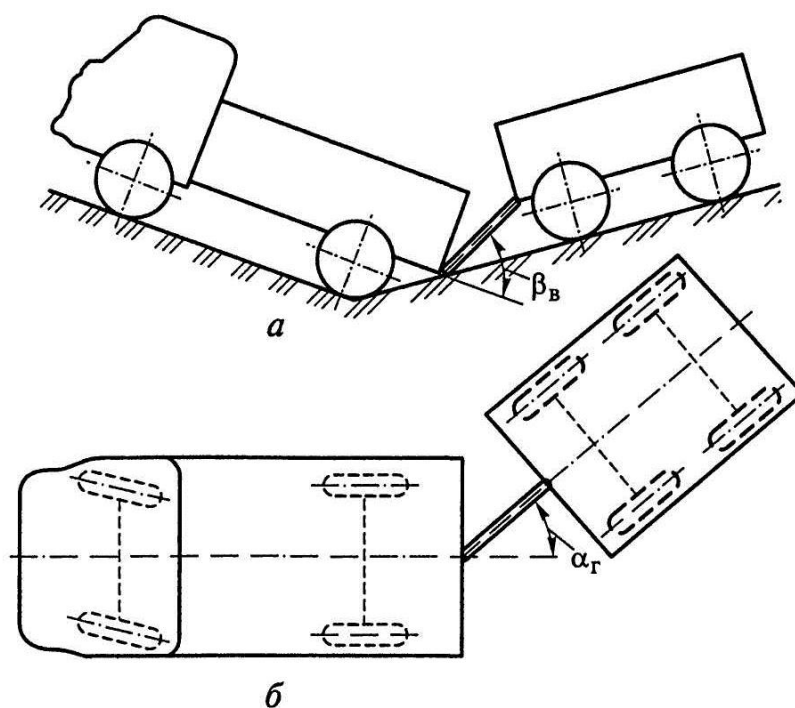


Рисунок 5 – Углы гибкости автопоезда в вертикальной (а) и в горизонтальной (б) плоскостях

«Углами переднего и заднего свеса называются углы, между плоскостью дороги и плоскостями, образованными касательными к передним и задним колесам и выступающими нижними точками, соответственно передней и задней частей автомобиля. Они характеризуют преодоление автомобилем без задевания, препятствий во время въезда или съезда с него (бугор, канава, яма, кювет и прочие похожие препятствия). Чем больше величина углов свеса, тем выше проходимость автомобиля.

Для автомобилей повышенной проходимости передний угол свеса равен от 35 до 55° и задний – от 32 до 42°.

Продольный и поперечный радиусы проходимости представляют собой радиусы окружностей, касательных к колесам и нижним точкам автомобиля в продольной и поперечной плоскостях. Это максимальные радиусы определяющие контуры препятствий, преодолевая которые автомобиль не задевает их. Чем меньше заявленные радиусы, тем выше проходимость автомобиля. Так, например, продольный радиус проходимости для обычных грузовых автомобилей составляет от 2,7 до 5,5 м, а для автомобилей

повышенной проходимости – от 2 до 3,5 м» [3].

«Внутренний и наружный габаритные радиусы поворота – это расстояния от центра поворота соответственно до ближайшей и наиболее удаленной точек автомобиля при максимальном повороте управляемых колес.

Поворотная ширина автомобиля характеризует разность между его наружным и внутренним радиусами поворота.

Радиусы поворота и поворотная ширина автомобиля характеризуют также и маневренность автомобиля – способность поворачиваться на минимальной площади. Одиночные автомобили более маневренны, чем автопоезда. Маневренность автопоездов ухудшается при увеличении числа единиц и базы прицепного состава» [3].

«Понятие угол гибкости, применим только для автопоездов. Это максимально возможное отклонение от прямой, составляющей ось сцепной петли прицепа и ось тягового крюка, в вертикальной и горизонтальной плоскости, угол возможного отклонения. Угол гибкости в вертикальной плоскости автопоезда характеризует его проходимость по неровностям дороги, а угол гибкости в горизонтальной плоскости – маневренность, способность развернуться на меньшем радиусе» [5].

«Тяговые и опорно-сцепные параметры проходимости. Комплексный фактор проходимости. Эти параметры характеризуют проходимость автомобиля на мягких и твердых скользких дорогах, а также на подъемах.

Основными тяговыми и опорно-сцепными параметрами проходимости являются удельная мощность, динамический фактор по тяге, удельное давление колес на дорогу и коэффициент сцепления колес с дорогой. Указанные параметры проходимости зависят от типа автомобиля и условий его эксплуатации» [4].

«Удельная мощность автомобиля определяется по формуле:

$$N_{уд} = \frac{N_{\max}}{m_a}, \quad (1)$$

Чем больше удельная мощность, тем выше проходимость авто» [4].

«Динамический фактор по тяге характеризует тяговые свойства автомобиля при преодолении тяжелых участков дороги с большим сопротивлением движению. Поэтому автомобиль, работающий в тяжелых дорожных условиях, должен обладать большим динамическим фактором. Чем больше динамический фактор, тем меньше вероятность потери проходимости вследствие недостаточных тяговых свойств автомобиля. Однако значение динамического фактора по тяге ограничивается сцеплением колес с дорогой. Для реализации максимального динамического фактора без буксования ведущих колес необходимо увеличивать сцепление колес с дорогой и повышать сцепной вес автомобиля (нагрузку на ведущие колеса).

Увеличение сцепления колес с дорогой достигается выбором определенного типа шин и рисунка протектора, а повышение сцепного веса – увеличением числа ведущих колес и смещением центра тяжести автомобиля к ведущему мосту, применение полугусеничных ходов автомобиля» [4].

«Максимальные значения динамического фактора по тяге составляют от 0,6 до 0,8 – для автомобилей повышенной проходимости.

Для повышения проходимости автомобиля необходимо увеличивать максимальный динамический фактор по тяге. Это может быть достигнуто применением двигателей большей мощности, установкой гидropередачи, подбором передаточных чисел трансмиссии (за счет понижающей передачи в раздаточной коробке), увеличением числа ведущих колес» [6].

«Удельное давление на опорную поверхность, определяется по формуле:

$$p_{уд} = \frac{G_k}{F_k}, \quad (2)$$

где G_k – нагрузка на колесо;

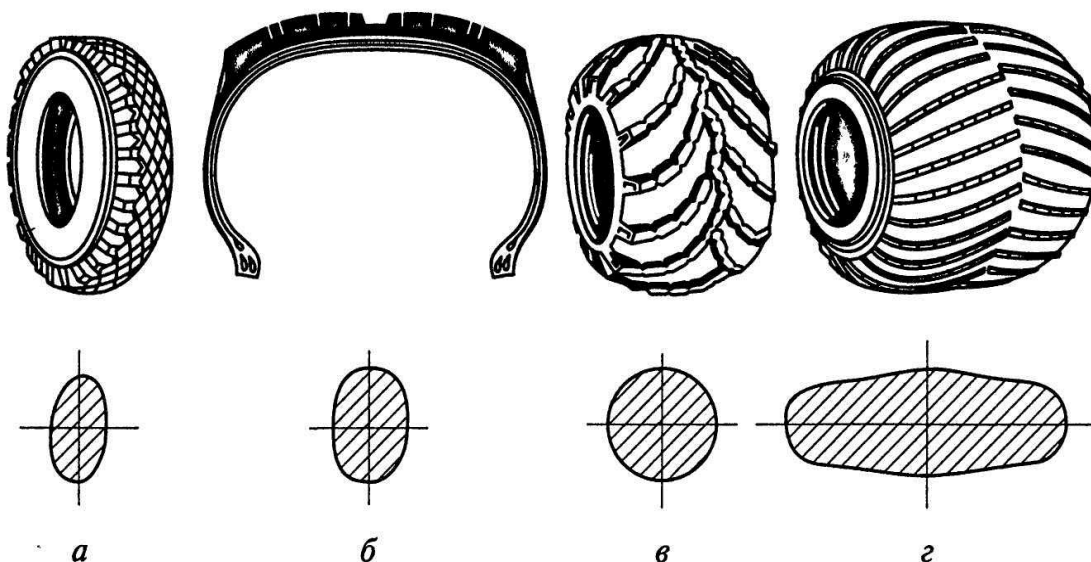
F_k – площадь контакта колеса с дорогой» [3].

«Для повышения проходимости по мягким дорогам необходимо уменьшать давление колес на дорогу. Это достигается понижением давления воздуха в шинах, увеличением размеров шин, числа мостов и колес, а также применением специальных шин, применение полугусеничных ходов. Использование специальных шин уменьшает удельное давление колес на дорогу за счет увеличения площади их контакта (рисунок 3) с опорной поверхностью. Так, по сравнению с обычными шинами площадь контакта широкопрофильных шин больше от 20 до 40%, арочных – от 1,5 до 2,0 раза и пневмокотков – от 2,5 до 3,0 раза, причем проходимость автомобиля, оборудованного пневмокотками, приближается к проходимости гусеничных машин» [4].

«Удельное давление колес на дорогу зависит от типа автомобиля и условий его эксплуатации. Например, на дороге с асфальтобетонным покрытием удельное давление составляет от 0,18 до 0,55 МПа для грузовых автомобилей ограниченной проходимости и от 0,2 до 0,4 МПа – для автомобилей повышенной проходимости.

Коэффициент сцепления характеризует проходимость автомобиля по влажным грунтам и скользкой (обледенелой) дороге. Увеличение коэффициента сцепления приводит к повышению проходимости автомобиля по таким дорогам.

«На коэффициент сцепления значительное влияние оказывают рисунок протектора шин и его насыщенность, материал гусеницы полугусеничного хода. Коэффициент насыщенности рисунка протектора шины определяется как доля нагрузки, приходящейся на грунтозацепы, и выражается в процентах.



«а – тороидальная; б – широкопрофильная; в – арочная; г – пневмокоток

Рисунок 6 – Шины и площади контакта шин с дорогой

В условиях бездорожья обычно используются шины с крупными и широко расставленными грунтозацепами, у которых коэффициент насыщенности рисунка протектора составляет от 15 до 25 %. Протектор таких шин не забивается грязью.

На песочном грунте используются шины с невысокими грунтозацепами и небольшими расстояниями между ними. Коэффициент насыщенности рисунка протектора таких шин составляет от 80 до 90 %» [4].

«Для безопасного движения, в зимних условиях на обледенелых дорогах применяют шины «липучки» с зимним рисунком протектора и специальным составом резины или профилированными шипами противоскольжения, способствующие лучшему сцеплению и препятствующие боковому сносу автомобиля. Для временного достижения повышенного сцепления колес с дорогой, контролируемого преодоления пологого, обледенелого подъема или спуска, применяют навесное оборудование типа цепей противоскольжения: витых, браслетных, гусеничных» [3].

«Комплексный фактор проходимости характеризует эффективность

использования автомобиля при его эксплуатации на тяжелых дорогах и по бездорожью. Он учитывает снижение производительности автомобиля (вследствие уменьшения средней скорости движения и массы перевозимого груза) и ухудшение топливной экономичности в этих условиях эксплуатации по сравнению с шоссейными дорогами» [5].

«Комплексный фактор проходимости автомобиля:

$$P_K = \frac{G_{ГМ} \cdot v_M \cdot q_{Ш}}{G_{ГШ} \cdot v_{Ш} \cdot q_M}, \quad (3)$$

где $G_{ГМ}$, $G_{ГШ}$ – полезные нагрузки соответственно на тяжелых дорогах (по бездорожью) и шоссейных дорогах;

v_M , $v_{Ш}$ – средние скорости движения на таких дорогах;

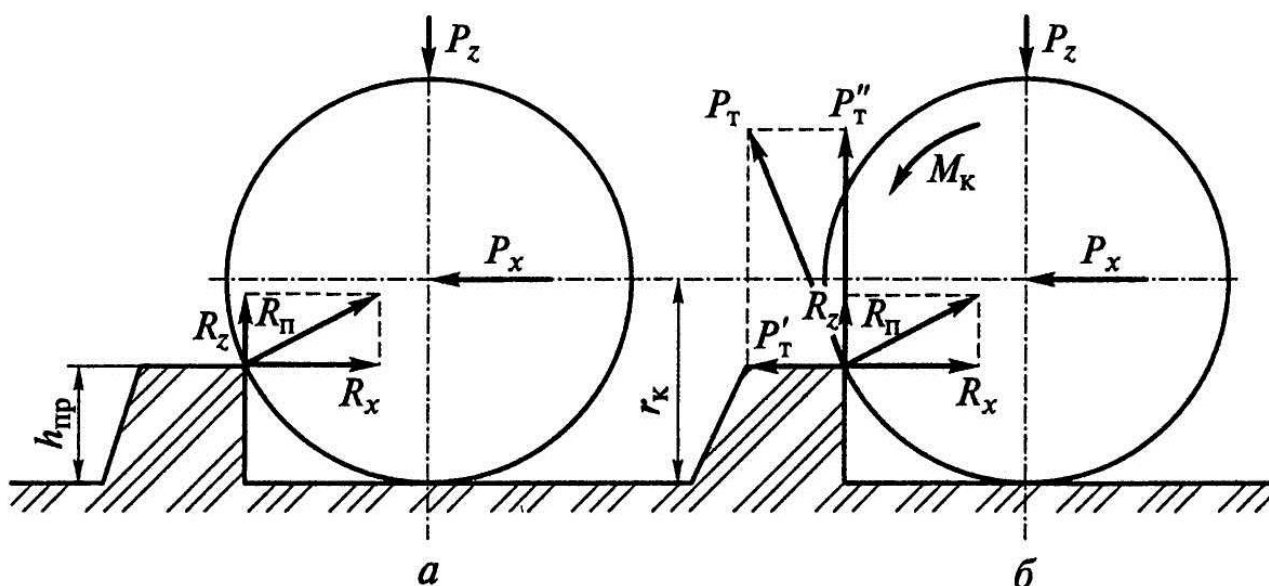
q_M , $q_{Ш}$ – путевой расход топлива» [2].

«На проходимость автомобиля оказывают влияние следующие конструктивные и эксплуатационные факторы: тип, колея колес, тип дифференциала и подвески» [3].

«Тип колес. Ведущее колесо преодолевает вертикальное препятствие лучше, чем ведомое. Это происходит потому, что ведущее колесо стремится преодолеть вертикальное препятствие, а ведомое колесо только упирается в него» [3].

На рисунке 7 представлены схемы ведомого и ведущего колес автомобиля, которые преодолевают вертикальное препятствие.

«На переднее ведомое колесо (рисунок 7, а) в этом случае действуют вертикальная нагрузка, толкающая сила и реакция препятствия» [3].



P_T^I, P_T^{II} – составляющие тяговой силы при преодолении препятствия

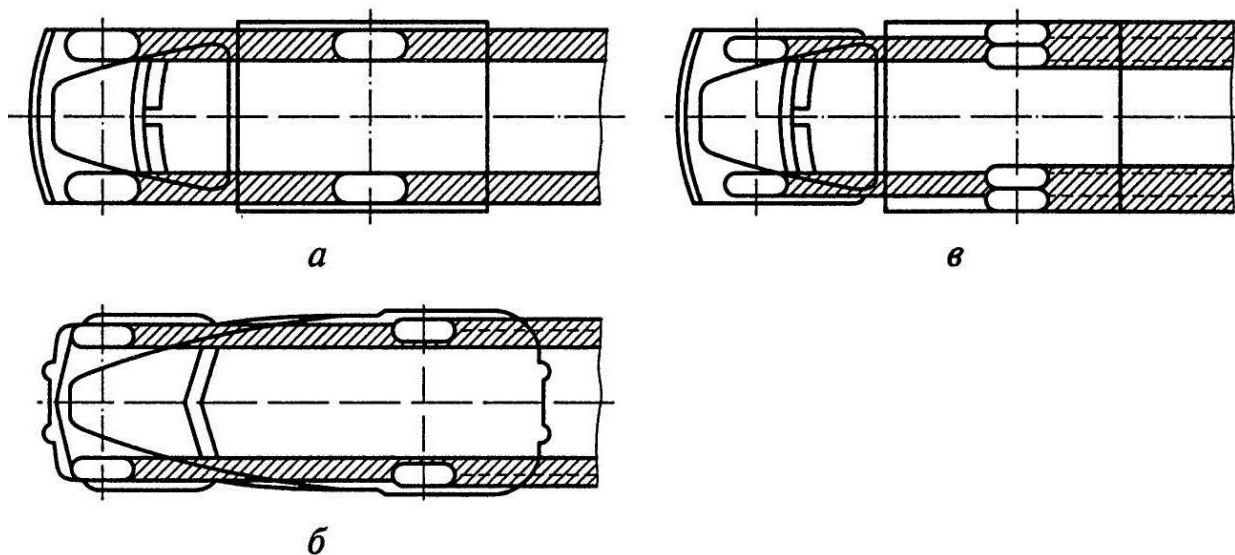
Рисунок 7 – Преодоление вертикального препятствия ведомым (а) и ведущим (б) колесами автомобиля

«Опытным путем доказано, что для переднего ведомого колеса высота преодолеваемого вертикального препятствия не превышает $2/3$ радиуса колеса. Если высота препятствия превышает $2/3$ радиуса колеса, переднее ведомое колесо не сможет преодолеть его, даже приложив очень большое толкающее усилие.

Ведущее колесо (рисунок 7, б) в отличие от колеса ведомого, взаимодействует с препятствием с учетом дополнительно действующего крутящего момента, который вызывает появление силы P_m . Составляющая P_m^I этой силы уменьшает составляющую R_x реакции препятствия, противодействующую движению. Составляющая P_m^{II} тяговой силы обеспечивает ведущему колесу возможность преодоления препятствия. Опытным путем доказано, что для ведущего колеса высота преодолеваемого вертикального препятствия равна радиусу колеса» [5].

«Колея колес. Соотношение между колеями передних и задних колес автомобиля (рисунок 8) имеет большое значение при движении по мягким грунтам. Несовпадение колеи передних и задних колес приводит к увеличению сопротивления движению, и наоборот. При совпадении колеи

передних и задних колес проходимость повышается, так как передние колеса образуют в грунте колею, а задние колеса движутся по уже уплотненному грунту колеи» [5].

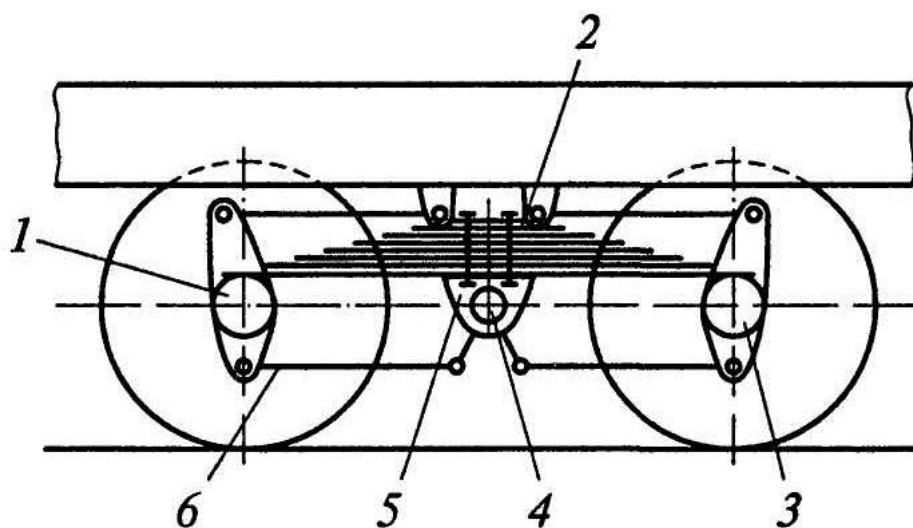


а – совпадающие; б – несовпадающие; в – при двухскатных задних колесах

Рисунок 8 – Колеи передних и задних колес автомобиля

«Обычно колеи передних и задних колес не совпадают у автомобилей с передними односкатными и задними двухскатными колесами. Несовпадение колеи возможно и у автомобилей со всеми односкатными колесами. Для таких автомобилей разница в ширине колеи передних и задних колес не должна превышать 30 % ширины шины, иначе проходимость существенно ухудшится» [5].

«Тип подвески колес. При Движении по пересеченной местности автомобилей с колесными формулами 6x4 и 6x6 исключение отрыва колес от грунта обеспечивает балансирная (рисунок 9) или независимая подвеска. При использовании таких подвесок колеса лучше приспособляются к неровностям поверхности, и проходимость автомобиля повышается» [6].



1, 3 – ведущие мосты; 2 – рессора; 4 – ось; 5 – ступица; 6 – штанга

Рисунок 9 – Схема балансирной подвески колес автомобиля

«Гидропередача и раздаточная коробка. Применение гидропередач и раздаточных коробок с понижающими передачами существенно повышает проходимость автомобиля особенно по мягким и влажным грунтам. Благодаря их применению достигается минимальная скорость движения (от 0,5 до 1,5 км/ч) и ее плавное изменение. Это обеспечивает непрерывное движение в тяжелых дорожных условиях, что очень важно, так как автомобиль часто останавливается в момент переключения передач» [4].

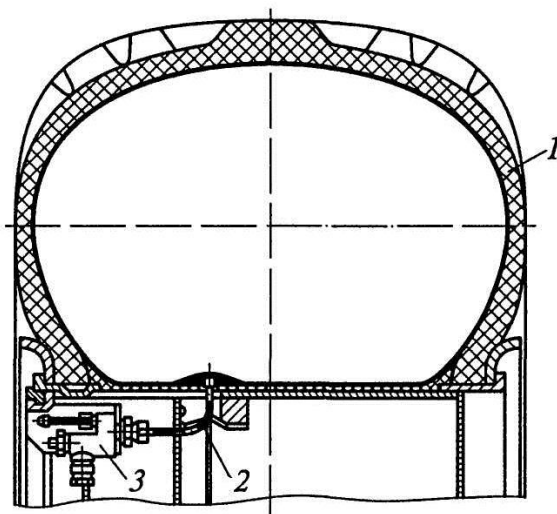
«Конический симметричный дифференциал уменьшает проходимость автомобиля, так как распределяет поровну между ведущими колесами крутящий момент, а тяговая сила на них определяется колесом с меньшим сцеплением. Это дифференциал малого трения. Трение в дифференциале позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший – на буксующее. При использовании конического дифференциала суммарная тяговая сила на ведущих колесах возрастает за счет трения от 4 до 6 %.

Червячный и кулачковый дифференциалы увеличивают проходимость автомобиля. Они являются дифференциалами повышенного трения. В случае их применения суммарная тяговая сила на ведущих колесах возрастает от 10

до 15 %.

Блокируемые дифференциалы еще больше увеличивают проходимость автомобиля. При использовании таких дифференциалов суммарная тяговая сила на ведущих колесах возрастает от 20 до 25 %» [5].

«Автомобильная централизованная пневмосистема регулирования давления воздуха в шинах, позволяет водителю, не прекращая движение, изменять давление воздуха в шинах колёс при изменении дорожных условий или для подкачки колёс (рисунок 10), существенно повышая проходимость автомобиля в особо тяжелых дорожных условиях и по бездорожью приближаясь к проходимости гусеничных машин. В зависимости от дорожных условий давление воздуха в шинах можно изменять в интервале от 0,05 до 0,35 МПа (в зависимости от общей массы и грузоподъемности авто)» [5].

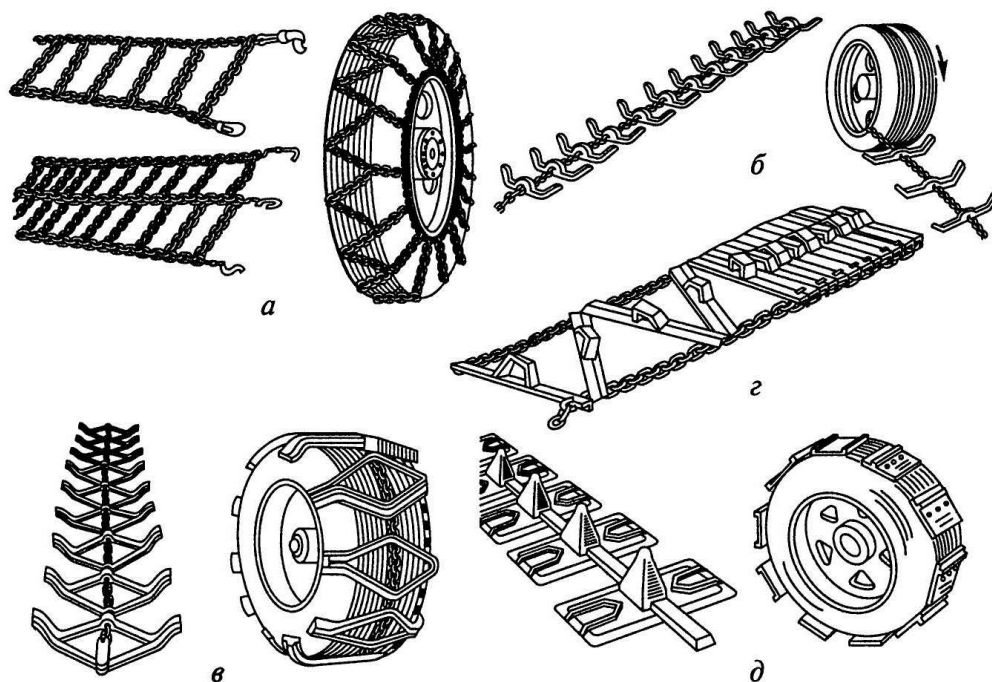


1 – широкопрофильная шина; 2 – вентиль камеры; 3 – запорный кран колеса

Рисунок 10 – Колесо с регулированием давления воздуха в шине

«Применение самовытаскивающих устройств (лебедки с приводом от коробки отбора мощности, лебедки самовытаскивания, монтируемые на ведущие колеса) позволяют значительно повысить проходимость автомобиля при преодолении особо тяжелых участков дороги» [6].

«Самое распространенное приспособление, цепи противоскольжения (рисунок 8) устанавливаются на ведущие колеса автомобиля, натягиваются и фиксируются замками. Конструктивно цепи противоскольжения делятся на (мелкозвенчатые, траковые, гусеничные), все они увеличивая площадь контакта колес с дорогой, увеличивают тяговую силу и повышают проходимость» [5].



а – мелкозвенчатые; б – с прямыми траками; в – с ромбовидными траками; г – браслетная; д – с широкими траками

Рисунок 11 – Цепи противоскольжения

«Мелкозвенчатые цепи обеспечивают уверенное продвижение автомобиля по мягким грунтам, скользким и обледенелым дорогам, снежной целине увеличивая тяговую силу на ведущих колесах от 25 до 50%.

Траковые цепи обеспечивают уверенное продвижение автомобиля преимущественно, по мягким размокшим грунтам, разбитым грунтовыми дорогам, по заболоченной местности и снежной целине, преодолевая снежный покров в два раза большей толщины, чем без них.

Гусеничные цепи созданы узконаправленно для трехосных автомобилей и монтируются на колесах среднего и заднего ведущих мостов. Чтобы преждевременно не разрушить, приспособление противоскольжения после преодоления сложного участка пути демонтируют, экономя топливо и сохраняя целостность покрытия дорог» [4].

1.3 Основные способы усовершенствования трансмиссии Lada Niva

К основным способам усовершенствования трансмиссии Lada Niva относится:

- изменение передаточных чисел трансмиссии,
- применение дифференциалов повышенного трения,
- использование колесных редукторов.

Рассмотрим подробно каждый из этих способов.

В целях повышения проходимости автомобиля, в трансмиссии автомобиля необходимо увеличить общее передаточное отношение.

«Изменение передаточных чисел главных пар автомобиля возможно с применением комплектующих, представленных на рынке в настоящее время. Передаточное число главных пар переднего и заднего мостов в заводском исполнении автомобиля составляет 3,9. Существуют главные пары с передаточными отношениями: 4,1, 4,3, 4,44, 4,78, 5,13. Применение шестерен главных пар из ряда, изготавливаемых, когда либо, заводом изготовителем авто, не дает значительного увеличения передаточного отношения, по сравнению со штатной конструкцией. Применение же шестерен главных пар с передаточным отношением 5,13 дает значительное увеличение передаточного числа трансмиссии авто. Замена шестерен главной пары, процесс весьма трудоемкий.

«В силу того, что в раздаточной коробке автомобиля Lada Niva применен межосевой дифференциал с возможностью полной блокировки,

рассмотрим применение дифференциалов повышенного трения для межколесной блокировки осей» [13].

Дифференциал повышенного трения (рисунок 12) – представляет собой устройство, обеспечивающее автоматическую блокировку дифференциала в необходимое время» [6].

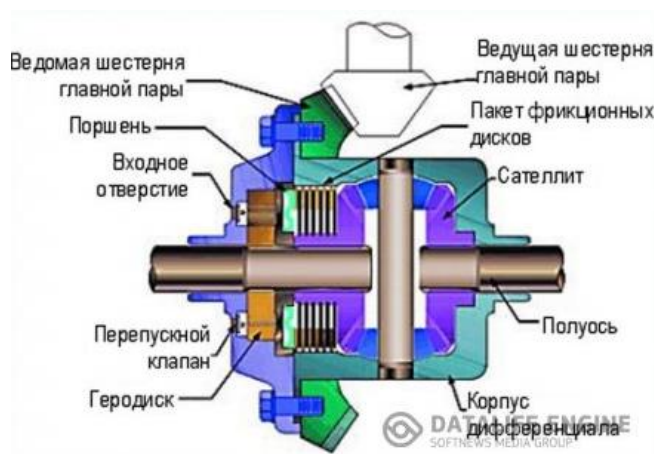


Рисунок 12 – Устройство дискового дифференциала повышенного трения

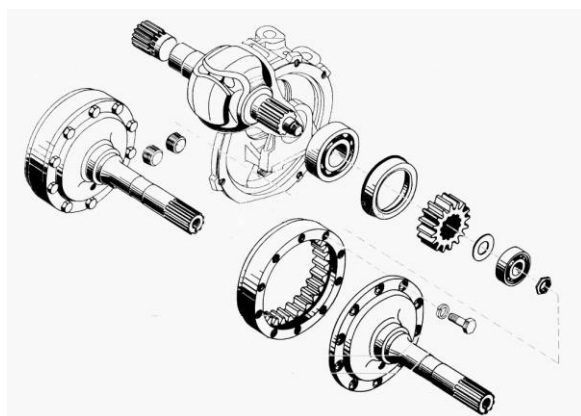
«Межколёсный дифференциал – устройство, предназначено для распределения крутящего момента между левым и правым колесом одной оси. Если установить межколёсную блокировку на обе оси автомобиля, то в зависимости от ситуации можно будет включать либо одну, либо другую» [4].

«Достоинства и недостатки дифференциалов повышенного трения.

В нормальных условиях движения дифференциалы повышенного трения работают как классический дифференциал, а при начале пробуксовки одного из колёс блокируются. В результате крутящий момент поступает на оба колеса, и автомобиль продолжает движение. Главный их недостаток - при вхождении в поворот «самоблок» стремится крутить ведущие колёса с одинаковой скоростью (к счастью, в данном случае блокировка дифференциала ограничена) и автомобиль норовит ехать прямо, несмотря на то, что водитель поворачивает руль. Существуют и свои плюсы. Такой дифференциал недорог и его легко установить. Он не требует от водителя

дополнительных действий (кроме повышенного внимания при маневрировании). К тому же «самоблок» не может передать весь крутящий момент на одно колесо, что снижает вероятность поломки полуосей неопытным водителем» [4].

Также одним из способов совершенствования трансмиссии автомобиля является установка колесных редукторов. Различные конструкции колесных редукторов представлены на рисунке 13.



а) с шестернями наружного зацепления

б) с шестернями внутреннего зацепления



в) с планетарной передачей

г) с цепным приводом

Рисунок 3 – Колесные редукторы

«Для того чтобы просвет не сокращался, а крутящий момент был как можно выше, одно зубчатое зацепление в главной передаче заменяют двумя, сознательно идя на некоторое снижение КПД трансмиссии. Колёсные редукторы монтируются внутри колёсного диска и своей ведомой частью

непосредственно соединяются со ступицей. По расположению валов различают несоосные редукторы с цилиндрическими шестернями наружного или внутреннего зацепления, соосные редукторы с неподвижным корпусом, соосные планетарные редукторы и редукторы комбинированной конструкции. Несосоосные редукторы позволяют повысить дорожный просвет не только за счёт уменьшения размеров главной передачи, но и дополнительного поднятия её самой над дорогой. Отрицательная сторона наружного зацепления заключается в том, что при независимой подвеске расположение колёсного редуктора вызывает некоторые затруднения в размещении шарниров и рычагов подвески. Нельзя не отметить и увеличение массы. Причём как всей трансмиссии, так и, что особенно важно, неподрессоренных её частей.

Колёсные редукторы устанавливаются на очень немногие внедорожники, так как их специфика подразумевает преимущественную эксплуатацию на «бездорожье» [4].

1.4 Обоснование выбора колесных редукторов для совершенствования трансмиссии

Рассмотрев варианты усовершенствования трансмиссии автомобиля, можно прийти к выводу, что для улучшения внедорожных свойств автомобиля, необходимо увеличить касательную силу тяги на колесах. Для этого, без замены двигателя автомобиля, на двигатель с большей мощностью и крутящим моментом, необходимо увеличить общее передаточное число трансмиссии.

«Недостатки существующих вариантов увеличения передаточных чисел трансмиссии:

- разработка новой коробки переключения передач, ввиду невозможности замены ее элементов, уже представленными на

- рынке, делает данный вид усовершенствования очень трудоемким и следственно экономически не выгодным для владельца автомобиля;
- замена шестерен и валов раздаточной коробки позволяет значительно увеличить передаточное отношение низшей ступени, но при этом возникает вопрос по надежности данной конструкции, а так как раздаточные коробки и без этого не славятся высокой надежностью, этот вариант усовершенствования нежелателен;
 - замена шестерен главных пар переднего и заднего мостов, дает значительное увеличение передаточного отношения, лишь в случае использования шестерен из набора, не применявшегося на заводе изготовителе. Такие комплекты шестерен имеют большую стоимость по сравнению со стандартными (в 2,5-4 раза), что в дополнении со сложностью ее установки и настройки делает данный тип усовершенствования не самым удачным;
 - установка колесных редукторов, в зависимости от их типов, увеличивает неподрессоренную массу подвески автомобиля, что сказывается на ее работе и влияет на управляемость автомобилем» [13].

Выводы по разделу.

Таким образом, можно прийти к выводу, что установка на автомобиль колесных редукторов является самым выгодным по соотношению стоимости усовершенствования и его эффективности. При установке колесных редукторов увеличивается дорожный просвет автомобиля и становится шире его колея, что способствует улучшению внедорожных качеств автомобиля.

2 Конструкторская часть

2.1 Техническая характеристика автомобиля Lada Niva

Исходные данные для выполнения тягового расчета автомобиля Lada Niva можно найти в инструкции по эксплуатации автомобиля, а также в информационно-телекоммуникационной сети «Интернет».

- а) «тип кузова универсал;
- б) количество дверей 3;
- в) количество мест 5;
- г) габаритные размеры:
 - 1) длина, мм 3740;
 - 2) ширина, мм 1680;
 - 3) высота, мм 1640;
 - 4) база, мм 2200;
 - 5) колея передних/задних колес, мм 1440/1420.
- д) масса в снаряженном состоянии, кг 1285;
- е) полная масса 1610;
- ж) колесная формула/ведущие колеса 4x4;
- з) тип двигателя
..... бензиновый, четырехтактный с распределенным впрыском;
- и) количество и расположение цилиндров рядный, 4 цилиндровый;
- к) рабочий объем двигателя, куб.см 1690;
- л) максимальная мощность, кВт/об.мин 61/5000;
- м) максимальный крутящий момент Н·м/об.мин 129/4000;
- н) удельный расход топлива, г/кВт·ч 300;
- о) шины 235/75 R16.
- п) коробка передач механическая» [7].

Передаточные числа:

- а) передач в КПП:

- 1) первая – 3,67,
- 2) вторая – 2,1,
- 3) третья – 1,36,
- 4) четвертая – 1,
- 5) пятая – 0,82,
- б) задний ход – 3,53,
- б) главной передачи – 3,9,
- в) раздаточной коробки:
 - 1) прямой – 1,2,
 - 2) понижающей – 2,135.

2.2 Тягово-динамический расчет

2.2.1 Расчет потребной мощности двигателя

«Требуемая мощность определяется по формуле

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

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

V_{\max} – максимальная скорость движения АТС, м/с;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии, $\eta_{\text{тр}} = 0,84$ » [27].

«Величина касательной силы тяги определяется из уравнения тягового баланса:

$$P_k = (P_a + Q) \cdot (f \cos \alpha + \sin \alpha) + KFV^2, \quad (2)$$

где P_a – собственный вес автомобиля, Н;

Q – вес пассажиров и груза, Н

f – коэффициент сопротивления качению;

φ – коэффициент сцепления с поверхностью;

α – угол уклона дороги, град;

K – коэффициент обтекаемости АТС;

F – площадь лобовой поверхности автомобиля» [27].

«Потребную мощность двигателя рассчитываем для ровного участка грунтовой сырой дороги со средней скоростью и для участка сухой грунтовой дороги с уклоном 30% с минимальной скоростью и максимальной нагрузкой

1) Ровный участок грунтовой сырой дороги со средней скоростью:

$$f = 0,1, \varphi = 0,4,$$

$$P_a = 1285 \cdot 9,8 = 12593 \text{ Н},$$

$$Q = 75 \cdot 9,8 = 735 \text{ Н},$$

$$F = 2,2 \text{ м}^2, K = 0,536, \alpha = 0^\circ.$$

Выбираем среднюю скорость движения равную 40 км/ч или 11,1 м/с.

$$P_k = (12593 + 735) \cdot (0,1 \cdot \cos 0^\circ + \sin 0^\circ) + 0,536 \cdot 2,2 \cdot 11,1^2 = 1478,1 \text{ Н},$$

$$N_B = \frac{1478,1 \cdot 11,1 \cdot 10^{-3}}{0,84} = 19,5 \text{ кВт} = 26,1 \text{ л.с.}$$

Рассчитанную касательную тягу проверяют на отсутствие скольжения по условиям сцепления движителя с грунтом:

$$P_\varphi > P_k. \quad (3)$$

Сила сцепления движителя с грунтом определяется по формуле:

$$P_{\varphi} = \varphi \cdot G_a, \quad (4)$$

где P_{φ} – сила сцепления движителя с грунтом;

G_a – общий вес автомобиля с пассажирами» [27].

$$P_{\varphi} = 0,4 \cdot 13328 = 5331,2 \text{ Н}$$

«Условие $P_{\varphi} > P_k$ выполняется, мощность двигателя на данном покрытии реализуется.

2) Участок сухой грунтовой дороги с уклоном 30% с минимальной скоростью и максимальной нагрузкой.

$$f = 0,08, \quad \varphi = 0,6,$$

$$P_a = 1285 \cdot 9,8 = 12593 \text{ Н},$$

$$Q = 325 \cdot 9,8 = 3185 \text{ Н},$$

$$F = 2,2 \text{ м}^2, \quad K = 0,536, \quad \alpha = 30^\circ.$$

Выбираем минимальную скорость движения равную 10 км/ч или 2,78 м/с.

$$P_k = (12593 + 3185) \cdot (0,08 \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) + 0,536 \cdot 2,2 \cdot 2,78^2 = 8991,2 \text{ Н}$$

$$N_B = \frac{8991,2 \cdot 2,78 \cdot 10^{-3}}{0,84} = 29,76 \text{ кВт} = 39,9 \text{ л.с.}$$

$$P_{\varphi} = 0,6 \cdot 15778 = 9466 \text{ Н}$$

Условие $P_{\varphi} > P_k$ выполняется, мощность двигателя на данном покрытии реализуется» [27].

Выполним расчет автомобиля на условие опрокидывания. На рисунке 14 представлены силы действующие на автомобиль при опрокидывании.

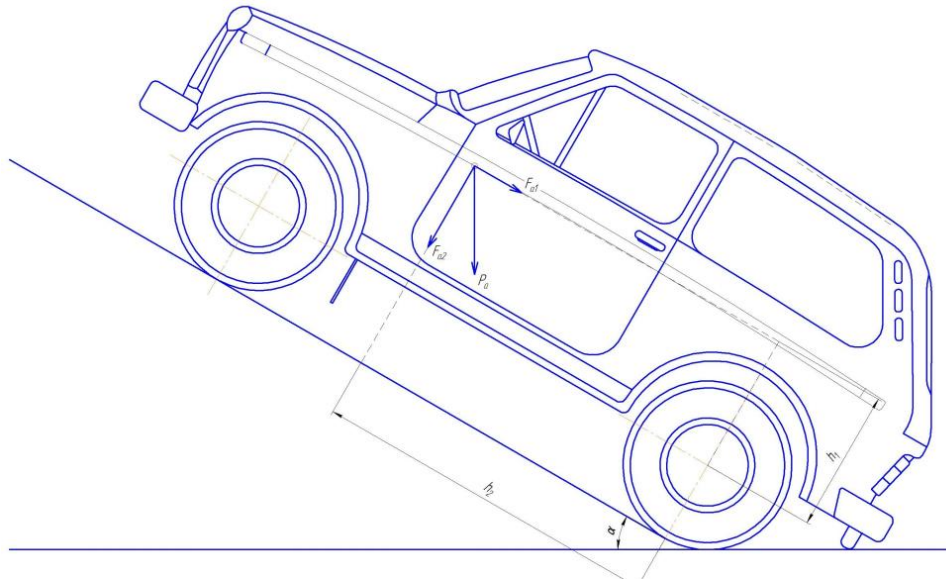


Рисунок 14 – Силы при опрокидывании

$$\alpha = 30^\circ, h_1 = 1,014 \text{ м}, h_2 = 1,43 \text{ м},$$

$$F_{a1} = P_a \cdot \cos 60^\circ, \quad (5)$$

$$F_{a1} = 12593 \cdot \cos 60^\circ = 7889 \text{ Н},$$

$$F_{a2} = 12593 \cdot \cos 30^\circ = 13664 \text{ Н},$$

$$M_{Fa1} = F_{a1} \cdot h_1, \quad (6)$$

$$M_{Fa1} = 7889 \cdot 1,014 = 8000 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Fa2} = 13664 \cdot 1,43 = 19540 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При условии $M_{Fa2} > M_{Fa1}$ опрокидывание не происходит.

Выбираем двигатель ВАЗ-2121 со следующими характеристиками:

$$N_{eN} = 61 \text{ кВт} = 83 \text{ л.с.}, m_{eN} = 5000 \text{ об/мин.}, g_{eN} = 300 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

2.2.2 Расчет и построение внешней скоростной характеристики

Рассчитываем мощность развиваемую ДВС:

$$N_e = N_{eN} \cdot \left(\frac{n_e}{n_{eN}} + \frac{n_e^2}{n_{eN}^2} - \frac{n_e^3}{n_{eN}^3} \right). \quad (7)$$

«Рассчитываем удельный расход топлива:

$$g_e = g_{eN} \cdot \left(1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_e}{n_{eN}} + \frac{n_e^2}{n_{eN}^2}\right). \quad (8)$$

Рассчитываем часовой расход топлива:

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}. \quad (9)$$

Рассчитываем крутящий момент на коленчатом вале ДВС:

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_e}. \quad (10)$$

Выполняем расчет по формулам 7, 8, 9, 10 и заносим полученные данные в таблицу 1 по которым строим внешнюю скоростную характеристику (рисунок 15)» [17].

Таблица 1 – Данные для построения внешней скоростной характеристики

n_e , об/мин	N_e , кВт	g_e , г/кВт·ч	G_T , кг/ч	M_e , Н·м
800	11,1	310,1	3,4	132,1
1600	23,8	275,5	6,5	141,9
2400	36,6	256,3	9,4	145,6
3200	48	252,5	12,1	143,4
4000	56,6	264	14,9	135,2
4800	60,8	290,9	17,7	121
5000	61	300	18,3	116,5
5600	59,1	333,1	19,7	100,9

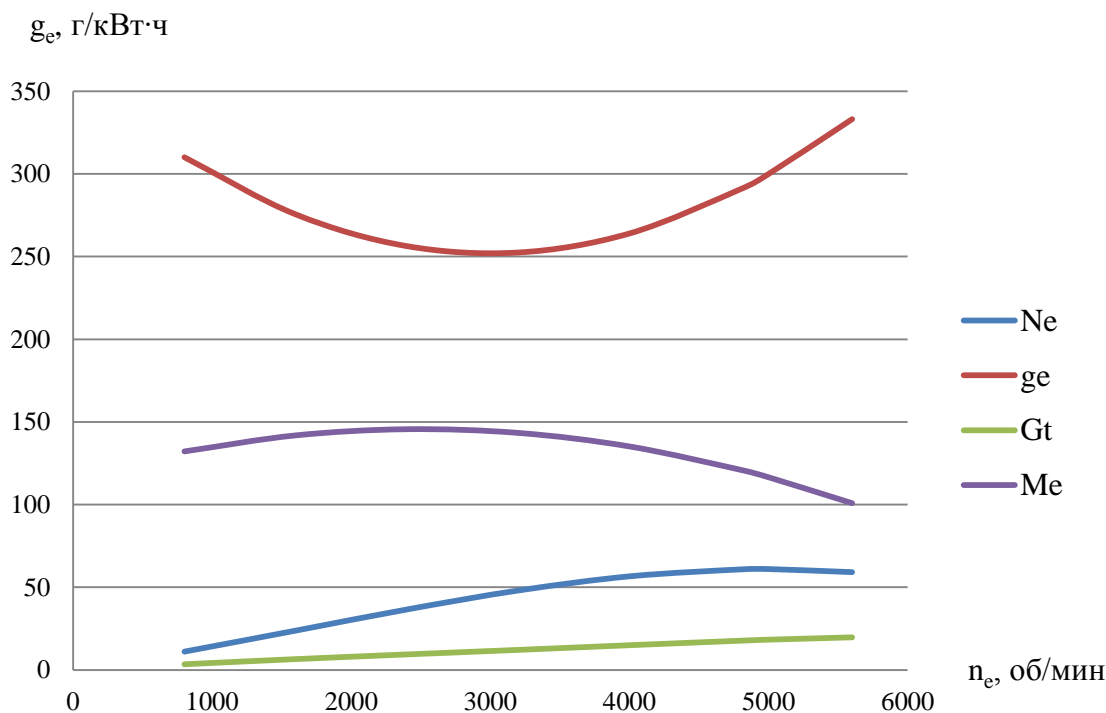


Рисунок 15 – График внешней скоростной характеристики

2.2.3 Определение передаточных чисел элементов трансмиссии

«Рассчитываем передаточное число трансмиссии на 1 передаче исходя из условия полного бездорожья:

$$i_D^H = \frac{P_{K \max} \cdot r_D}{M_{eN} \cdot \eta_{mp}}, \quad (10)$$

где $P_{K \max}$ – наибольшее значение касательной силы тяги, Н;

r_D – динамический радиус колеса с учетом деформации шины, м.

$$r_D = r_{CT} \cdot \Delta, \quad (11)$$

где r_{CT} – статический радиус шины, м;

Δ – коэффициент деформации шины» [7].

$$r_{CT} = \frac{2H + d}{2}. \quad (12)$$

Принимаем следующую размерность шин – 235/75 R16.

$$r_{ст} = \frac{2 \cdot 176,3 + 406,4}{2} = 0,379 \text{ м.}$$

$$r_{д} = 0,379 \cdot 0,96 = 0,364 \text{ м.}$$

$$i_{д}^{H} = \frac{8991,2 \cdot 0,364}{116,5 \cdot 0,84} = 33,4.$$

2.2.4 Расчет и построение тяговой характеристики автомобиля

«Рассчитываем скорость движения транспортного средства на всех передачах по формуле:

$$V_a = 0,104 \cdot r_{д} \cdot \frac{n_e}{i_n}. \quad (13)$$

Рассчитываем значение свободной силы тяги АТС на всех передачах:

$$P_a = P_k - P_B, \quad (14)$$

где P_k – касательная сила тяги АТС,

P_B – сила сопротивления воздушной среды» [7].

$$P_k = \frac{M_e \cdot \eta_{мп} \cdot i_n}{r_{д}}. \quad (15)$$

$$P_B = K \cdot F \cdot V_a^2. \quad (16)$$

Сводим полученные в результате расчета свободной силы тяги АТС на всех передачах и частотах вращения данные в таблицу 2.

Таблица 2 – Данные для построения динамической характеристики АТС

n_e , об/мин	V_a , м/с	P_k , Н	P_B , Н	P_a , Н	D
Первая передача					
800	0,66	13980,64	0,51	13980,1	1,3586
1600	1,32	15006,02	2,06	15004	1,4581
2400	1,98	15400,4	4,63	15395,8	1,4962
3200	2,64	15163,77	8,24	15155,5	1,4728
4000	3,30	14296,14	12,87	14283,3	1,3881
4800	3,96	12797,51	18,53	12779	1,2419
5000	4,13	12324,26	20,11	12304,2	1,1957
5600	4,62	10667,88	25,22	10642,7	1,0343
Вторая передача					
800	1,15	7999,82	1,57	7998,3	0,7773
1600	2,31	8586,55	6,29	8580,3	0,8338
2400	3,46	8812,22	14,15	8798,1	0,8550
3200	4,62	8676,82	25,15	8651,7	0,8408
4000	5,77	8180,35	39,3	8141,1	0,7912
4800	6,93	7322,83	56,6	7266,2	0,7061
5000	7,22	7052,03	61,41	6990,6	0,6794
5600	8,08	6104,24	77,03	6027,2	0,5857
Третья передача					
800	1,15	7999,82	1,57	7998,3	0,7773
1600	2,31	8586,55	6,29	8580,3	0,8338
2400	3,46	8812,22	14,15	8798,1	0,8550
3200	4,62	8676,82	25,15	8651,7	0,8408
4000	5,77	8180,35	39,3	8141,1	0,7912
4800	6,93	7322,83	56,6	7266,2	0,7061
5000	7,22	7052,03	61,41	6990,6	0,6794
5600	8,08	6104,24	77,03	6027,2	0,5857
Четвертая передача					
800	2,42	3809,44	6,93	3802,5	0,3695
1600	4,85	4088,83	27,73	4061,1	0,3947
2400	7,27	4196,29	62,4	4133,9	0,4017
3200	9,7	4131,82	110,93	4020,9	0,3908
4000	12,12	3895,41	179,33	3722,1	0,3617
4800	14,55	3487,06	249,59	3237,5	0,3145
5000	15,15	3358,11	270,83	3087,3	0,3
5600	16,97	2906,78	339,72	2567,1	0,2495
Пятая передача					
800	2,96	3123,74	10,31	3113,4	0,3026
1600	5,91	3352,84	41,24	3311,6	0,3218
2400	8,87	3440,96	92,8	3348,2	0,3254
3200	11,83	3388,09	164,98	3223,1	0,3132
4000	14,79	3194,23	257,78	2936,5	0,2854
4800	17,74	2859,39	371,2	2488,2	0,2418
5000	18,48	2753,65	402,77	2350,9	0,2285
5600	20,7	2383,56	505,24	1878,3	0,1825

2.2.5 Построение динамической характеристики автомобиля

«Рассчитываем динамический фактор:

$$D = \frac{P_k - P_B}{G_a} \quad (15)$$

Данные для построения динамической характеристики АТС представлены в таблице 2. Скорости АТС в зависимости от оборотов коленчатого вала для каждой передачи представлены в таблице 3» [16].

Таблица 3 – Зависимость скорости от частоты вращения коленчатого вала для каждой передачи

n_e , об/мин	V_{sI} , км/ч	V_{sII} , км/ч	V_{sIII} , км/ч	V_{sIV} , км/ч	V_{sV} , км/ч
800	2,4	4,2	6,4	8,7	10,6
1600	4,8	8,3	12,8	17,5	21,3
2400	7,1	12,5	19,3	26,2	31,9
3200	9,5	16,6	25,7	34,9	42,6
4000	11,9	20,8	32,1	43,6	53,2
4800	14,3	24,9	38,5	52,4	63,9
5600	14,9	26	40,1	54,6	66,5
6400	16,6	29,1	44,9	61,1	74,5

Выполняем построение динамической характеристики (рисунок 16) и тяговой характеристики (рисунок 17).

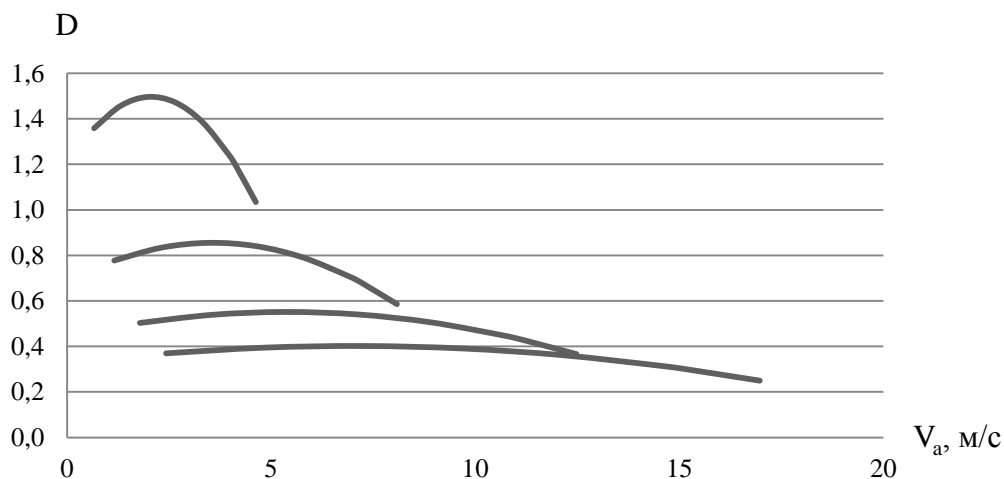


Рисунок 16 – Динамическая характеристика

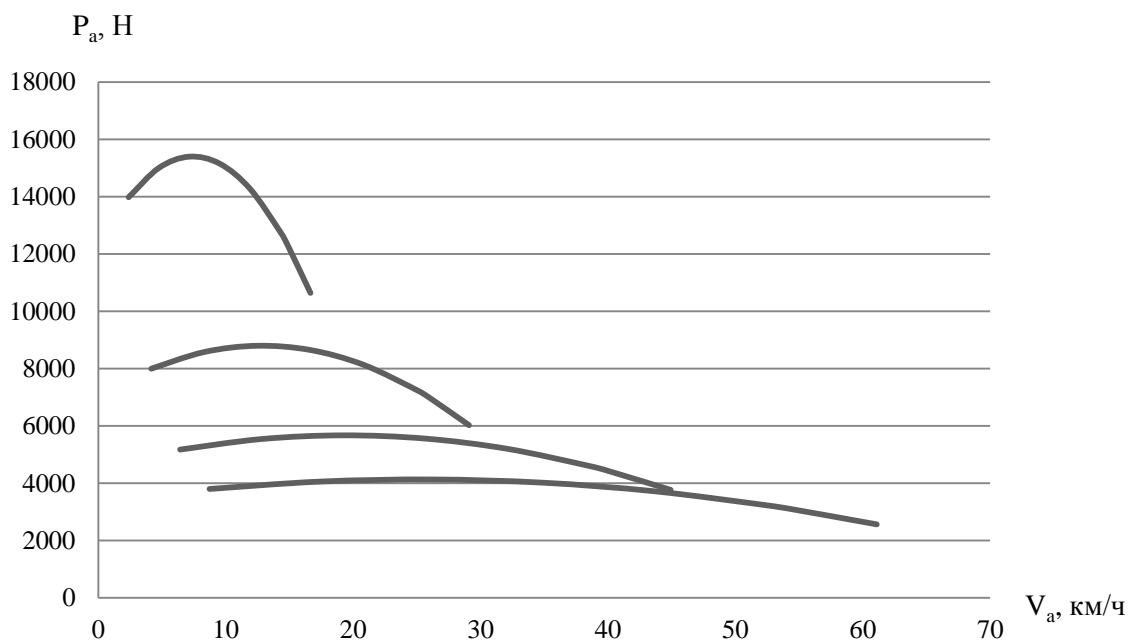


Рисунок 17 – Тяговая характеристика

2.2.6 Построение характеристики разгона

«Рассчитываем ускорение АТС на всех передачах для принятых ранее частот вращения коленчатого вала и рассчитанных значений скорости:

$$j = \frac{D - f}{\delta_{ep}} \cdot g, \quad (16)$$

где f – коэффициент трения качения, $f = 0,05$;

δ_{ep} – коэффициент учета вращающихся масс АТС, рассчитываемый по формуле:

$$\delta_{ep} = 1 + 0,04 \cdot (1 + i_n), \quad (17)$$

где i_n – передаточное число выбранной передачи» [27].

Сводим рассчитанные данные для построения характеристики ускорений АТС в таблицу 4.

Таблица 4 – Данные для построения динамической характеристики АТС

n_e , об/мин	V_a , м/с	D	J , м/с ²
1 передача			
800	0,66	1,3586	2,64
1600	1,32	1,4581	2,84
2400	1,98	1,4962	2,92
3200	2,64	1,4728	2,87
4000	3,3	1,3881	2,7
4800	3,96	1,2419	2,4
5600	4,13	1,1957	2,31
6400	4,62	1,0343	1,99
2 передача			
800	1,15	0,7773	2,21
1600	2,31	0,8338	2,38
2400	3,46	0,8550	2,45
3200	4,62	0,8408	2,4
4000	5,77	0,7912	2,25
4800	6,93	0,7061	1,99
5600	7,22	0,6794	1,91
6400	8,08	0,5857	1,63
3 передача			
800	1,78	0,5031	1,81
1600	3,57	0,539	1,95
2400	5,35	0,5513	2
3200	7,13	0,5403	1,96
4000	8,91	0,5057	1,82
4800	10,7	0,4478	1,59
5600	11,14	0,4296	1,52
6400	12,48	0,3663	1,26
4 передача			
800	2,42	0,3695	1,65
1600	4,85	0,3947	1,77
2400	7,27	0,4017	1,8
3200	9,7	0,3908	1,75
4000	12,12	0,3617	1,61
4800	14,55	0,3146	1,39
5600	15,15	0,3	1,32
6400	16,97	0,2495	1,08
5 передача			
800	2,96	0,3026	1,31
1600	5,91	0,3218	1,41
2400	8,87	0,3254	1,43
3200	11,83	0,3132	1,36
4000	14,79	0,2854	1,22
4800	17,74	0,2418	0,99
5600	18,48	0,2285	0,92
6400	20,7	0,1825	0,69

На рисунке 18 представлена характеристика ускорений.

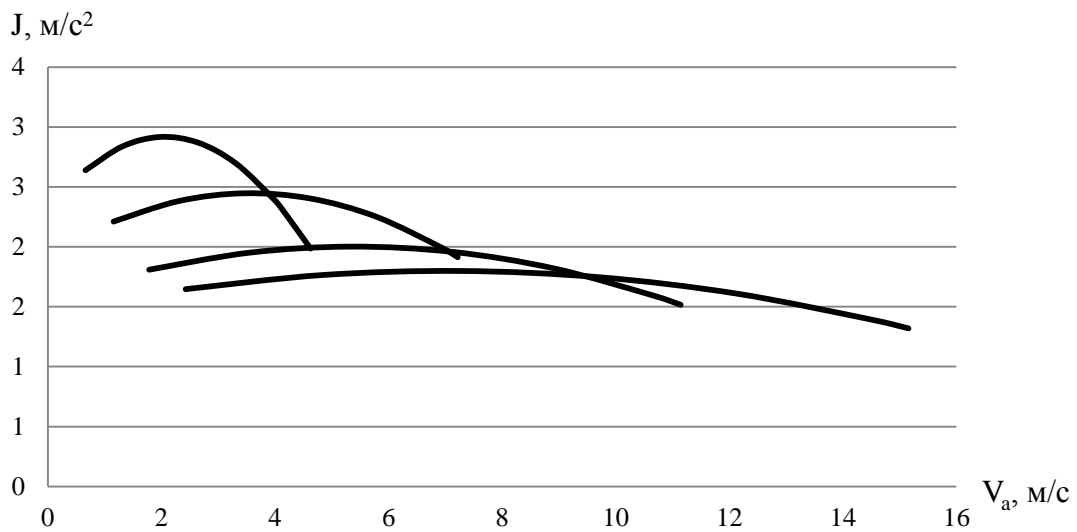


Рисунок 18 – Характеристика ускорений

2.2.7 Построение топливно-экономической характеристики

Рассчитываем топливно-экономическую характеристику на высшей передаче на дорогах с двумя коэффициентами дорожных условий.

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e \cdot 100}{10^3 \cdot \gamma \cdot V_a \cdot 3,6}, \quad (17)$$

$$N_e = \frac{[f \cdot (P_a + Q) + P_B] \cdot V_a}{10^3 \cdot \eta_{mp}}. \quad (18)$$

Сводим рассчитанные данные для разных частот вращения коленчатого вала в таблицу 5.

Таблица 5 – Данные для построения графика

V_a , км/ч	$\psi = 0,1$	$\psi = 0,05$	V_a , км/ч	$\psi = 0,1$	$\psi = 0,05$
	Q_1 , л/100 км	Q_2 , л/100 км		Q_1 , л/100 км	Q_2 , л/100 км
10,65	18,36	10,93	53,23	18,51	12,18
21,29	16,69	10,08	63,87	21,85	14,88
31,94	16,11	9,96	66,53	22,96	15,76
42,58	16,67	10,62	74,52	27	19,01

Рассчитываем данные для кривой расхода топлива на максимальной скорости АТС:

$$Q_s = \frac{100 \cdot G_T}{\gamma \cdot V_a} \quad (19)$$

Сводим рассчитанные данные Q_s в таблицу 6.

Таблица 6 – Расчетные значения Q_s

V_a , км/ч	G_T , кг/ч	Q_s , кг/км	Q_s , л/100 км
10,65	3,4	1,161	43
21,29	6,5	1,107	41
31,94	9,4	1,057	39,2
42,58	12,1	1,025	38
53,23	14,9	1,011	37,4
63,87	17,7	0,997	36,9
66,53	18,3	0,99	36,7
74,52	19,7	0,952	35,2

На рисунке 19 представлена топливно-экономическая характеристика АТС в зависимости от скорости.

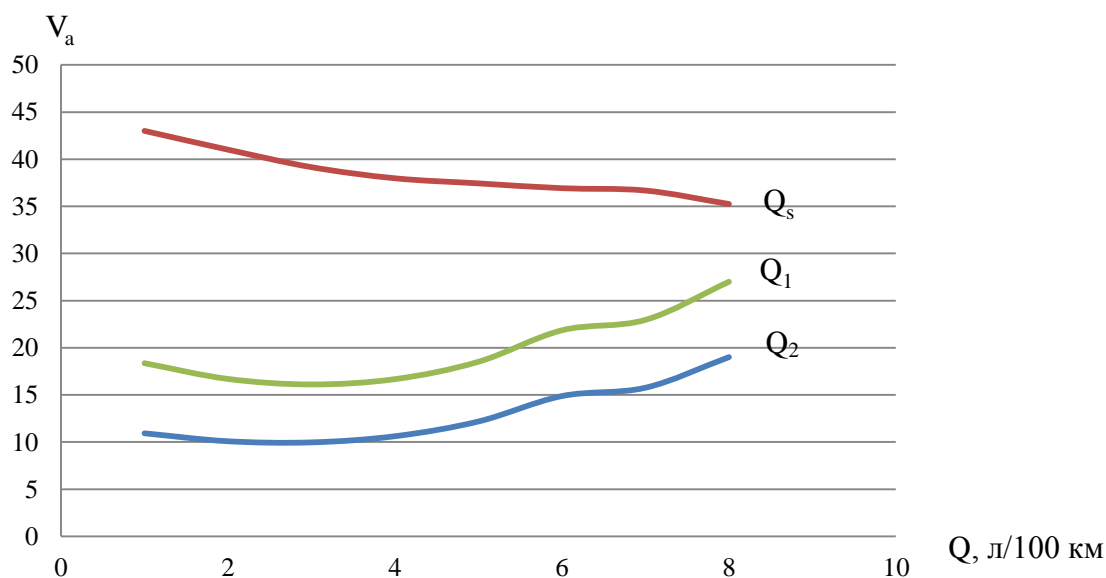


Рисунок 19 – Графики топливно-экономической характеристики АТС в зависимости от скорости

2.2.8 Построение характеристик торможения

«Рассчитываем тормозной путь при торможении рабочей тормозной системой с начальной скорости до полной остановки АТС на сухой горизонтальной грунтовой дороге:

$$S_T = k_3 \cdot \frac{V_a^2}{\varphi \cdot g} \quad (20)$$

где k_3 – коэффициент, учитывающий степень использования полной теоретически возможной эффективности действия тормозной системы, для легковых автомобилей $k_3 = 1,3$ » [7].

«Рассчитываем время остановки АТС:

$$t_0 = t_p + t_{np} + \frac{t_y}{2} + k_3 \cdot \frac{V_a}{35 \cdot \varphi}, \quad (21)$$

где t_p – время реакции водителя, $t_p = 0,8$ с.;

t_{np} – время срабатывания тормозного привода, $t_{np} = 0,3$ с.;

t_y – время увеличения замедления, $t_y = 5$ с» [27].

Рассчитываем замедление АТС при коэффициенте учета вращающихся масс равном единице.

$$j_3 = \varphi \cdot g, \quad (22)$$
$$j_3 = 0,6 \cdot 9,8 = 5,88 \text{ м/с}^2.$$

Сводим рассчитанные данные характеристик торможения автомобиля в таблицу 7.

Таблица 7 – Характеристики торможения автомобиля

$V_a, \text{ м/с}$	$S_T, \text{ м}$	$t_0, \text{ с}$
2,5	1,4	3,8
5	5,5	3,9
7,5	12,4	4,1
10	22,1	4,2
12,5	34,5	4,4
15	49,7	4,5
17,5	67,7	4,7
20	88,4	4,8
22,5	111,9	5

Для оценки полученных результатов, построим тягово-динамическую и экономическую характеристики для базового автомобиля.

2.2.9 Расчет и построение тяговой характеристики базового автомобиля

Расчет тяговой характеристики базового АТС, произведен аналогично расчету для проектируемого АТС. Ввиду ограничений по объему пояснительной записки расчет тяговой характеристики проведен в программной среде MS Excel, а тяговая характеристика построена на отдельном листе А1.

Скорости АТС в зависимости от оборотов коленчатого вала для каждой передачи представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Скорости автомобиля в зависимости от оборотов коленчатого вала для каждой передачи

$n_e, \text{ об/мин}$	$V_{sI}, \text{ км/ч}$	$V_{sII}, \text{ км/ч}$	$V_{sIII}, \text{ км/ч}$	$V_{sIV}, \text{ км/ч}$	$V_{sV}, \text{ км/ч}$
800	3,6	6,2	9,6	13,1	16
1600	7,1	12,5	19,3	26,2	31,8
2400	10,7	18,7	29,9	39,3	47,9
3200	14,3	24,9	38,5	52,4	63,9
4000	17,8	31,2	48,1	65,5	79,8
4800	21,4	37,4	57,8	78,6	95,8
5600	22,3	39	62,2	81,8	99,8
6400	25	43,6	67,4	91,7	111,8

На рисунках 20, 21 представлены динамическая и тяговая характеристики.

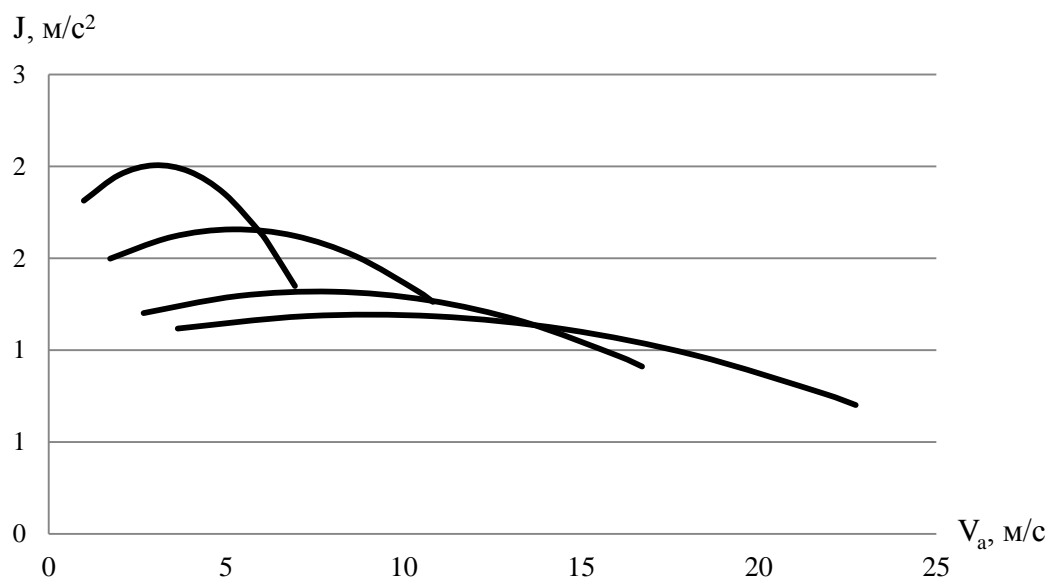


Рисунок 20 – Динамическая характеристика

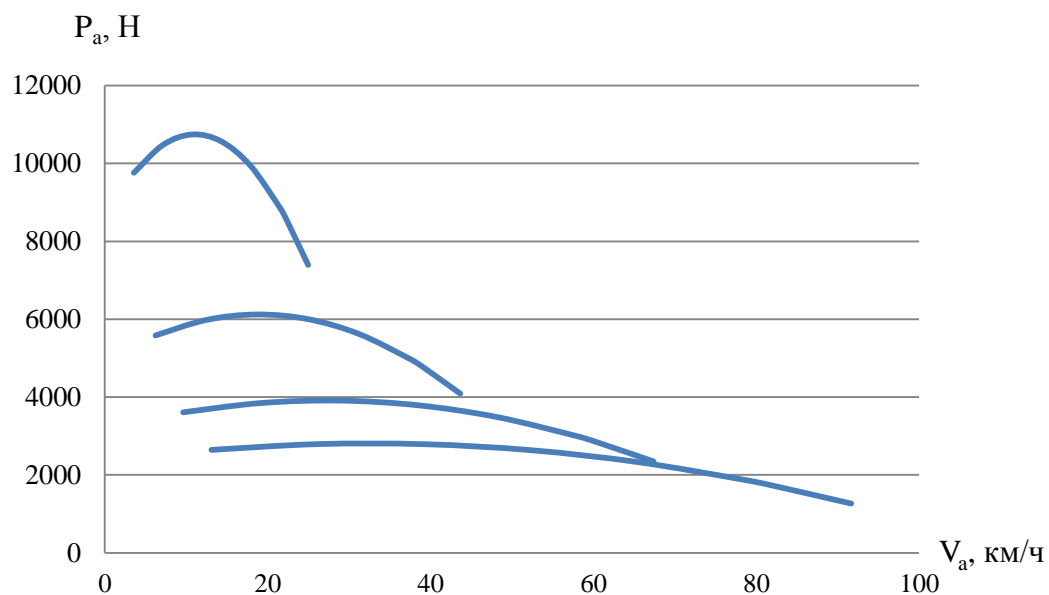


Рисунок 21 – Тяговая характеристика

2.2.11 Построение экономической характеристики базового автомобиля

Расчет экономической характеристики базового АТС, произведен аналогично расчету для проектируемого АТС. Результаты расчета представлены в таблицах 9 и 10.

Таблица 9 – Топливо-экономическая характеристика АТС

V_a , км/ч	$\psi = 0,1$	$\psi = 0,05$	V_a , км/ч	$\psi = 0,1$	$\psi = 0,05$
	Q_1 , л/100 км	Q_2 , л/100 км		Q_1 , л/100 км	Q_2 , л/100 км
10,65	18,54	11,1	21,29	17,32	10,7
21,29	17,32	10,7	31,94	17,42	11,28
31,94	17,42	11,28	42,58	18,97	12,91
42,58	18,97	12,91	53,23	22,27	15,95
53,23	22,27	15,95	63,87	27,81	20,83
63,87	27,81	20,83	66,53	29,62	22,42
66,53	29,62	22,42	74,52	36,27	28,28
74,52	36,27	28,28	–	–	–

Таблица 10 – Топливо-экономическая характеристика АТС в зависимости от скорости

V_a , км/ч	G_T , кг/ч	Q_s , кг/км	Q_s , л/100 км
10,65	3,4	0,774	28,7
21,29	6,5	0,738	27,3
31,94	9,4	0,705	26,1
42,58	12,1	0,684	25,3
53,23	14,9	0,674	25
63,87	17,7	0,665	24,6
66,53	18,3	0,66	24,4
74,52	19,7	0,634	23,5

На рисунке 22 представлена топливо-экономическая характеристика АТС в зависимости от скорости.

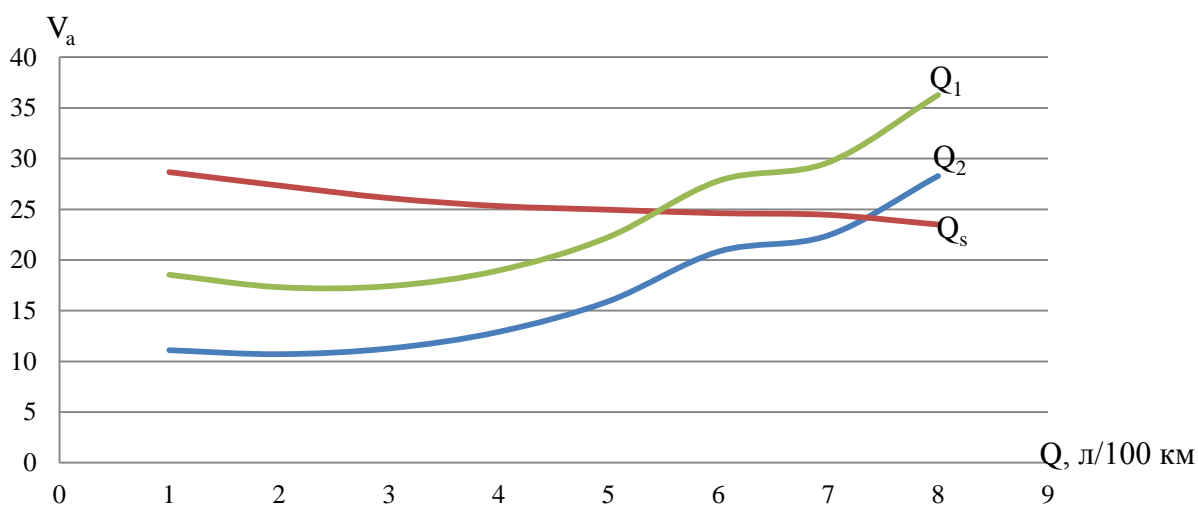


Рисунок 22 – Графики топливо-экономической характеристики автомобиля в зависимости от скорости

2.2.12 Проходимость автомобиля

«Проходимостью или вездеходностью автомобиля называется его способность безостановочно и по возможности быстро двигаться по неровным и скользким дорогам и в условиях бездорожья.

Проходимость в основном определяется тяговыми и опорноцепными, а также геометрическими параметрами автомобиля

Проходимость автомобиля в условиях пересеченной местности характеризуется его геометрическими параметрами, определяющими возможность движения по ухабам, буграм и другим неровностям пути, не задевая их.

Основными из геометрических параметров автомобиля являются просветы (клиренсы), радиусы и углы проходимости» [7].

На рисунке 23 представлены геометрические параметры базового и проектируемого автомобиля.

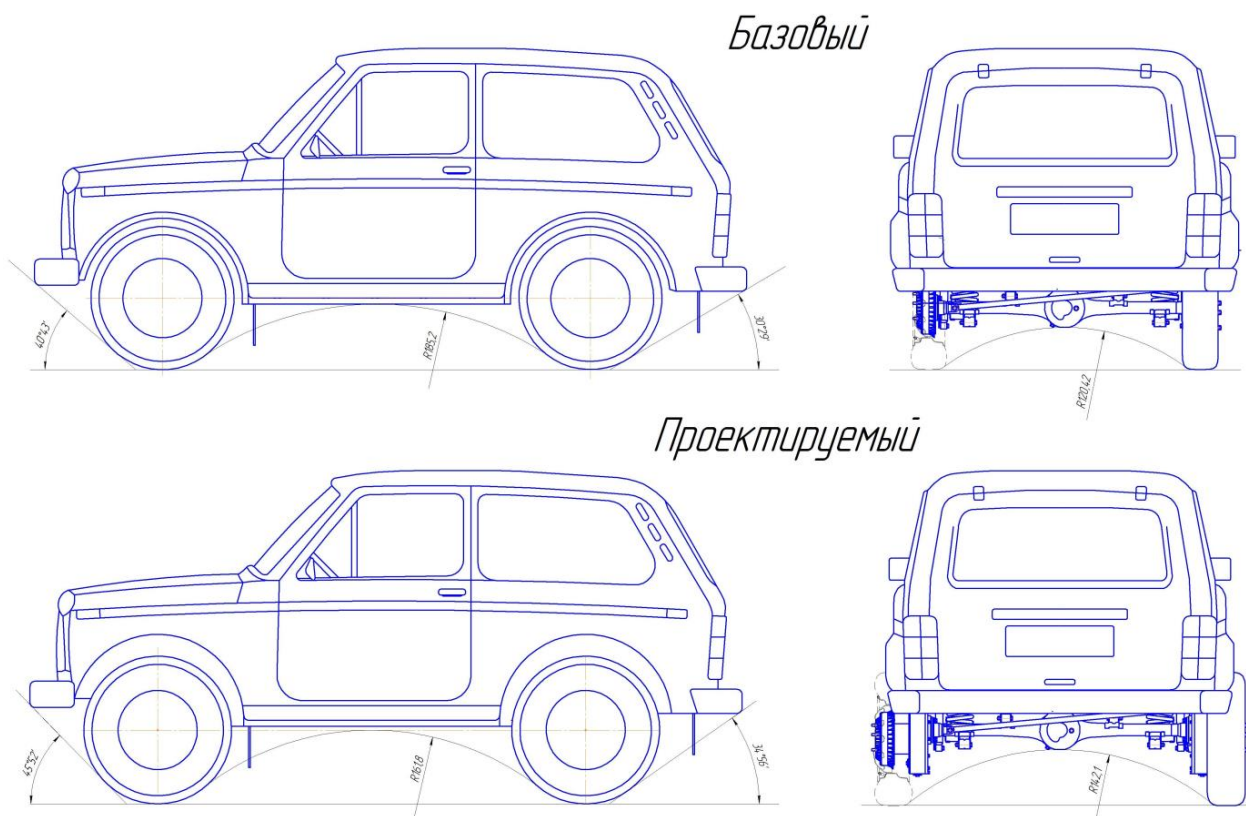


Рисунок 23 – Геометрические параметры проходимости

2.2.13 Тяговые и опорно-сцепные параметры автомобиля

«Тяговые и опорно-сцепные параметры автомобиля характеризуют его проходимость при движении по мягким грунтам (сыпучий песок, пашня, размытый грунт, заболоченная местность и тому подобное), а также на подъемах, то есть в таких условиях, когда сопротивление качению выше, а сцепление, наоборот, ниже, чем при движении по твердым дорогам. Эти параметры зависят от максимальной силы тяги автомобиля, его веса и давления колес на опорную поверхность, типа шин и некоторых других конструктивных факторов» [7].

«Для возможности равномерного движения автомобиля, в случае отсутствия боковых сил, необходимо чтобы

$$P_f \leq P_{k \max} \leq P_\varphi.$$

Для базового автомобиля:

$$\begin{aligned} P_k &= 5713,26 \text{ Н}, \\ P_\varphi &= 15778 \cdot 0,45 = 7100 \text{ Н}, \\ P_f &= \left(0,9 \cdot \sqrt{\frac{h}{D}} \right) \cdot G_a + (G_a \cdot \sin \alpha), \end{aligned} \quad (23)$$

где h – глубина погружения колес в грунт, мм;

D – диаметр колеса» [9].

$$P_f = \left(0,9 \cdot \sqrt{\frac{50}{684}} \right) \cdot 15778 + (15778 \cdot \sin 12^\circ) = 7119,7 \text{ Н}.$$

Условие движения не выполняется.

Для проектируемого автомобиля:

$$P_k = 8180,35 \text{ Н},$$

$$P_\varphi = 15778 \cdot 0,52 = 8204,56 \text{ Н},$$

$$P_f = \left(0,9 \cdot \sqrt{\frac{50}{759}} \right) \cdot 15778 + (15778 \cdot \sin 12^\circ) = 6927 \text{ Н}.$$

Условие движения выполняется.

2.3 Расчет переднего колесного редуктора

2.3.1 Выбор материалов зубчатых колес и способов термообработки

«Характеристики сталей, используемых для изготовления зубчатых колес, приведены в таблице 11» [17].

Таблица 11 – Механические характеристики сталей

Колесо Z_2	Шестерня Z_1
«Сталь 15ХГН2ТА цементация HB ₁ =269 HRC ₁ =58...64, HRC _{1cp} =61 σ_{T1} =735 МПа σ_{b1} =930 МПа	Сталь 15ХГН2ТА цементация HB ₁ =269 HRC ₂ =58...64, HRC _{2cp} =61 σ_{T2} = 735 МПа σ_{b2} =930 МПа» [17].

2.3.2 Определение передаточных чисел колесного редуктора

Задаем общее передаточное число привода: $i_{ред} = 1,5$.

2.3.3 Определение мощности на ведущем валу колесного редуктора

$$N_1 = N_e \cdot \eta_{мп}, \quad (24)$$

$$N_1 = 61 \cdot 0,88 = 53,68 \text{ кВт}.$$

2.3.4 Определение мощности на ведомом валу колесного редуктора

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{ред}, \quad (25)$$

где $\eta_{ред}$ – КПД колесного редуктора.

$$N_1 = 53,68 \cdot 0,95 = 50,996 \text{ кВт.}$$

2.3.5 Определение частоты вращения ведущего вала

$$n_1 = \frac{n_{Ne}}{i_{1КПП}} \cdot i_{н.ркпп} \cdot i_{ГП}, \quad (26)$$

$$n_1 = \frac{5000}{3,67} \cdot 2,135 \cdot 3,9 = 163,62 \text{ об/мин.}$$

2.3.6 Определение частоты вращения ведомого вала

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{ред}}, \quad (27)$$

$$n_2 = \frac{163,62}{1,5} = 109,08 \text{ об/мин.}$$

2.3.7 Определение момента на ведущем валу редуктора

«Моменты рассчитываются при условии нахождения всех колес АТС на поверхности дорожного покрытия.

$$M_1 = \frac{M_{N \max} \cdot i_{1.кпп} \cdot i_{н.кпп} \cdot i_{ен} \cdot \eta_{мп}}{4}, \quad (28)$$

где $i_{1.кпп}$ – передаточное отношение КПП на 1 передаче;

$i_{н.кпп}$ – передаточное отношение РКПП на понижающей передаче;

$i_{ен}$ – передаточное отношение главной пары» [9].

$$M_1 = \frac{116,5 \cdot 3,67 \cdot 2,135 \cdot 3,9 \cdot 0,88}{4} = 783,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.3.8 Определение момента на ведомом валу редуктора

$$M_2 = M_1 \cdot \eta_{ред} \cdot i_{ред}, \quad (28)$$

$$M_2 = 783,2 \cdot 0,95 \cdot 1,5 = 1116,06 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчётов заносим в таблицу 12.

Таблица 12 – Результаты расчётов

Вал	Мощность P, кВт	Частота вращения n, об/мин	Крутящий момент M, Нм
1	53,68	163,62	783,2
2	50,996	109,08	1116,06

2.3.9 Расчет допускаемых контактных напряжений

«Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле:

$$\delta_{HP} = \frac{\delta_{Hlim} \cdot K_{HL}}{S_{H1}}, \quad (29)$$

где S_{H1} – коэффициент безопасности» [9].

Для расчета контактных напряжений при способе термической обработки – цементация: $\delta_{Hlim} = 23HRC$, $S_{H1} = 1,2$, $K_{HL} = 1,8$.

«Коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}, \quad (30)$$

где N_{HO} – базовое число циклов при действии контактных напряжений;

N_{HE} – эквивалентное число циклов напряжений» [9].

Выбор характеристик типа нагружения.

Для автомобилей повышенной проходимости – средний равновероятный $\mu_h = 0,25$.

Для зубчатых колес с термической обработкой цементация: $\mu_F = 0,1$.

Должно выполняться условие:

$$K_{HL} \leq K_{HL\max},$$

$$N_{H0} = 30HB^{2,4} \leq 120 \text{ МПа},$$

$$N_{H01} = 30 \cdot 269^{2,4} = 20,35 \text{ МПа},$$

$$N_{H02} = 30 \cdot 269^{2,4} = 20,35 \text{ МПа},$$

$$N_{H02} = N_{H01},$$

$N_{H01} < 120 \text{ МПа}$, условие выполняется.

«Эквивалентное число циклов напряжений определяется по формуле:

$$N_{HR} = \mu_h \cdot N_{\Sigma}, \quad (31)$$

где μ_h – коэффициент эквивалентности, определяемый в зависимости от типового режима нагружения;

N_{Σ} – суммарное число циклов нагружения передачи за весь срок службы.

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_h, \quad (32)$$

где n – частота вращения колеса, об/мин.;

c – число зацеплений за один оборот колеса;

t_h – суммарное время работы передачи в часах.

$$t_h = 365 \cdot L \cdot 24 \cdot K_G \cdot K_C \cdot ПВ, \quad (32)$$

где L – срок службы передачи в годах, $L = 3$ года.

K_G – коэффициент использования передачи в течении года, принимаем равным 0,3;

K_C – коэффициент использования передачи в течении суток, принимаем равным 0,3;

$ЛВ$ – относительная продолжительность включения» [9].

$$t_h = 365 \cdot 3 \cdot 24 \cdot 0,3 \cdot 0,3 \cdot 0,2 = 473,04 \text{ ч,}$$

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 163,62 \cdot 1 \cdot 473,04 = 4,64 \cdot 10^6,$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 109,08 \cdot 1 \cdot 473,04 = 3,1 \cdot 10^6,$$

$$N_{HE1} = 0,25 \cdot 4,64 \cdot 10^6 = 1,16 \cdot 10^6,$$

$$N_{HE2} = 0,25 \cdot 3,1 \cdot 10^6 = 7,75 \cdot 10^6,$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{20,35 \cdot 10^6}{1,16 \cdot 10^6}} = 1,48,$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{20,35 \cdot 10^6}{1,29 \cdot 10^6}} = 1,58.$$

Определим допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса:

$$\delta_{H \lim 1} = 23 \cdot 61 = 1403 \text{ МПа ,}$$

$$\delta_{H \lim 2} = 23 \cdot 61 = 1403 \text{ МПа ,}$$

$$\delta_{HP1} = \frac{1403 \cdot 1,48}{1,2} = 1730,4 \text{ МПа ,}$$

$$\delta_{HP2} = \frac{1403 \cdot 1,58}{1,2} = 1852 \text{ МПа .}$$

Допускаемые контактные напряжения для прямозубой передачи:

$$\delta_{HP} = \delta_{HP \min} = 1730,4 \text{ МПа .}$$

2.3.10 Расчет допускаемых напряжений изгиба

Эти напряжения вычисляют по формуле:

$$\delta_{FP} = \frac{\delta_{F \lim} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{S_F}. \quad (32)$$

Пределы изгибной выносливости зубьев:

$$\delta_{F \lim 1} = 800 \text{ МПа},$$

$$\delta_{F \lim 2} = 800 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты безопасности при изгибе:

$$S_{F1} = 1,65,$$

$$S_{F2} = 1,65.$$

«Коэффициенты, учитывающие влияние двусторонней приложения нагрузки, для реверсивного привода:

$$K_{FC1} = 0,75,$$

$$K_{FC2} = 0,75.$$

Коэффициенты долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[q]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1,$$

где q – показатель степени кривой усталости, $q = 9$;

N_{F0} – базовое число циклов при изгибе, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ » [9].

Эквивалентное число циклов при изгибе:

$$\begin{aligned} N_{FE} &= \mu_F \cdot N_{\Sigma}, \\ N_{FE1} &= 0,1 \cdot 4,64 \cdot 10^6 = 4,64 \cdot 10^5, \\ N_{FE2} &= 0,1 \cdot 3,1 \cdot 10^6 = 3,1 \cdot 10^5, \\ K_{FL1} &= \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,64 \cdot 10^5}} = 1,27, \\ K_{FL2} &= \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{3,1 \cdot 10^5}} = 1,32. \end{aligned} \quad (33)$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} \delta_{FP1} &= \frac{800 \cdot 1,27 \cdot 0,75}{1,65} = 461 \text{ МПа}, \\ \delta_{FP2} &= \frac{800 \cdot 1,32 \cdot 0,75}{1,65} = 531,6 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

2.3.11 Межосевое расстояние

«Межосевое расстояние определяется по формуле

$$a_w = K_a \cdot (i_{ред} - 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_1}{\psi_{ba} \cdot i_{ред} \cdot \delta_{HP}^2}}, \quad (34)$$

где K_a – для прямозубых передач 450;

ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца, для прямозубых передач принимаем 0,315;

K_H – коэффициент контактной нагрузки, на этапе проектного расчета задаем значением 1,2» [9].

$$a_w = 450 \cdot (1,5 - 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 783,2}{0,315 \cdot 1,5 \cdot 1730,4^2}} = 19,63 \text{ мм.}$$

Принимаем значение межосевого расстояния равным 50 мм.

2.3.12 Модуль числа зубьев и коэффициент смещения

Принимаем модуль равным 4.

Суммарное число зубьев передачи:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w}{m}, \quad (35)$$
$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 50}{4} = 25.$$

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i_{ред} - 1}, \quad (36)$$
$$z_1 = \frac{25}{1,5 - 1} = 50.$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} + z_1, \quad (37)$$
$$z_2 = 50 + 25 = 75.$$

Фактическое передаточное число:

$$i_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (38)$$
$$i_{\phi} = \frac{75}{50} = 1,5.$$
$$\Delta i = 100 \cdot \frac{i_{ред} \cdot i_{\phi}}{i_{ред}}, \quad (38)$$

$$\Delta i = 100 \cdot \frac{1,5 \cdot 1,5}{1,5} = 0.$$

Учитывая, что $z_1 > 17$, принимаем коэффициенты смещения $x_1 = 0$,
 $x_2 = 0$,

2.3.13 Ширина зубчатых венцов и диаметры колес

Ширину зубчатого венца шестерни определим по формуле:

$$b_{w1} = \psi_{ba} \cdot a_w, \quad (39)$$

$$b_{w1} = 0,315 \cdot 50 = 15,75 \text{ мм.}$$

Делительные окружности:

$$d = m \cdot Z, \quad (40)$$

$$d_1 = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм,}$$

$$d_2 = 4 \cdot 75 = 300 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей вершин и впадин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m \cdot (1 + x_1), \quad (41)$$

$$d_{a1} = 200 + 2 \cdot 4 \cdot (1 + 0) = 208 \text{ мм,}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m \cdot (1,25 - x_1), \quad (41)$$

$$d_{f1} = 200 - 2 \cdot 4 \cdot (1,25 - 0) = 190 \text{ мм,}$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m \cdot (1 - x_1 - 0,2), \quad (42)$$

$$d_{a2} = 300 - 2 \cdot 4 \cdot (1 - 0 - 0,2) = 293,6 \text{ мм,}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,25 - x_1), \quad (43)$$

$$d_{f2} = 300 - 2 \cdot 4 \cdot (1,25 - 0) = 290 \text{ мм,}$$

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{600000}, \quad (44)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 163,62}{600000} = 1,71 \text{ м/с}.$$

2.3.14 Проверка контактной прочности зубьев

«Проверочный расчет зубьев на контактную прочность выполняем по формуле:

$$\delta_H = \frac{z_Q}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_1 \cdot (i_\phi - 1)^3}{b_{w2} \cdot i_\phi}}, \quad (44)$$

где z_Q – для прямозубых передач, принимаем равным 9600» [13].

Коэффициент контактной нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}. \quad (45)$$

«Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями:

$$K_{H\alpha} = 1 + A \cdot (n_{cm} - 5) \cdot K_w, \quad (46)$$

где A – для прямозубых передач;

K_w – коэффициент, учитывающий приработку зубьев, при $HB \leq 350$ для определения K_w используется выражение» [13].

$$K_w = 0,002 \cdot HB_2 + 0,036 \cdot (\nu - 9), \quad (47)$$

$$K_w = 0,002 \cdot 269 + 0,036 \cdot (0,138 - 9) = 0,219,$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5) \cdot 0,219 = 1,039.$$

«Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_w, \quad (48)$$

где $K_{H\beta}^0$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы» [13].

Для определения $K_{H\beta}^0$ вычислим коэффициент ширины венца по диаметру:

$$\begin{aligned} \psi_{bd} &= 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (i_{\phi} - 1), \\ \psi_{bd} &= 0,5 \cdot 0,315 \cdot (1,5 - 1) = 0,0786. \end{aligned} \quad (49)$$

По значению ψ_{bd} определим $K_{H\beta}^0$ методом линейной интерполяции $K_{H\beta}^0 = 1,08$, тогда:

$$K_{H\beta} = 1 + (1,08 - 1) \cdot 0,219 = 1,01752.$$

Окончательно найдем K_H и δ_H .

$$\begin{aligned} K_H &= 1,039 \cdot 1,01752 \cdot 1,05 = 1,11, \\ \delta_H &= \frac{9600}{40} \cdot \sqrt{\frac{1,11 \cdot 783,2 \cdot (1,5 - 1)^3}{24 \cdot 1,5}} = 417 \text{ МПа}, \\ \delta_H &= \delta_{HP\min} = 1730,4 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Поскольку $\delta_H < \delta_{HP}$, выполним расчет недогрузки по контактным напряжениям:

$$\Delta\delta_H = 100 \cdot \frac{\delta_{HP} - \delta_H}{\delta_{HP}}, \quad (50)$$

$$\Delta\delta_H = 100 \cdot \frac{1730,4 - 417}{1730,4} = 75,9\%.$$

2.3.15 Проверка изгибной прочности зубьев

Напряжения изгиба в зубе шестерни:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{200 \cdot M_1 \cdot K_F}{b_w \cdot d \cdot m} \quad (51)$$

«Коэффициент формы зуба при $x=0$ равен:

$$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_V}, \quad (51)$$

где z_V – число зубьев, для передач внутреннего зацепления
коэффициент Y_F : $Y_{F1} = 3,8$, $Y_{F2} = 3,75$.

Коэффициент нагрузки при изгибе:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (52)$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, для прямозубых передач, равен 1» [14].

Для определения коэффициентов, входящих в эту формулу, используем следующие зависимости:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta}^0, \quad (53)$$

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,08 = 1,0656,$$

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{HV} - 1) \text{ при } HB_2 < 350, \quad (53)$$

$$K_{FV} = 1 + 1,5 \cdot (K_{HV} - 1) \text{ при } HB_2 < 350, \quad (54)$$

$$K_{FV} = 1 + 1,5 \cdot (1,05 - 1) = 1,075,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,0656 \cdot 1,075 = 1,146.$$

$$\delta_{F1} = 3,8 \cdot \frac{2000 \cdot 783,2 \cdot 1,146}{20 \cdot 200 \cdot 4} = 426,3 \text{ МПа} < \delta_{FP1}.$$

Напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\delta_{F2} = \frac{\delta_{F1} \cdot b_{w1} \cdot Y_{F2}}{b_{w2} \cdot Y_{F1}}, \quad (55)$$

$$\delta_{F2} = \frac{426,3 \cdot 20 \cdot 3,75}{24 \cdot 3,8} = 350,32 \text{ МПа} < \delta_{FP2}.$$

2.3.16 Силы в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2000 \cdot M_1}{d_{F1}}, \quad (56)$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 783,2}{200} = 7832 \text{ Н}.$$

Распорная сила:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (57)$$

$$F_r = 7830 \cdot \operatorname{tg} 40^\circ = 6571,8 \text{ Н}.$$

2.4 Расчет заднего колесного редуктора

Расчет проведен аналогично, расчету для переднего редуктора. Результаты расчетов представлены в таблицах 13, 14.

Таблица 13 – Механические характеристики сталей

Колесо Z_2	Шестерня Z_1
«Сталь 15ХГН2ТА цементация $HV_1=269$ $HRC_1=58-64$ $HRC_{1cp}=61$ $\sigma_{T1}=735$ МПа $\sigma_{b1}=930$ МПа	Сталь 15ХГН2ТА цементация $HV_1=269$ $HRC_2=58-64$ $HRC_{2cp}=61$ $\sigma_{T2}=735$ МПа $\sigma_{b2}=930$ МПа» [17].

Общее передаточное число привода: $i_{ред} = 1,5$.

Таблица 14 – Крутящий момент на валу редуктора

Вал	Мощность P , кВт	Частота вращения n , об/мин	Крутящий момент M , Н·м
1	53,68	163,62	783,2
2	50,996	109,08	1116,06

«Значение межосевого расстояния $a_w = 50$ мм.

Модуль $m = 4$.

Число зубьев шестерни: $z_1 = 50$, $z_2 = 75$.

Ширину зубчатого венца шестерни округлим до ближайшего числа, из ряда нормальных линейных размеров: $b_{w1} = 20$ мм. Ширину зубчатого венца колеса b_{w2} принимаем на 2-5 мм больше чем b_{w1} . Принимаем $b_{w2} = 24$ мм.

Делительные окружности: $d_1 = 200$ мм, $d_2 = 300$ мм.» [17]

Проверка контактной прочности зубьев.

$$K_H = 1,039 \cdot 1,01752 \cdot 1,05 = 1,11.$$

$$\delta_H = \frac{9600}{40} \cdot \sqrt{\frac{1,11 \cdot 783,2 \cdot (1,5 - 1)^3}{24 \cdot 1,5}} = 417 \text{ МПа}.$$

$$\delta_{HP} = \delta_{HPmin} = 1730,4 \text{ МПа}.$$

Поскольку $\delta_H < \delta_{HP}$, выполним расчет недогрузки по контактным напряжениям:

$$\Delta\delta_H = 100 \cdot \frac{1730,4 - 417}{1730,4} = 75,9\%.$$

Проверка изгибной прочности зубьев.

Напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\delta_{F_2} = \frac{426,3 \cdot 20 \cdot 3,75}{24 \cdot 3,8} = 350,32 \text{ МПа} < \delta_{FP_2}$$

Силы в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2000 \cdot 783,2}{200} = 7832 \text{ Н.}$$

Распорная сила:

$$F_r = 7830 \cdot \operatorname{tg} 40^\circ = 6571,8 \text{ Н.}$$

2.5 Расчет ведущего вала переднего колесного редуктора

2.5.1 Исходные данные

Момент на валу составляет 783,2 Н·м;

Силы, приложенные к валу со стороны зацепления:

- окружная $F_t = 7832 \text{ Н}$;
- распорная $F_r = 6571,8 \text{ Н}$.

Заданы следующие длины участков, размеры которых показаны на рисунке 17.

Расстояние между опорами $L_0 = 37,5 \text{ мм}$.

Расстояние от точки приложения усилия от зубчатого венца до наружной опоры $L_1 = 40$ мм.

Диаметр участка вала под подшипником $d_n = 40$ мм.

Диаметр участка вала со шлицами $d_{ш} = 24$ мм.

Материал вала сталь 15ХГН2ГА, термообработка – закалка в ТВЧ
 $\sigma_b = 930$ МПа

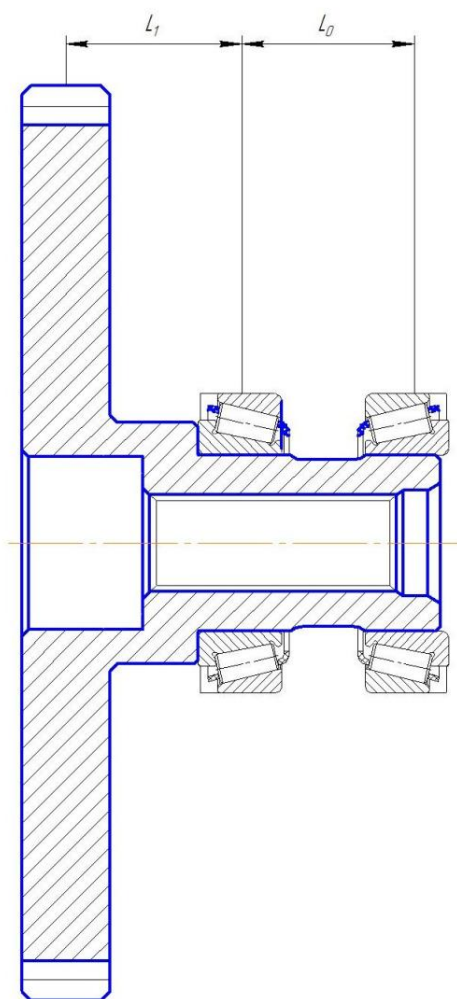


Рисунок 24 – Компоновка ведущего вала заднего колесного редуктора

2.5.2 Определение опорных реакций

Реакции в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_3 = 0,$$

$$\begin{aligned}
& -R_{1r} \cdot (L_1 + L_0) + F_r \cdot L_0 = 0, \\
& -R_{1r} \cdot (L_1 + L_0) + F_r \cdot L_0 = 0, \\
R_{1r} &= \frac{F_r \cdot (L_1 + L_0)}{L_0} = \frac{6,5718 \cdot (40 + 37,5)}{37,5} = 13,5817 \text{ кН}, \\
& \sum F_x = 0, \\
& R_{2r} = R_{1r} - F_r, \\
R_{2r} &= 13,5817 - 6,5718 = 7,01 \text{ кН}.
\end{aligned}$$

Реакции вертикальной плоскости:

$$\begin{aligned}
& \sum M_3 = 0, \\
& -R_{1B} \cdot (L_1 + L_0) + F_r \cdot L_0 = 0, \\
& -R_{1B} \cdot (L_1 + L_0) + F_r \cdot L_0 = 0, \\
R_{1B} &= \frac{F_r \cdot (L_1 + L_0)}{L_0} = \frac{7,832 \cdot (40 + 37,5)}{37,5} = 16,1861 \text{ кН}, \\
& \sum F_y = 0, \\
& F_t + R_{2r} - R_{1B} = 0, \\
& R_{2r} = R_{1B} - F_t, \\
R_{2r} &= 16,1861 - 7,832 = 8,3541.
\end{aligned}$$

2.5.3 Построение эпюр изгибающих моментов

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

2 участок (0-1):

$$\begin{aligned}
M_{x1} &= F_r \cdot 0, \\
M_{x1} &= 6,5718 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.
\end{aligned}$$

2 участок (0-2):

$$M_{x2} = F_r \cdot L_1,$$

$$M_{x2} = 6,5718 \cdot 40 = 262,872 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3 участок (0-2):

$$M_{x3} = F_r \cdot L_1 - R_{1r} \cdot 0,$$

$$M_{x3} = 6,5718 \cdot 40 = 262,872 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

3 участок (0-3):

$$M_{x4} = F_r \cdot (L_1 + L_0) - R_{1r} \cdot L_0,$$

$$M_{x4} = 6,5718 \cdot (40 + 37,5) - 13,5817 \cdot 37,5 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости:

2 участок (0-1):

$$M_{y1} = F_t \cdot 0,$$

$$M_{y1} = 7,832 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2 участок (0-2):

$$M_{y2} = F_t \cdot L_1,$$

$$M_{y2} = 7,832 \cdot 40 = 313,28 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3 участок (0-2):

$$M_{y3} = F_t \cdot L_1 - R_{1r} \cdot 0,$$

$$M_{y3} = 7,832 \cdot 40 = 313,28 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

4 участок (0-3):

$$M_{y4} = F_t \cdot (L_1 + L_0) - R_{1r} \cdot L_0,$$

$$M_{x4} = 7,832 \cdot (40 + 37,5) - 16,1861 \cdot 37,5 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На основе выполненных расчетов построены эпюры изгибающих и крутящих моментов (рисунок 25).

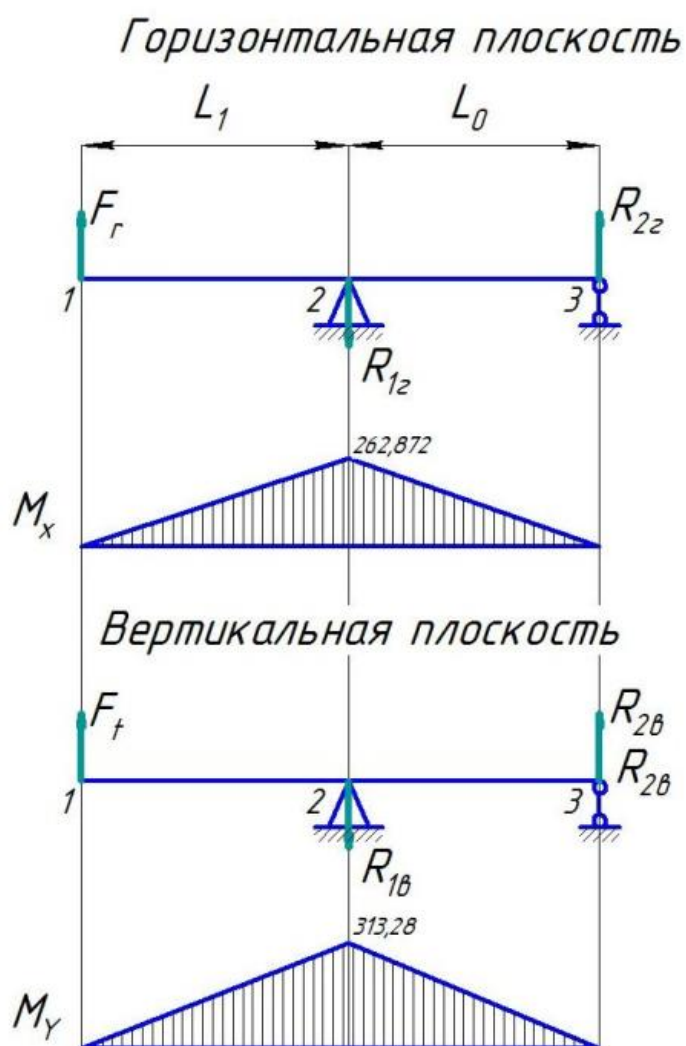


Рисунок 25 – Эпюры изгибающих и крутящих моментов

2.7 Смазка редуктора

«Рассчитываем окружную скорость колеса редуктора при 2000 мин^{-1} коленчатого вала, при условии движения на низшей передаче:

$$V = \frac{\pi \cdot d_k \cdot n_k}{60000}, \quad (73)$$

где d_k – делительный диаметр колеса;

n_k – частота вращения колеса. Частота вращения колеса редуктора, при 2000 об/мин коленчатого вала на низшей передаче $n_k = 198,9 \text{ об/мин.}$ » [27].

$$V = \frac{3,14 \cdot 300 \cdot 198,9}{60000} = 3,12 \text{ м/с.}$$

По справочным данным выбираем смазочные материалы для редуктора и условия работы: вязкость масла $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, масло 80-W90 GL5, глубина погружения колеса в масло, составляет $28,5 \text{ мм}$, объем масла для одного редуктора $0,24 \text{ л}$.

Выводы по разделу.

В разделе был выполнен тягово-динамический расчет автомобиля Lada Niva, выполнен расчет колесных редукторов – переднего и заднего, выполнен подбор смазки.

3 Разработка технологии технического обслуживания и ремонта бортового редуктора

3.1 Разработка операционно-технологической карты на монтаж бортового редуктора

«На любой вид обслуживания: ТО РО, с указанием каждой выполняемой операции, в строгой последовательности, отметив местоположение объекта, применяемый инструмент и приспособления, норматив времени на операцию, технические условия в соответствии с требованиями НОТ, разрабатываются технологические карты. Перечень операций под конкретную марку автомобиля, с его особенностями, отражен в приложении к, Положению о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» [10].

Технологический процесс технического обслуживания оформляется подробно в операционно-технологической или кратко, для отдельного поста, в постовой технологической карте.

Операционная карта представляют собой подробную разработку одной, отдельной операции, составляется на рабочее место, пост, включает операции на нем выполняемые.

Содержание операционно-технологической карты, на одну и ту же операцию, но на разных предприятиях, будет отличаться из-за различий в оснащенности, квалификации персонала и т.д.

«В соответствии с требованиями операционно-технологическая и постовая технологическая карты выполняются по форме 1,1а, 2 и 2а МУ-200 РСФСР-12-0139-81» [11].

В технологической карте краткая формулировка операции и глагол в приказном виде, как команда к действию для персонального исполнителя с необходимой квалификацией, может быть указана необходимость в представлении пояснительного эскиза, если описания недостаточно для

понимания выполняемого задания. Технологическая карта может быть выполнена в виде таблицы и является документом для технического контроля.

Составляя технологические карты, ориентируются на:

- логистические удобства в процессе выполнения;
- наличие диагностирующего, осмотрового оборудования;
- возможность использовать оборудование передовых технологий, высокоточного инструмента и специализированного приспособления;
- надлежащие условия труда в соответствии с требованиями НОТ;
- применение средств контроля за качеством работ.

На соответствующем листе графического материала представлена операционно-технологическая карта монтажа бортового редуктора.

3.2 Планировка участка ремонта бортового редуктора

Первоначально составим список, разбив весь производственный процесс ремонта, на отдельные производственные участки с соответствующими помещениями. Имея строительный чертеж готового строения с размерами помещений, указанием несущих стен и несущих опор, учитывая специфику работ и обслуживания, следуя санитарно-гигиеническим и противопожарным требованиям, составим несколько вариантов распределения площадей.

Проектируя строение непосредственно под нужды СТО, планируется для реализации поставленных целей, использовать как стандартные железобетонные панели и типовые алюминиевые фермы, так и оригинальные строительные решения из бетона и кирпича, учитывая нагруженность кровли, выберем сетку несущих колонн.

На основании строительного чертежа, с размерами помещений, указанием несущих стен и несущих опор, учитывая специфику работ и

обслуживания, следуя санитарно-гигиеническим и противопожарным требованиям, составим несколько компоновочных вариантов планировки этих помещений.

Реализованная компоновка, по Общесоюзным Нормам Технологического Проектирования, не может отличаться от принятого варианта более чем на $\pm 10\%$.

В структуре СТО существует разделение, как персонала на основные рабочие и вспомогательные, так и технологических зон, помещений. К основным относятся зоны Технологического Обслуживания и Технологического Ремонта (аббревиатура ТО и ТР соответственно).

Разделение на основные и вспомогательные, продолжается и внутри зон: к основным относятся участки механических работ, рихтовки, окраски, и антикоррозионной обработки.

Все подчинено работе основных подразделений. В современных СТО, помимо обслуживания и ремонта техники, внимательно относятся к обслуживанию и созданию удобств, для ожидающего клиента. Клиент беспрепятственно перемещается по зоне приема заказов, в непосредственной близости находится магазин запасных частей, с общей кассой. Рядом с зоной приема имеется автомойка, с возможностью обслуживания днища и моторного отсека, зона ожидания имеет кафе и бар с безалкогольными напитками и легкой закуской. Время ожидания проходит незаметно за просмотром видеопрограмм. Инфраструктура СТО позволяет разделить потоки выезда и въезда.

Выводы по разделу.

В разделе разработана операционно-технологическая карта на монтаж бортового редуктора, а также рассмотрена планировка участка по ремонту бортового редуктора.

4 Производственная и экологическая безопасность проекта

4.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva

Обеспечение безопасности человека в его повседневной деятельности, является важной целью, в условиях современного цивилизованного, социально-ориентированного, экономически стабильного мира.

В общем случае термин «безопасность» понимается как система «человек-машина-среда», в работе которой необходимо сохранить условие, при котором возникновение аварий устраняется с некоторой вероятностью.

В мире, особенно в последние годы, наблюдается интенсивный рост опасных процессов. С одной стороны, это опасные природные явления и стихийные бедствия, с другой стороны – техногенные аварии и катастрофы. За последние полвека число опасных стихийных бедствий увеличилось примерно в три раза, а ущерб от них – десять. При этом следует отметить, что процессы опасных природных явлений во многом связаны с деятельностью человека: деградация природной среды в результате сокращения лесного покрова, выбросов, изменения режимов природной воды, загрязнение воды и так далее.

Сокращение числа профессиональных заболеваний, контролируя возрастные пороги ограничений, перемещая персонал по смежным профессиям, согласно графику, информированность персонала и разбор причин повлекших аварию, развитие профессиональной (легкий труд), и медицинской реабилитации пострадавших на производстве, первоочередные задачи руководства предприятием и правительства страны, в целом.

Безопасность жизнедеятельности, это основа всех аспектов безопасности (пожарная безопасность, безопасность на воде, безопасность при общении с электричеством, экономическая безопасность, безопасность

труда и так далее). Изучение и систематизация окружающих нас потенциальных опасностей формирует рефлекторно безопасное поведение, общую грамотность в вопросе безопасности, привычку к безопасному поведению.

Дальнейшее развитие данного вопроса, призвано изменить отношение руководителей разного звена и исполнителей, к требованиям и рекомендациям охраны труда, сохраняющей нам жизнь и здоровье.

В автомобильном транспорте данная проблема весьма актуальна, так как автомобиль сам по себе является транспортным средством повышенной опасности. Обслуживание же и ремонт автомобиля так же требуют концентрации внимания на технике безопасности.

В таблице 15 представлен паспорт безопасности на технологический процесс сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva

Таблица 15 – Паспорт безопасности на технологический процесс сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva

Технологический процесс/операция	Содержание операций и переходов	Должность работника, выполняющего технологическую операцию, процесс (ОК 010-2014 (МСКЗ-08). Общероссийский классификатор занятий)	Технологическое оборудование, приспособления, необходимые для обеспечения технологического процесса	Наименование материалов, веществ, средств защиты (Приказ Минтруда России от 09.12.2014 N 997н), необходимых для обеспечения технологического процесса
«Технологический процесс сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva	1 Подготовка к сборке. 2 Сборка колесного редуктора для автомобиля Lada Niva 3 Регулировка колесного редуктора для автомобиля Lada Niva. 4. Испытание и доводка колесного редуктора	Слесарь по ремонту автомобилей 4 разряда» [16].	Ключи по размеру крепежных элементов: – рожковые; – накидные; – с трещоткой; – динамометрический. Отвертки по размеру крепежных элементов: – плоские; – крестообразные.	Защитные хлопчатобумажные перчатки, спецодежда, спецобувь

4.2 Определение профессиональных рисков

«Процесс определения профессиональных рисков включает в себя процедуру обнаружения, выявления опасных и вредных производственных факторов (далее – О и ВПФ) согласно ГОСТ 12.0.003-2015» [28].

Сводная информация по идентификации профессиональных рисков при сборке колесного редуктора для автомобиля Lada Niva представлена в таблице 16.

Таблица 16 – Идентификация профессиональных рисков

Выполняемая работа	О и ВПФ	Источник возникновения О и ВПФ
«1 Подготовка к сборке. 2 Сборка колесного редуктора для автомобиля Lada Niva. 3 Регулировка колесного редуктора для автомобиля Lada Niva 4. Испытательная и доводка колесного редуктора для автомобиля Lada Niva	Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях колесного редуктора	Колесный редуктор
	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части редуктора	Колесный редуктор
	Повышенный уровень шума	Шум от технологического оборудования на участке
	Запыленность и загазованность воздуха	Пыль от работающего оборудования
	Возможность поражения электрическим током	Электроинструмент
	Отсутствие или недостаток естественного света	Недостаточное количество окон, световых колодцев в помещении где производится технологический процесс
	Химические раздражающие вещества	Смазка, масло, герметик» [27].
	«Монотонность труда, вызывающая монотонию	Однообразно повторяющиеся операции при сборке/испытании колесного редуктора» [4].

4.3 Мероприятия по снижению профессиональных рисков

«В обязанности работодателя входит обеспечение мероприятий, направленных на улучшение условий труда, в том числе разработанных по результатам специальной оценки условий труда (Федеральный закон «О специальной оценке условий труда» от 28.12.2013 № 426-ФЗ). Работодатель должен направлять на эти цели, согласно статье 226 «Финансирование мероприятий по улучшению условий и охраны труда» Трудового кодекса РФ, не менее 0,2 % суммы затрат на производство продукции (работ, услуг)» [29].

Специальная оценка условий труда является единым комплексом последовательно осуществляемых мероприятий по идентификации О и ВПФ производственной среды и трудового процесса и оценке уровня их воздействия на работника с учетом отклонения их фактических значений от установленных уполномоченным Правительством Российской Федерации федеральным органом исполнительной власти нормативов условий труда и применения средств индивидуальной и коллективной защиты работников.

Типовой перечень ежегодно реализуемых работодателем за счет указанных средств мероприятий по улучшению условий и охраны труда и снижению уровней профессиональных рисков устанавливается федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере труда.

Основные мероприятия:

- а) «проведение специальной оценки условий труда (далее – СОУТ). СОУТ позволяет оценить условия труда на рабочих местах и выявить О и ВПФ и тем самым выполнить некоторые обязанности работодателя, предусмотренные Трудовым кодексом РФ:
 - 1) информировать работников об условиях и охране труда на рабочих местах, о риске повреждения здоровья,

- предоставляемых им гарантиях, полагающихся им компенсациях и средствах индивидуальной защиты;
- 2) разработать и реализовать мероприятия по приведению условий труда в соответствие с государственными нормативными требованиями охраны труда;
 - 3) установить работникам компенсации за работу с вредными и (или) опасными условиями труда» [29].
- б) обеспечение работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, а также на работах, производимых в особых температурных и климатических условиях или связанных с загрязнением, средствами индивидуальной защиты, смывающими и обезвреживающими средствами;
 - в) устройство новых и (или) модернизация имеющихся средств коллективной защиты работников от воздействия опасных и вредных производственных факторов;
 - г) приведение уровней естественного и искусственного освещения на рабочих местах, в бытовых помещениях, местах прохода работников в соответствии с действующими нормами;
 - д) устройство новых и (или) реконструкция имеющихся мест организованного отдыха, помещений и комнат релаксации, психологической разгрузки, мест обогрева работников, а также укрытий от солнечных лучей и атмосферных осадков при работах на открытом воздухе; расширение, реконструкция и оснащение санитарно-бытовых помещений;
 - е) обеспечение хранения средств индивидуальной защиты, а также ухода за ними (своевременная химчистка, стирка, дегазация, дезактивация, дезинфекция, обезвреживание, обеспыливание, сушка), проведение ремонта и замена СИЗ;
 - ж) приобретение стендов, тренажеров, наглядных материалов, научно-технической литературы для проведения инструктажей по охране

труда, обучения безопасным приемам и методам выполнения работ, оснащение кабинетов (учебных классов) по охране труда компьютерами, теле-, видео-, аудиоаппаратурой, лицензионными обучающими и тестирующими программами, проведение выставок, конкурсов и смотров по охране труда;

- з) обучение лиц, ответственных за эксплуатацию опасных производственных объектов;
- и) оборудование по установленным нормам помещения для оказания медицинской помощи и (или) создание санитарных постов с аптечками, укомплектованными набором лекарственных средств и препаратов для оказания первой помощи» [26].

Мероприятия по снижению профессиональных рисков представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Мероприятия по снижению профессиональных рисков

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
«Движущиеся машины и механизмы, подвижные части оборудования»	Организационно-технические мероприятия: – инструктажи по охране труда; – содержание технических устройств в надлежащем состоянии» [27]	Спецодежда, соответствующая выполняемой работе (спецобувь, спецодежда, средства защиты органов дыхания, зрения, слуха)
«Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях деталей, узлов, агрегатов»	Выполнение на регулярной основе планово-предупредительного обслуживания. Эксплуатация технологического оборудования в строгом соответствии с инструкцией. Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами; – предохранительные –	Спецодежда, соответствующая выполняемой работе

Продолжение таблицы 17

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
	<ul style="list-style-type: none"> – устройства для предупреждения перегрузки оборудования – знаки безопасности, цвета, разметка по ГОСТ 12.4.026 «Обеспечение дистанционного управления оборудованием» [30] 	
Повышенный уровень шума	<ul style="list-style-type: none"> – уменьшение величины шума на пути его распространения; – снижение шума в источнике; – проведение лечебно-профилактических мероприятий; – организационно-технические мероприятия (использование современных менее шумных технологических процессов и машин, – оснащение шумных машин средствами дистанционного управления и автоматического контроля; – контроль за уровнем шума и своевременное устранение его причин; – введение целесообразных режимов труда и отдыха работников на шумных предприятиях); – архитектурно-планировочные меры – уменьшение шума еще на стадии проектирования промышленных зданий сооружений; – формирование зон защищенных от шума, целесообразное размещение оборудования рабочих мест, – акустические решения планировок зданий и генеральных планов объектов 	Противошумные: наушники, закрывающие ушную раковину снаружи, вкладыши, перекрывающие наружный слуховой проход; противошумные шлема и каски; противошумные костюмы
Возможность поражения электрическим током	<p>К техническим мерам защиты от действия электрического тока относятся:</p> <ul style="list-style-type: none"> – изоляция токопроводящих элементов; 	«Диэлектрические перчатки, изолирующие клещи и штанги, слесарный инструмент с изолированными

Продолжение таблицы 17

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
	<p>– рабочая, двойная, – усиленная); зануление, заземление; – защитное отключение.</p> <p>К организационным мерам защиты от действия электрического тока относятся:</p> <p>– «оформление нарядов или распоряжений с полным указанием места и времени работы, ответственных лиц, мер безопасности;</p> <p>– обучение персонала и оформление допуска; надзор над проведением работ» [27].</p> <p>Технические средства защиты от действия электрического тока:</p> <p>а) «изолирующие (диэлектрические перчатки, изолирующие клещи и штанги, слесарный инструмент с изолированными рукоятками, указатели величины напряжения» [27]., диэлектрические калоши, боты, подставки, коврики);</p> <p>б) «предохранительные - специальные средства индивидуальной защиты, обеспечивающие безопасность во время проведения электромонтажных работ в особо сложных условиях: на высоте, при световом, тепловом и механическом воздействии электрической дуги (предохранительные пояса, «когти», лестницы, защитные щитки, каски и очки, рукавицы из трудновоспламеняемых материалов, спецодежда, спецобувь, противогазы)» [31];</p> <p>в) ограждающие для обеспечения коллективной</p>	

Продолжение таблицы 17

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
	безопасности (щиты, ширмы, барьеры, клетки, заземляющие и шунтирующие штанги, специальные знаки и плакаты)	рукоятками, указатели величины напряжения» [31] диэлектрические калоши боты, подставки, коврики, «предохранительные пояса, когти, лестницы, защитные щитки, каски и очки, рукавицы из трудновоспламеняемых материалов, спецодежда, спецобувь, противогазы» [27]; щиты, ширмы, барьеры, клетки, заземляющие и шунтирующие штанги, специальные знаки и плакаты
«Отсутствие или недостаток естественного света	Устройство световых проемов в стенах производственного помещения, световых фонарей на крыше здания» [31], устройство дополнительного освещения на рабочем месте рабочего. Контроль за параметрами освещенности при помощи специального прибора люксметра пульсметра	
«Химические раздражающие вещества	Санитарно-гигиенические мероприятия: обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами	Спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)» [31].
«Напряжение зрительных анализаторов. Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	Для предупреждения развития утомления, функционального перенапряжения и функциональных скелетно-мышечных нарушений работающих факторы трудового процесса, характеризующие тяжесть физического труда, не должны превышать допустимые величины и отвечать требованиям Руководства Р2.2.2006-05.	

Продолжение таблицы 17

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
	<p>В целях профилактики развития утомления, перенапряжения и развития скелетно-мышечных заболеваний существенное значение имеет соответствие конструкции используемого производственного оборудования, ручного инструмента и так далее современным требованиям эргономики, антропометрическим данным, физиологическим и психологическим возможностям работающего человека» [27].</p>	
<p>Монотонность труда, вызывающая монотонию</p>	<ul style="list-style-type: none"> – расширение круга обязанностей; усложнение работы или обогащение такими функциями и обязанностями стимулов для того или иного сотрудника; – руководитель должен установить режим и график работы сотрудников. <p>«Принципы и методология определения количества и продолжительности перерывов на отдых, независимо от регламентированного периода работы, являются едиными. С сокращением рабочего дня (с 6-7-часовой сменой) потребность в отдыхе может возрасти, поскольку, как правило, увеличивается интенсивность труда» [27];</p> <p>обратить внимание на социальные и физические условия труда: уровень шума в помещении, цветовая гамма помещения, освещение. Правильное оформление помещений требует логического соответствия формы и цвета</p>	

4.4 Пожарная безопасность

К пожарной безопасности зданий и сооружений следует относиться со всей ответственностью, при этом требования по пожарной безопасности регулируются сводом правил (СНиП). Свод правил по пожарной безопасности (СНиП) – нормативные документы, в соответствии с которыми производится проектирование противопожарной защиты зданий и сооружений. СНиП о пожарной безопасности представляют собой документ, в котором прописаны правила, которым нужно следовать, начиная от проектирования и заканчивая периодом эксплуатации. Те или иные здания (сооружения) принято классифицировать по двум категориям – конструктивной и функциональной пожарной опасности. Кроме того, все здания категоризируют по огнестойкости. Степень огнестойкости сооружений находится в прямой зависимости от огнестойкости конструкций несущего типа (стен, перекрытий).

Любое здание в зависимости от степени огнестойкости должно быть оборудовано:

- подъездными путями для пожарной техники,
- наружными пожарными лестницами,
- системой противодымной защиты,
- противопожарным водопроводом,
- средствами, облегчающими выходы на чердак.

При организации противопожарной безопасности нужно уделять особое внимание системам и средствам предотвращения распространения пожара по всей площади помещений. Существуют определенные требования к использованию тех или иных материалов для облицовки различных поверхностей. Кроме того, в любом здании (сооружении) должна быть размещена сигнализация, а также первичные средства пожаротушения и противопожарные преграды.

Противопожарная безопасность в здании должна быть организована таким образом, чтобы в случае обнаружения возгорания люди могли максимально быстро покинуть помещение. Эвакуационные пути должны быть предохранены от опасных факторов пожара, это возможно благодаря внедрению комплекса конструктивных, технических и инженерных решений. Организация пожарной безопасности в любом здании – обязательная и необходимая мера, к этому процессу следует подойти со всей ответственностью, без экономии средств на обустройство систем противопожарной защиты и средств пожаротушения.

Каждый руководитель объекта должен осуществлять необходимый комплекс мер по предотвращению пожаров на объекте на постоянной основе.

Перечень мероприятий по пожарной безопасности при сборке колесного редуктора для автомобиля Lada Niva представлена в таблице 18.

Таблица 18 – Перечень мероприятий по пожарной безопасности при технологическом процессе сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности, эффекты от реализации
«Наличие сертификата соответствия продукции требованиям пожарной безопасности»	Все приобретаемое оборудование должно в обязательном порядке иметь сертификат качества и соответствия
Обучение правилам и мерам пожарной безопасности в соответствии с Приказом МЧС России 645 от 12.12.2007	Проведение обучения, а также различных видов инструктажей по тематике пожарной безопасности под роспись» [29].
«Проведение технического обслуживания, планово-предупредительных ремонтов, модернизации и реконструкции оборудования»	Выполнение профилактики оборудования в соответствии с утвержденным графиком работ. Назначение приказом руководителя лица, ответственного за выполнение данных работ» [32].
«Наличие знаков пожарной безопасности и знаков безопасности по охране труда по ГОСТ»	Знаки пожарной безопасности и знаки безопасности по охране труда, установленные в соответствии с нормативно-правовыми актами РФ» [27].
«Рациональное расположение производственного оборудования без создания препятствий для эвакуации и использованию средств пожаротушения»	Эвакуационные пути в пределах помещения должны обеспечивать безопасную, своевременную и беспрепятственную эвакуацию людей
Обеспечение исправности, проведение своевременного обслуживания и ремонта источников наружного и внутреннего противопожарного водоснабжения,	Не допускается использование неисправных средств пожаротушения также средств с истекшим сроком действия

Продолжение таблицы 18

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности средств пожаротушения	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности, эффекты от реализации
Разработка плана эвакуации при пожаре в соответствии с требованиями статьи 6.2 ГОСТ Р 12.2.143–2009, ГОСТ 12.1.004–91 ССБТ «Пожарная безопасность Общие требования»	Наличие действующего плана эвакуации при пожаре, своевременное размещение планов эвакуации в доступных для обозрения местах» [29].
«Размещение информационного стенда по пожарной безопасности	Наличие средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности» [31].

4.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva

Сводная информация по идентификации экологических факторов при сборке колесного редуктора для автомобиля Lada Niva представлена в таблице 19.

Таблица 19 – Идентификация экологических факторов при сборке колесного редуктора для автомобиля Lada Niva

Структурные составляющие (оборудование) технологического процесса	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
«Сборка колесного редуктора для автомобиля Lada Niva	Мелкодисперсные частицы пыли в окружающем воздухе, испарения смазочно-охлаждающей жидкости с поверхности новых деталей, а также в результате ее пролива, утечки, в процессе утилизации	Не обнаружено	Спецодежда пришедшая в негодность, твердые бытовые / коммунальные отходы коммунальный мусор), металлический лом, стружка» [28].

Сводная информация по мероприятиям, направленным на снижение негативного антропогенного воздействия при сборке колесного редуктора представлена в таблице 21.

Таблица 20 – Мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия при сборке колесного редуктора для автомобиля Lada Niva

Мероприятий, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки колесного редуктора на:		
атмосферу	гидросферу	литосферу
«Применение фильтрующих элементов в вытяжных устройствах и своевременная их замена	Экологический контроль за утилизацией и захоронением сточных вод, осадков, выбросов вредных веществ» [27].	Спецодежда, пришедшая в негодность, применяется как вторичное сырье при производстве ветоши. Металлический лом, стружка отправляется на переплавку. Твердые бытовые / коммунальные отходы сортируются и перерабатываются / сжигаются

4.6 Расчет вентиляции

Правильно спроектированная и выполненная вентиляция улучшает условия эффективной работы, снижает утомляемость, способствует повышению производительности труда и качества проведённых работ, благоприятно влияет на производственную среду, оказывает положительное психологическое воздействие на работающих, повышает безопасность труда и снижает производственный травматизм.

Для обеспечения требуемых условий воздушной среды в помещениях лаборатории диагностики легковых автомобилей предусмотрена приточно-вытяжная естественная вентиляция. Приток свежего воздуха (неорганизованный) – через неплотности в оконных рамах, открывающиеся фрамуги и форточки, через ворота. Отработанный воздух удаляется через вытяжные решетки под потолком помещений, установленные в вентиляционных воздуховодах. Такой воздухообмен происходит за счёт гравитационного давления вследствие разности температур наружного и внутреннего воздуха, а также под действием ветра.

«Для систем естественной вентиляции необходимо сбалансировать сопротивление системы с располагаемым гравитационным давлением» [17].

Сопротивление системы воздуховодов ΔP определяется по формуле (73):

$$\Delta P = R \cdot \beta_{\text{ш}} \cdot l + z, \quad (73)$$

где R – значение удельных потерь давления на трение, Па/м;

$\beta_{\text{ш}}$ – коэффициент учёта шероховатости стенок короба, $\beta_{\text{ш}} = 1$ для воздуховодов из оцинкованной стали;

l – длина воздуховодов, м;

z – потери давления в местных сопротивлениях, Па.

Потери давления в местных сопротивлениях рассчитываются по формуле (74):

$$z = \sum \xi \cdot P_{\text{д}}, \quad (74)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке;

$P_{\text{д}}$ – динамическое давление, Па.

Для надёжности сопротивления системы должно быть несколько меньше располагаемого гравитационного давления. Рассчитывается по формуле (75):

$$\Delta P = 0,9 \cdot \Delta P_{\text{грав}}, \quad (75)$$

«Расчётное гравитационное давление определяем по формуле:

$$\Delta P_{\text{грав}} = h \cdot (\rho_{\text{нар}} - \rho_{\text{вн}}) \cdot g, \quad (76)$$

где h – высота воздушного столба, м;

$\rho_{\text{нар}}$ – плотность наружного воздуха, кг/м³ при $t = 5^\circ \text{C}$, [10];

$\rho_{\text{вн}}$ – плотность внутреннего воздуха, кг/м³ при $t = 18^\circ \text{C}$, [10];

g – ускорение свободного падения м/с²» [8].

Согласно рекомендациям [8] высота воздушного столба, для вытяжных воздуховодов, принимается от середины вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты.

$$\Delta P_{\text{прав}} = 2 \cdot (1,27 - 1,213) \cdot 9,8 = 1,12 \text{ Па.}$$

«Аэродинамический расчёт системы вентиляции выполняется после расчёта воздухообмена в помещениях и решения по трассировке воздуховодов и каналов. Для проведения аэродинамического расчета на основе архитектурно-строительной части проекта вычерчивают аксонометрическую схему системы вентиляции, по которой определяют протяженность отдельных ее ветвей и размещают элементы сети» [28].

Расчетный участок характеризуется постоянным расходом воздуха.

«Количество вентиляционного воздуха определяется для каждого помещения на основании выделяющихся в помещении вредностей или задается на основании исследований. Если характер и количество вредностей не поддаются учету, вентиляционный воздухообмен определяют по кратностям» [16].

Расход удаляемого воздуха определяется по формуле:

$$L_p = K_p \cdot V_n, \quad (77)$$

где K_p – кратность воздухообмена для административных помещений (отношение расхода вытяжного воздуха за 1 час к объёму обслуживаемого помещения, 1/ч), принимается равной 1;

V_n – внутренний объём помещения.

Объём помещений:

$V_1 = 45 \text{ м}^3$ – помещение для персонала;

$V_2 = 150 \text{ м}^3$ – помещение для проведения регулировки «сход-развал»;

$V_3 = 180 \text{ м}^3$ – помещение для проведения лабораторных работ и диагностики автомобилей.

$$L_{p1} = 1 \cdot 45 = 45 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$L_{p2} = 1 \cdot 150 = 150 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$L_{p3} = 1 \cdot 180 = 180 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Заключение по разделу «Производственная и экологическая безопасность проекта».

В разделе «Производственная и экологическая безопасность проекта»:

- разработан паспорт безопасности на технологический процесс сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva (таблица 16);
- выявлены профессиональные риски при технологическом процессе сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva (таблица 17) и способы их снижения (таблица 18);
- рассмотрены мероприятия по обеспечению пожарной безопасности технологическом процессе сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva (таблица 19, 20);
- определены мероприятия, способствующие снижению негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля Lada Niva (таблица 21).

5 Экономическая эффективность проекта

5.1 Определение общей трудоемкости работы

На первом этапе расчетов необходимо определиться с трудоемкостью работ по проектированию и изготовлению колесных редукторов и разбить их на этапы (таблица 21).

Таблица 21 – Трудоемкость работ поэтапная

Этап работы	Трудоёмкость работ чел.·ч.
Эскизный проект	20
Технический проект	60
Разработка технической документации	60
Отладка опытного образца	20
Испытания на надёжность	10
Эксплуатационные испытания	10
Корректировка технической документации	20
Итого:	200

«Определим среднюю часовую ставку работы одного разработчика по формуле:

$$C_P = \frac{ЗП_P}{P_D \cdot ЧС}, \quad (78)$$

где $ЗП_P$ – средняя месячная заработная плата одного разработчика;

P_D – среднее количество рабочих дней в месяц (21 рабочий день);

$ЧС$ – длительность одной рабочей смены (8 часов)» [26].

С учётом сложности планируемых работ, предполагаем, что для дальнейших расчётов необходимо заложить среднюю месячную заработную плату одного разработчика в размере 35000 руб.

Следовательно, можно произвести следующий расчёт.

$$C_p = \frac{35000}{21 \cdot 8} = 208,3 \text{ р./ч.}$$

Для дальнейших расчётов этот результат предлагаю округлить до 210 р./ч.

Предполагаемый объём выпуска колесных редукторов предлагается использовать 500 единиц в год. Последующая модернизация или замена данного изделия планируется не ранее чем через 1,5 года.

Окончательный результат оценки единовременных вложений представлен в таблице 22.

Таблица 22 – Результат оценки единовременных вложений

Показатель	Значение
Единовременные затраты (ЕВЗ), р.	99450
Срок окупаемости (СО), лет	1,5
Объём производства (ОП), ед.	500
Единовременные затраты на 1 единицу нового изделия (ЕВЗед), р.	133

«Общая сумма единовременных затрат для реализации технического решения определяется по формуле:

$$EBZ = \Phi OT_p \cdot (1 + ECH) + PP, \quad (79)$$

где ΦOT_p – фонд оплаты труда разработчиков технического решения, определяется по формуле (84);

ECH – ставка единого социального налога;

PP – прочие непредвиденные расходы, которые, как показывает практика, явно будут, но при этом трудно поддаются прогнозированию (принимаем в размере $200\% \Phi OT_p$)» [26].

« ECH складывается из отчислений в:

- Пенсионный фонд, которые составляют 22% от заработной платы;

- Фонд соцстрахования – 2,9%,
- Фонд обязательного медицинского страхования – 5,1%» [26].

«Из чего следует, что организация обязана перечислять 30 % от размера выплачиваемого работнику дохода.

$$\Phi OT_P = T_P \cdot C_P, \quad (80)$$

где T_P – общая трудоёмкость работы разработчиков технического решения;

C_P – средняя часовая ставка работы одного разработчика, р./ч» [26].

$$\Phi OT_P = 200 \cdot 210 = 42000 \text{ р.},$$

$$EBЗ = 42000 \cdot (1 + 0,3) + 2 \cdot 42000 = 138600 \text{ р.}$$

5.2 Расчет себестоимости нового изделия

«Для определения себестоимости изготовления нового изделия первым этапом необходимо определить затраты на сырье и материалы.

Для этого воспользуемся формулой,

$$CuM = \sum(P \cdot C_{ed}), \quad (81)$$

где P – расход, соответствующего материала или сырья в натуральных единицах;

C_{ed} – цена единицы, соответствующего материала, сырья или комплектующего, р» [27].

Результаты вычислений заносим в таблицу 24:

Таблица 23 – Расчёт затрат на сырьё и материалы

Наименование	Единица измерений	$C_{ед}$, руб.	P , ед.	Итого, руб.
Сталь 25Л	кг	75	60	4500
Сталь 15ХГН2ТА	кг	120	40	4800
Сталь АС14ХГН	кг	90	10	900
Всего:				10200

«Следующим этапом необходимо вычислить затраты на покупные изделия и комплектующие, которые рассчитываются по формуле:

$$ПК = \sum(K \cdot C_{ед}), \quad (82)$$

где K – количество, соответствующих изделий, комплектующих, ед» [27].

Результаты этих вычислений заносим в таблицу 24:

Таблица 24 – Расчет затрат на покупные изделия, комплектующие

Наименование	Единица измерений	$C_{ед}$, руб.	K , ед.	Итого, руб.
Подшипник 66131К	шт	1800	8	14400
Манжета 60x80 ГОСТ 8752-79	шт	150	4	600
Гайка М24x1,5	шт	4	80	320
Гайка М22x1,5	шт	2	70	140
Болт М12x1,5 18мм	шт	4	8	32
Болт М8x1 30мм	шт	2	48	96
Шайба С.8.37	шт	1	48	48
Всего:				15636

«Определим фонд оплаты труда основных производственных рабочих по формуле:

$$ФОТ_{ОПР} = (1 + ЕСН) \cdot \sum(T_{ОПР} \cdot C_{ОПР}), \quad (83)$$

где $C_{ОПР}$ – часовая тарифная ставка основного производственного рабочего конкретной специальности и разряда, р./час.

$T_{OПP}$ – трудоёмкость работы основного производственного рабочего конкретной специальности и разряда на конкретном оборудовании, час» [27].

Для расчёта $\Phi O T_{OПP}$ воспользуемся исходными данными из таблицы 25, результаты расчёта представлены в таблице 26.

Таблица 25 – Технологический процесс изготовления колесных редукторов

Операция (описание)	Время, час.	Задействованный работник (специальность разряд)	$C_{OПP}$, руб.
Токарная	12	Токарь, 3 разряд	180
Фрезерная	20	Фрезеровщик, 4 разряд	250
Шлифовальная	2	Шлифовщик, 4 разряд	200
Сверлильная	2	Сверловщик, 3 разряд	150

Таблица 26 – Расчёт $\Phi O T_{OПP}$

Операция (описание)	Время, час.	Сопр, руб.	Итого, руб.
Токарная	12	180	2160
Фрезерная	20	250	5000
Шлифовальная	2	200	400
Сверлильная	2	150	300
ЕСН:			2358
Всего:			10218

«Следующим этапом предлагается определить расходы на содержание и эксплуатацию оборудования, которые рассчитываются по формуле:

$$P_{CЭO} = A \cdot P_{TOP}, \quad (84)$$

где A – общая сумма амортизационных отчислений, приходящаяся на выпуск единицы нового изделия (формула 89)

P_{TOP} – расходы на техническое обслуживание и ремонт оборудования, приходящиеся на выпуск единицы нового изделия (формула 8).

$$A = \sum \frac{C_o \cdot T_{OIP}}{СПИ \cdot \Phi_{Г}}, \quad (85)$$

где C_o – стоимость единицы оборудования, р.;

$СПИ$ – срок полезного использования, лет;

$\Phi_{Г}$ – годовой фонд времени использования оборудования (3880 часов при двухсменном режиме работы)» [26].

Таблица 27 – Специальная информация для проведения расчётов

Операция (описание)	Время, час.	Оборудование	C_o , руб.	$СПИ$, лет
Токарная	12	1К62	1500000	5
Фрезерная	20	ХК5032А	1300000	5
Шлифовальная	2	3К225А	2100000	4
Сверлильная	2	2Н135	400 000	4

Подставляем значения из таблицы 27 в формулу 81 и получаем:

$$A_1 = \frac{1500000 \cdot 12}{5 \cdot 3880} = 928 \text{ р.},$$

$$A_2 = \frac{2100000 \cdot 20}{5 \cdot 3880} = 1340 \text{ р.},$$

$$A_3 = \frac{2100000 \cdot 2}{5 \cdot 3880} = 271 \text{ р.},$$

$$A_4 = \frac{400000 \cdot 2}{4 \cdot 3880} = 52 \text{ р.}$$

«Расходы на техническое обслуживание и ремонт оборудования, приходящиеся на выпуск единицы нового изделия.

$$P_{TOP} = \sum \frac{Co \cdot K_{TOP} \cdot T_{OПP}}{\Phi_{\Gamma}}, \quad (86)$$

где K_{TOP} – коэффициент, отражающий сумму годовых затрат на ремонт и техническое обслуживание оборудования в виде доли от его стоимости (для данных расчётов принимается в размере 5%)» [26].

$$P_{TOP1} = \frac{1500000 \cdot 0,05 \cdot 12}{3880} = 232 \text{ р.},$$

$$P_{TOP2} = \frac{1300000 \cdot 0,05 \cdot 20}{3880} = 335 \text{ р.},$$

$$P_{TOP3} = \frac{2100000 \cdot 0,05 \cdot 2}{3880} = 55 \text{ р.},$$

$$P_{TOP4} = \frac{400000 \cdot 0,05 \cdot 2}{3880} = 11 \text{ р.}$$

Результаты расчёта РСЭО представлены в таблице 28.

Таблица 28 – Расчёт расходов на содержание и эксплуатацию оборудования

Операция (описание)	A , руб.	P_{TOP} , руб.
Токарная	928	232
Фрезерная	1340	335
Шлифовальная	271	55
Сверлильная	52	11
Итого:	3224	

Окончательный результат расчёта себестоимости нового изделия представлен в таблице 29.

Таблица 29 – Результат расчёта себестоимости

Показатель	Значение, руб.
Сырьё и материалы (С _{иМ})	10200
Покупные комплектующие (ПК)	15636
Фонд оплаты труда основных производственных рабочих с единым социальным налогом (ФОТ _{опр} с ЕСН)	5847
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования (РСЭО)	3224
Единовременные затраты на 1 единицу нового изделия (ЕВЗед)	133
Себестоимость единицы нового изделия (С _{сед})	35040

5.3 Экономическая оценка

«Расчет показателей объема транспортной работы вычисляется в соответствии с годовым пробегом автомобиля, который рассчитываем по формуле:

$$Z = V_{cp} \cdot D_k \cdot T_n \cdot a_n, \quad (87)$$

где V_{cp} – средняя эксплуатационная скорость, равна 30 км/ч;

D_k – количество рабочих дней в году, 150 дней;

T_n – среднее время пребывания в пути за сутки, 4 ч.;

a_n – коэффициент использования автомобиля, равен 0,6» [25].

$$Z = 30 \cdot 150 \cdot 4 \cdot 0,6 = 10800 \text{ км.}$$

«Расчет статьи «Затраты на 1 км пробега» производим по формуле:

$$Z = Z_m + Z_{cm} + Z_{TO} + Z_a + Z_{ш} + Z_{нр}, \quad (88)$$

где Z_m – затраты на топливо;

Z_{cm} – затраты на смазочные и обтирочные материалы;

Z_{TO} – затраты на техобслуживание и эксплуатационный ремонт;

Z_a – затраты на амортизацию;

$Z_{ш}$ – затраты на ремонт и восстановление шин;

$Z_{нр}$ – затраты на накладные расходы» [25].

«Расчет статьи «Затраты на топливо» производим по формуле:

$$Z_m = \frac{C_m \cdot H_m \cdot k_z}{100}, \quad (89)$$

где C_m – средняя цена топлива АИ-92, 42 р.;

H_m – норма среднего расхода топлива, 12 л/100 км;

k_z – коэффициент, учитывающий повышенный расход топлива в зимний период, равен 1,1» [25].

$$Z_m = \frac{42 \cdot 1,2 \cdot 1,1}{100} = 5,54 \text{ р./100 км.}$$

«Расчет статьи затраты на смазочные и обтирочные материалы производим по формуле:

$$Z_{см} = (C_m \cdot H_m + C_{мп} \cdot H_{мп} + C_{нс} \cdot H_{нс}) / 100, \quad (90)$$

где C_m , $C_{мп}$, $C_{нс}$ – цены на применяемые смазки, машинного масла трансмиссионного масла и пластической смазки соответственно, 240 р./л, 90 р./л, 80 р./кг соответственно.

H_m , $H_{мп}$, $H_{нс}$ – нормы расхода машинного масла, трансмиссионного масла и пластической смазки на 100 км пробега, 10 мл, 5 мл, 3 мг соответственно» [25].

$$Z_{см} = (240 \cdot 0,01 + 90 \cdot 0,005 + 80 \cdot 0,003) / 100 = 0,031 \text{ р./км.}$$

«Расчет статьи затраты на техобслуживание и эксплуатационный ремонт производим по формуле:

$$Z_{TO} = \frac{(C_{TO2} - C_{TO1}) \cdot k_n}{Z_{TO2}} + \frac{(C_{TO1} - C_{EO}) \cdot k_n}{Z_{TO1}} + \frac{C_{EO} \cdot k_n}{Z_{EO}} + \frac{C_{\text{эп}} \cdot k_n}{1000}, \quad (91)$$

где C_{TO1} , C_{TO2} , C_{EO} – стоимость по нормам затрат ТО-1, ТО-2, ЕО, 4500 р., 5500 р., 30 р.;

$C_{\text{эп}}$ – средняя стоимость эксплуатационных ремонтов на 1000 км пробега, 300 р.;

Z_{TO1} , Z_{TO2} , Z_{EO} – нормативный пробег автомобиля до ТО-1, ТО-2, ЕО, 15000 км, 30000 км, 100 км;

k_n – коэффициент учитывающий снижение затрат на техническое обслуживание и эксплуатационный ремонт для нового автомобиля (условно новым автомобиль считаем до первого капитального ремонта, то есть примерно 3 года), равен 0,5» [25].

$$Z_{TO} = \frac{(5500 - 4500) \cdot 0,5}{30000} + \frac{(4500 - 30) \cdot 0,5}{15000} + \frac{30 \cdot 0,5}{100} + \frac{300 \cdot 0,5}{1000} = 0,466 \text{ р./км.}$$

«Расчет статьи затраты на амортизацию производим по формуле:

$$Z_a = C_o \cdot \left(\frac{H_{\text{анв}}}{Z \cdot 100} + \frac{H_{\text{акр}}}{Z_{\text{кр}} \cdot 100} \right), \quad (92)$$

где C_o – цена автомобиля, 583900 р.

$H_{\text{анв}}$ – годовая норма амортизационных отчислений на полное восстановление автомобиля исходя из среднего срока эксплуатации 6 лет, 16,7 %.

$H_{\text{акр}}$ – годовая норма амортизационных отчислений на капитальный ремонт автомобиля, 10 %;

$Z, Z_{кр}$ – годовой пробег и пробег автомобиля до капитального ремонта, 10800 км, 200000 км соответственно» [25].

$$Z_a = 583900 \cdot \left(\frac{0,167}{10800} + \frac{0,1}{200000} \right) = 9,32 \text{ р./км.}$$

«Расчет статьи «Затраты на восстановление и ремонт шин» производим по формуле:

$$Z_{ш} = \frac{Ц_{ш} \cdot n_{ш} \cdot k_{ш}}{Z_{аш}}, \quad (93)$$

где $Ц_{ш}$ – оптовая цена на одну шину, 3500 р.;

$n_{ш}$ – количество ходовых шин, 4;

$Z_{аш}$ – амортизационный пробег шин, 40000 км;

$k_{ш}$ – коэффициент, учитывающий затраты на ремонт шин, равен 1,1» [25].

$$Z_{ш} = \frac{3500 \cdot 4 \cdot 1,1}{40000} = 0,385 \text{ р/км.}$$

«Расчет статьи «Затраты на накладные расходы» производится по формуле:

$$Z_{нр} = \frac{H_p}{Z}, \quad (94)$$

где H_p – норматив годовых накладных расходов на 1 автомобиль (налоги, отчисления, страховка и тому подобное), 4500 руб» [26].

$$Z_{нр} = \frac{4500}{10800} = 0,417 \text{ р./км.}$$

Затраты на 1 км пробега автомобиля по формуле

$$Z = 5,54 + 0,031 + 0,466 + 9,32 + 0,385 + 0,417 = 13,869 \text{ руб./км.}$$

Расчет эксплуатационных затрат для проектируемого автомобиля и автомобиля УАЗ «Хантер», произведены аналогичным образом.

Результаты расчетов представлены в таблице 30.

Таблица 30 – Эксплуатационные затраты

Виды затрат	Затраты на 1 км, руб./км			ΔZ_1 , руб./км	ΔZ_1 , руб./км
	базовый автомобиль	проектируемый автомобиль	УАЗ «Хантер»		
на топливо	4,36	5,81	6,54	1,45	-0,73
на смазку	0,031	0,032	0,046	0,001	-0,014
на ТО и ремонт	0,466	0,469	0,784	0,003	-0,315
на амортизацию	6,96	7,91	9,62	0,95	-1,71
на ремонт шин	0,275	0,275	0,44	0	-0,165
на накладные расходы	0,417	0,417	0,648	0	-0,231
Итого	12,509	14,913	18,078	2,404	-3,165

«Годовое удорожание эксплуатации усовершенствованного автомобиля, по сравнению с базовым определяется по формуле:

$$P_{год} = \Delta Z \cdot Z, \quad (95)$$

где ΔZ – удорожание эксплуатации усовершенствованного автомобиля при перерасчете на 1 км пробега, 2,431 р./км» [26].

$$P_{год} = 2,404 \cdot 10800 = 25964 \text{ р./год.}$$

«Годовое удешевление эксплуатации усовершенствованного автомобиля, по сравнению с автомобилем УАЗ «Хантер», определяются по формуле:

$$P_{год} = \Delta Z \cdot Z, \quad (96)$$

где ΔZ – удешевление эксплуатации усовершенствованного автомобиля, по сравнению с автомобилем УАЗ «Хантер», при перерасчете на 1 км пробега, 2,866 руб./км» [26].

$$P_{год} = 3,165 \cdot 10800 = 34182 \text{ р./год.}$$

Выводы по экономическому разделу:

Внедрение в конструкцию автомобиля Lada Niva колесных редукторов повлечет за собой удорожание его эксплуатации, но улучшит эксплуатационные свойства автомобиля в условиях бездорожья. По сравнению с автомобилем УАЗ «Хантер», эксплуатация проектируемого автомобиля дешевле, что делает его более интересным для покупателя.

Заключение

Дипломный проект выполнен на тему: «Повышение внедорожных качеств полноприводного автомобиля Lada Niva путем разработки бортовых редукторов».

Применение в конструкции трансмиссии автомобиля Lada Niva колесных редукторов повлечет за собой удорожание его эксплуатации, но тем самым улучшит его технико-эксплуатационные свойства при условиях отсутствия дорог. Положительным моментом установки колесных редукторов является увеличение дорожного просвета и колеи автомобиля.

В процессе выполнения работы были решены следующие задачи:

- рассмотрена трансмиссия автомобиля Lada Niva и методы ее усовершенствования;
- обоснован выбор колесных редукторов для совершенствования трансмиссии автомобиля Lada Niva;
- выполнен тягово-динамический расчет проектируемого автомобиля;
- выполнены конструкторские расчеты зубчатых зацеплений для переднего, заднего колесных редукторов, ведущего и ведомого вала переднего колесного редуктора, шлицевых соединений: ступица – передний ведомый вал, зубчатое колесо-задний ведущий вал, резьбового соединения, корпуса редуктора;
- выполнен подбор масла для смазки колесных редукторов;
- в ВКР также разработаны вопросы, связанные с техникой безопасности и охраной труда. Намечены мероприятия по экологической безопасности.
- приведена технико-экономическая эффективность разработки колесных редукторов и в заключении сделаны выводы по ВКР.

Список используемой литературы и используемых источников

- 1 Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3т. Т.1. – М: Машиностроение, 2001. – 920 с.
- 2 Аринин И. Н. и др.. Техническое диагностирование автомобилей / И. Н. Аринин. – Ф.: «Кыргызстан», 1978. – 164 с.
- 3 Беляев В. М. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес. – Минск: Высшая школа, 1991. – 187 с.
- 4 Бойко А. В. Совершенствование методов диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 25.06.08/ Бойко Александр Владимирович. - Иркутск, 2008. – 217 с.
- 5 Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Норц, Я. К. Закин, Ю. В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 160 с.
- 6 Бродский В. В. – М: Наука, 1976. – 224 с.
- 7 Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / И. А. Бухарин. – М.-Л.: Машгиз, Ленинградское отд-ние, 1950. – 292 с.
- 8 Веденяпин Г. М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. М. Веденяпин. - Изд. 3-е, перераб. и доп. -М.: Колос, 1973. – 195 с.
- 9 Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.
- 10 Величко А. В. Анализ процесса торможения автотранспортного средства / А. В. Величко // Транспортные средства Сибири: Материалы межвузовской научно-практической конференции. – Красноярск: КГТУ, 1995. – с. 83-89.
- 11 Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимонеи. – М.: Энергия. 1968. – 219 с.

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

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

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

15 Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. – М. Транспорт. 1970.

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

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

18 ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Устойчивость и управляемость. Технические требования. Методы испытания. – М. : Изд-во стандартов, 2005.

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

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

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

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

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

24 Конструкция автомобиля. Шасси : учеб. для вузов / под ред. А. Л. Карунина. – М. : МГТУ МАМИ, 2000. – 528 с.

25 Лысов М.И. «Рулевые управления автомобилей» – М.: «Машиностроение», 1972 г.

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

27 Проектирование полноприводных колесных машин: В 2т. Т.2. учебник для вузов; Под общей редакцией А. А. Полунгяна.- М:Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.

28 Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление/Пер. с нем. В.Н. Пальянова; Под ред. А. А. Гальбрейха.- М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.

29 Феодосьев В.И. «Соппротивление материалов». – М: Наука, 1986. – 512 с.

30 Konig, R. Schmieretechnik / R. Konig. – Springer, 1972. – p.164.

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

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

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

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