

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль) / специализация)

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)**

на тему Разработка колесных редукторов для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

Студент

Д.Э. Знаменщиков

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент И.В. Турбин

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

Консультанты

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

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

С.Ю. Данилова

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

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

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

Тольятти 2020

Аннотация

В соответствии с заданием на выполнение ВКР, выданным кафедрой «Проектирование и эксплуатация автомобилей», была выполнена работа на тему: «Разработка колесных редукторов для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»».

Цель работы: повышение проходимости автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» путем усовершенствования трансмиссии автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» с конструктивной разработкой колесных редукторов. В проекте разработаны колесные редукторы для переднего и заднего мостов.

ВКР включает в себя четыре раздела.

В первом разделе рассмотрена конструкция трансмиссии автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» и методы ее усовершенствования.

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

В третьем разделе рассмотрены безопасность и экологичность технического объекта.

В четвертом разделе определена экономическая эффективность проекта.

Выпускная квалификационная работа состоит из 108 страниц, и включает в себя 22 иллюстрации, 30 таблиц, 47 источников.

Abstract

The topic of the given graduation work is: «The development of the wheel reducers for the VAZ-2121 «Niva» car».

To this day in Russia there is a problem with road quality, so the requirements for high passability of the car are increasing. Sometimes in order to go to nature or to the summerhouse you need to drive on unpaved roads. Driving in bad weather conditions can lead the car to stucking. For traveling in poor road conditions there is an all-terrain vehicle – VAZ 2121 «Niva».

The VAZ 2121 «Niva» car is all terrain passenger car (SUV). During its existence it has shown itself as a reliable and easy-to-maintain car. This Model has gained great popularity both in our country and in the world for its relatively low price and good off-road characteristics.

The aim of the work is to increase the off-road characteristics of the VAZ-2121 «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.

The graduation work consists of 108 pages, including 22 illustrations, 30 tables, 47 sources of literature.

The thesis of graduation project consists of 4 parts.

In the first part we consider the design of the VAZ 2121 «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.

The third part describes the safety and ecological compatibility of the project.

In the fourth part the economic efficiency of project is confirmed.

Содержание

Введение.....	6
1 Обзор конструкции трансмиссии автомобиля ВАЗ 2121 и методы ее совершенствования	7
1.1 Методы совершенствования трансмиссии	10
1.2 Обоснование выбранной конструкции	16
2 Конструкторская часть	18
2.1 Краткая техническая характеристика автомобиля ВАЗ-2121	18
2.2 Тяговый расчет, проектируемого автомобиля	19
2.3 Расчет зубчатых зацеплений для переднего колесного редуктора.....	39
2.4 Расчет зубчатых зацеплений для заднего колесного редуктора	52
2.5 Расчет ведущего вала переднего колесного редуктора.....	54
2.6 Расчет ведомого вала переднего колесного редуктора.....	62
2.7 Расчет шлицевых соединений.....	73
2.8 Расчет резьбового соединения.....	75
2.9 Расчет корпуса редуктора	76
2.10 Смазка редуктора	77
3 Безопасность и экологичность технического объекта	79
3.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»	79
3.2 Определение профессиональных рисков.....	81
3.3 Способы снижения профессиональных рисков	82
3.4 Пожарная безопасность технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»	87
3.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива».....	89
4 Экономическая эффективность дипломного проекта	91
4.1 Общее положение.....	91
4.2 Определение общей трудоемкости работы разработчиков	91

4.3 Расчет себестоимости нового изделия	94
4.4 Экономическая оценка	98
Заключение	104
Список используемой литературы и используемых источников.....	105

Введение

В России по сей день существует проблема дорог, а вернее их отсутствие, поэтому вопрос повышения проходимости автомобиля стоит достаточно остро. Часто поездка на дачу в непогоду, может обернуться в последующий поход за трактором. Так как только он сможет выдернуть ваш увязший в грязи или снеге автомобиль. Однако существует решение данной проблемы.

Автомобиль ВАЗ-2121 «Нива» – это легковой автомобиль повышенной проходимости (внедорожник) малого класса, за всё время своего существования показывал себя, как надежный, простой в обслуживании автомобиль. Модель обрела большую популярность, как в нашей стране, так и в мире за ее сравнительно невысокую цену и хорошие внедорожные качества. Но не всегда, эти качества, в должной мере, реализуются в сложных дорожных условиях.

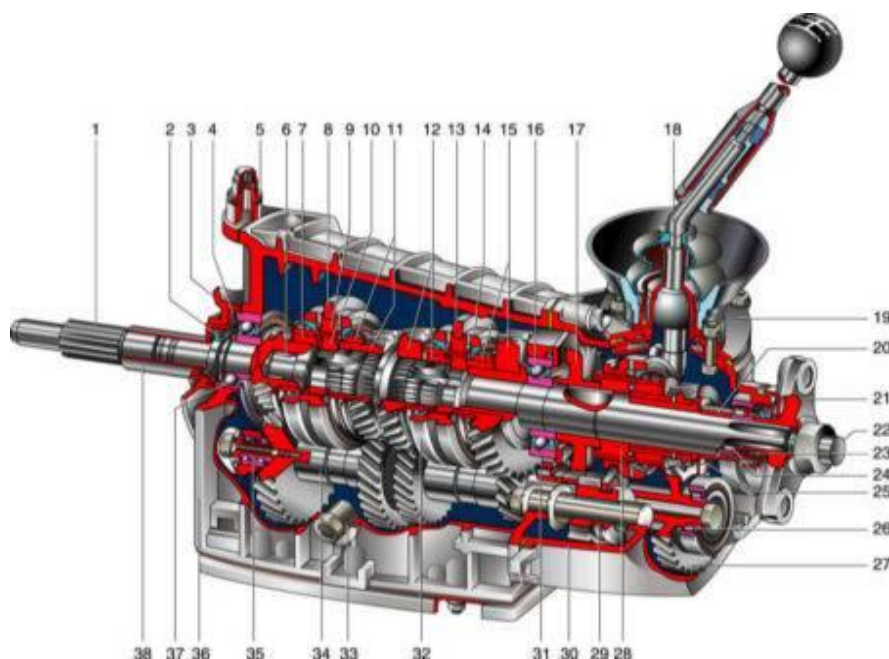
Заводом изготовителем предложены варианты исполнения автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» с улучшенными внедорожными свойствами. Их список, к сожалению, не велик. Поэтому владельцы, зачастую, самостоятельно пытаются искать пути решения проблемы недостаточной, для сложных условий, проходимости.

Целью дипломного проекта является усовершенствование трансмиссии автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» с конструктивной разработкой колесных редукторов. В выпускной квалификационной работе выполнена разработка колесных редукторов для переднего и заднего мостов.

Данная работа содержит обоснование необходимости установки колесных редукторов для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива», расчеты параметров редуктора, раздел безопасность и экологичность проекта, а также расчеты экономической эффективности.

1 Обзор конструкции трансмиссии автомобиля ВАЗ-2121 и методы ее усовершенствования

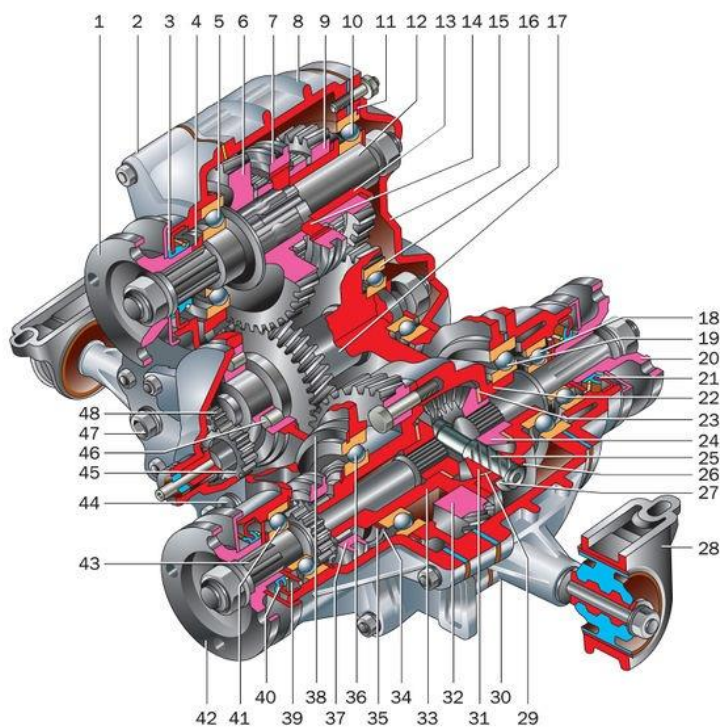
«Коробка передач (рисунок 1) – механическая, с ручным переключением, имеет пять передач переднего хода и одну – заднего, все передачи переднего хода синхронизированы. Она унифицирована с коробкой передач 2107. Незначительно отличается лишь задняя крышка: отверстие под привод спидометра закрыто заглушкой, так как спидометр «Нивы» приводится от раздаточной коробки. В настоящее время для всех коробок передач используется передаточный ряд коробки 2105» [1].



1, 22, 34 – первичный, вторичный и промежуточный вал (соответственно); 2 – сальник первичного вала; 3, 38 – картер сцепления и коробки передач (соответственно); 4 – пружинная шайба; 5 – сапун; 6, 16, 24, 26, 35, 37 – подшипники; 7 – зубчатый венец синхронизатора IV передачи; 8, 13 – вилка переключения передач; 9 – скользящая муфта синхронизатора III и IV передач; 10 – ступица муфты синхронизатора III и IV передач; 11, 12, 15 – шестерня и зубчатый венец синхронизатора передач; 14 – муфта переключения I и II передач; 17 – шестерня V передачи; 18 – рычаг переключения передач; 19 – корпус рычага переключения передач; 20 – распорная втулка; 21 – фланец эластичной муфты; 23 – сальник заднего подшипника вторичного вала; 25 – маслоотражательная шайба; 27 – блок шестерен V передачи и заднего хода; 28 – ступица синхронизатора V передачи; 29 – промежуточная шестерня заднего хода; 30 – задняя крышка; 31 – задний подшипник промежуточного вала; 32 – скользящая муфта синхронизатора I и II передач; 33 – пробка заливного отверстия; 38 – направляющая втулка

Рисунок 1 – Коробка переключения передач

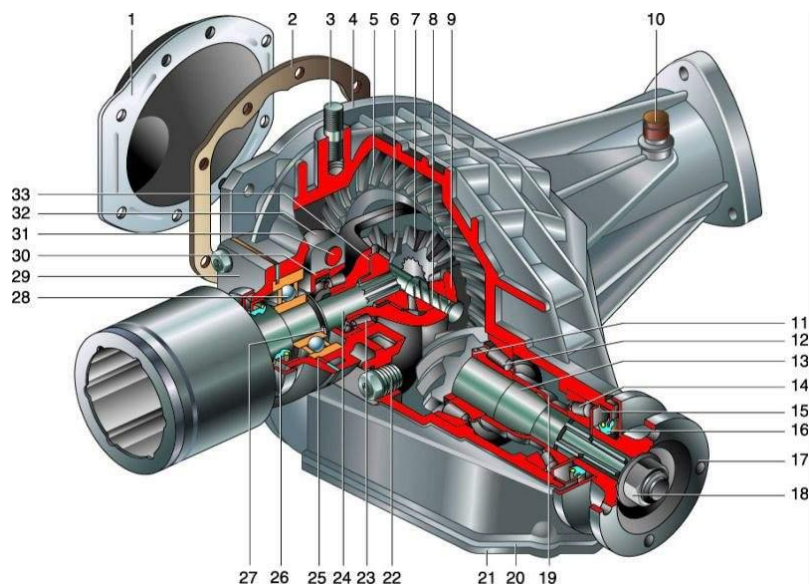
«Раздаточная коробка автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» (рисунок 2) служит для изменения величины крутящего момента и распределения его между передним и задним мостами. Коробка имеет две передачи с передаточными числами 1,200 и 2,135. Передний и задний мосты приводятся постоянно и связаны межосевым дифференциалом, перераспределяющим крутящий момент между ними в зависимости от сопротивления движению колес. Для повышения проходимости автомобиля дифференциал можно блокировать, при этом передний и задний приводные валы становятся жестко связанными между собой (их частоты вращения равны)» [1].



- 1, 20 – фланец; 2, 15 – передняя и задняя крышка; 3, 21, 40 – сальник; 4 – упорное кольцо подшипника; 5, 10, 16, 18, 19, 36, 41, 46 – подшипник; 6 – шестерня высшей передачи; 7 – муфта переключения передач; 8 – картер раздаточной коробки; 9 – шестерня низшей передачи; 11, 38 – установочное кольцо заднего подшипника ведущего вала; 12 – ведущий вал; 13 – втулка; 14 – ступица; 17 – промежуточный вал; 22 – задний корпус дифференциала; 23 – опорная шайба шестерни; 24 – шестерня привода заднего моста; 25 – ось сателлитов; 26, 34 – стопорное кольцо; 27 – пружинная шайба; 28 – кронштейн подвески; 29 – упорная шайба сателлита; 30 – картер привода переднего моста; 31 – сателлит; 32 – ведомая шестерня дифференциала; 33 – передний корпус дифференциала; 35 – пружинная шайба; 37 – муфта блокировки дифференциала; 39 – маслоотражатель; 42 – фланец вала привода переднего моста; 43 – вал привода переднего моста; 44 – пробка слива масла; 45 – ведомая шестерня привода спидометра; 47 – заливная пробка; 48 – ведущая шестерня привода спидометра

Рисунок 2 – Раздаточная коробка

Передний мост (рисунок 3) – ведущий, с постоянным приводом от раздаточной коробки, имеет гипоидную главную передачу и двухсателлитный дифференциал. Детали главной передачи дифференциала и подшипники переднего и заднего мостов унифицированы.

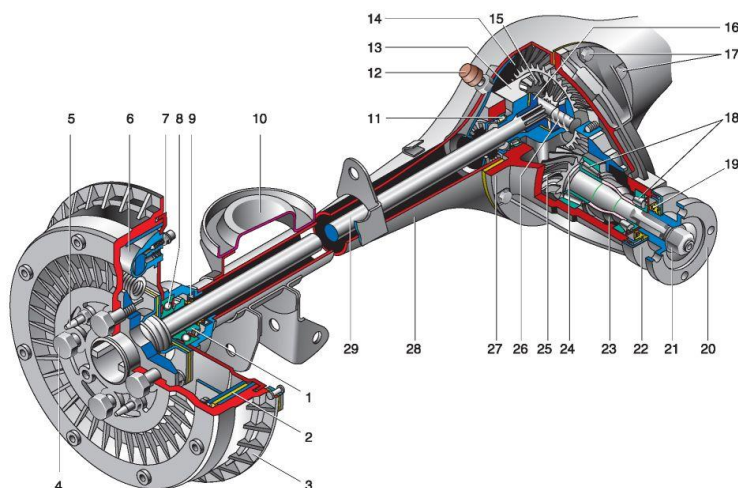


1 – передняя крышка; 2 – прокладка передней крышки; 3 – шпилька крепления переднего моста; 4 – картер; 5 – ведомая шестерня главной передачи; 6 – сателлит; 7 – шестерня полуоси; 8 – ось сателлитов; 9 – коробка дифференциала; 10 – сапун; 11 – регулировочное кольцо ведущей шестерни; 12 – передний подшипник ведущей шестерни; 13 – ведущая шестерня; 14 – задний подшипник ведущей шестерни; 15 – маслоотражатель; 16 – сальник ведущей шестерни; 17 – фланец ведущей шестерни; 18 – гайка крепления фланца; 19 – распорная втулка; 20 – прокладка нижней крышки картера; 21 – нижняя крышка картера; 22 – пробка заливного отверстия; 23 – подшипник коробки дифференциала; 24 – корпус левого внутреннего шарнира; 25 – установочное кольцо подшипника корпуса внутреннего шарнира; 26 – сальник корпуса внутреннего шарнира; 27 – стопорное кольцо; 28 – подшипник корпуса внутреннего шарнира; 29 – крышка подшипника корпуса внутреннего шарнира; 30 – регулировочная гайка подшипника коробки дифференциала; 31 – шпилька крепления крышки подшипника дифференциала; 32 – крышка подшипника коробки дифференциала; 33 – опорная шайба шестерни полуоси

Рисунок 3 – Передний мост

«Задний мост (рисунок 4) состоит из балки, редуктора с дифференциалом и двух полуосей. Главная передача – гипоидная, ее шестерни подобраны по шуму и контакту, поэтому заменять их можно только в сборе (маркировка пары – 2106). Ведущая шестерня главной передачи автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» выполнена заодно с валом

(хвостовиком) и установлена в горловине редуктора на двух конических подшипниках. Наружные кольца подшипников запрессованы в гнезда горловины, а внутренние – надеты на хвостовик. Между внутренними кольцами установлена распорная втулка; при затягивании гайки хвостовика втулка деформируется, обеспечивая постоянный преднатяг подшипников» [2].



- 1 – запорное кольцо подшипника; 2 – тормозная колодка; 3 – тормозной барабан;
 4 – шпилька крепления колеса; 5 – колпак колеса; 6 – тормозной цилиндр; 7 – тормозной щит;
 8 – подшипник полуоси; 9 – сальник полуоси; 10 – опорная чашка пружины;
 11 – подшипник коробки дифференциала; 12 – сапун; 13 – коробка дифференциала;
 14 – ведомая шестерня главной передачи; 15 – сателлит; 16 – полуосевая шестерня;
 17 – болты крепления редуктора к балке заднего моста; 18 – подшипники ведущей шестерни;
 19 – сальник ведущей шестерни; 20 – фланец; 21 – гайка ведущей шестерни;
 22 – кольцо грязеотражательное; 23 – распорная втулка; 24 – регулировочное кольцо;
 25 – ведущая шестерня; 26 – ось сателлитов; 27 – картер редуктора; 28 – балка заднего моста;
 29 – полуось

Рисунок 4 – Задний мост

1.1 Методы усовершенствования трансмиссии

1.1.1 Применение дифференциалов повышенного трения

Так как, в раздаточной коробке автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» установлен межосевой дифференциал с возможностью его полной блокировки, рассмотрим применение дифференциалов повышенного трения для межколесной блокировки осей.

Дифференциал повышенного трения (рисунок 5) – это устройство, которое в автоматическом режиме обеспечивает блокировку дифференциала в нужное время. Это нечто среднее между полной блокировкой и свободным дифференциалом, так как с его помощью при необходимости реализуется как одно, так и другое.

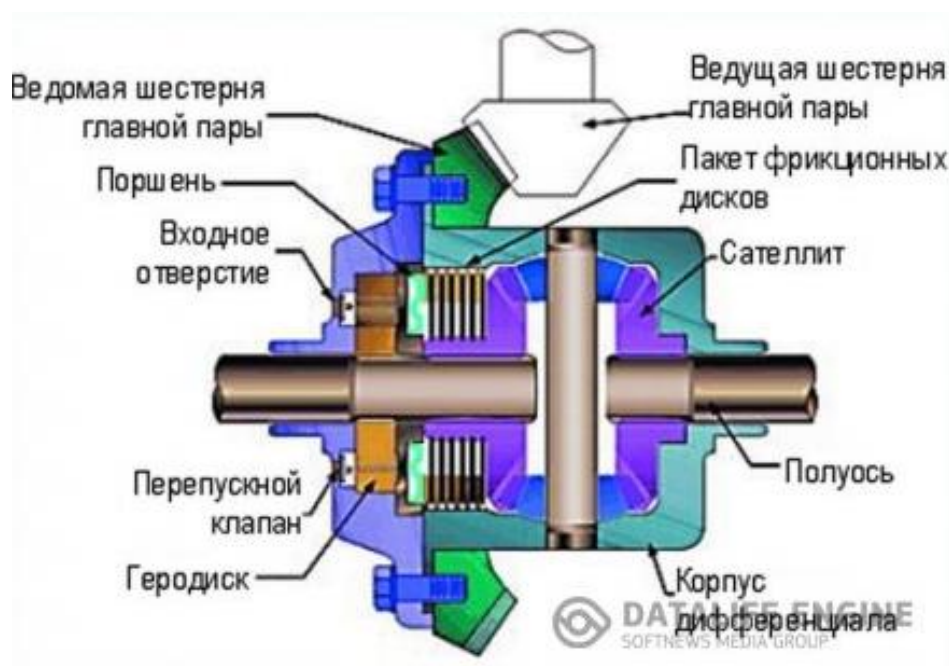


Рисунок 5 – Устройство дискового дифференциала повышенного трения

Если автомобиль левой стороной будет находиться на асфальте, а правой – на льду, то межосевая блокировка тут не поможет. Крутящий момент распределится между мостами, но за счёт пробуксовки правой стороны (где требуется меньший крутящий момент для вращения), он полностью уйдёт в правую сторону, а автомобиль не сдвинется с места. Для разрешения такой ситуации используются межколёсные дифференциалы.

Межколёсный дифференциал – устройство, предназначено для распределения крутящего момента между левым и правым колесом одной оси. Межколесная блокировка предназначена для распределения крутящего момента между правым и левым колесом или наоборот. Она обеспечивает

возможность одного колеса вращаться независимо от другого со своей скоростью в пределах только одного моста. Если, например, одно колесо теряет контакт с поверхностью, то такая блокировка не позволит ему крутиться впустую, а распределит крутящий момент между обоими колёсами. Этот вид блокировки способен работать только с одной парой колёс. Вторая пара колёс будет работать стандартно. Но, если установить межколёсную блокировку на обе оси автомобиля, то независимо от ситуации можно будет включать то одну, то другую.

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].

Вследствие срабатывания межколёсного самоблокирующего дифференциала винтового или кулачкового типа в трансмиссии автомобиля появляются кратковременные пиковые нагрузки, способствующие повышенному износу деталей трансмиссии. При работе «самоблока» на передней оси автомобиля может дополнительно создаваться толчковое усилие на рулевое колесо, что требует особой внимательности водителя и кратковременно снижает характеристики управляемости автомобиля. Поэтому некоторые конструкции самоблокирующихся дифференциалов

содержат муфту предварительного натяга, которая обеспечивает плавное срабатывание блокировки, демпфируя нагрузки, приходящиеся на трансмиссию автомобиля. В случае установки такого «самоблока» на переднюю ось исключается рывок рулевого колеса, что напрямую связано с безопасностью движения.

1.1.2 Изменение передаточных чисел трансмиссии

Для улучшения проходимости автомобиля, в трансмиссии автомобиля необходимо увеличить общее передаточное отношение, для увеличения касательной силы тяги на колесах.

Изменение передаточных чисел коробки передач автомобиля ВАЗ-2121 «Нива», с применением комплектующих, представленных на рынке, в сторону увеличения отношения, невозможно. Изменение передаточных чисел коробки передач, неминуемо повлечет за собой масштабное изменение ее конструкции, что делает такого рода модернизацию трудоемкой и вследствие дорогостоящей.

Изменение передаточных чисел раздаточной коробки передач возможно, с применением комплектующих, представленных на рынке. Существуют комплекты, позволяющие увеличить передаточное отношение низшей ступени раздаточной коробки до 2,94, 3,15 и 3,82, соответственно увеличить касательную силу тяги на колесах от 38 % до 67 %. Комплекты валов и шестерен не из одного из перечисленных, не устанавливаются без доработок раздаточной коробки. Причем, чем больше передаточное отношение низшей ступени коробки, тем масштабнее требуется доработка. Так же при применении данных комплектов, производитель не дает рекомендаций по применяемым с ними подшипникам. При увеличении передаточного отношения низшей ступени раздаточной коробки, возрастает нагрузка и на корпус коробки, который остается штатными, без изменений, чего производитель так же не учитывает.

Изменение передаточных чисел главных пар автомобиля, также, 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. Также он требует определенных навыков и наличия специального инструмента, что делает этот метод повышения передаточного числа трансмиссии не самым удачным.

1.1.3 Применение колесных редукторов

Существует возможность установки на автомобиль колесных редукторов. 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. В этом случае передаточное число главной передачи состоит из произведения передаточных чисел двух зубчатых передач. Одна из них, не изменившая габариты и передаточное отношение, находится там же, где и всегда, рядом с коробкой дифференциала. Другая же зубчатая передача (колёсный редуктор) перенеслась на концы балок мостов. 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

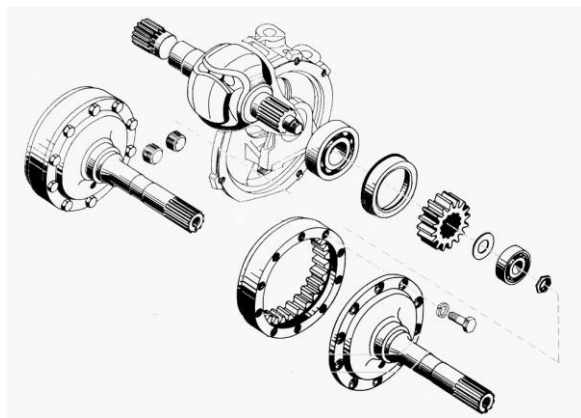
колёсного редуктора вызывает некоторые затруднения в размещении шарниров и рычагов подвески. Нельзя не отметить и увеличение массы. Причём как всей трансмиссии, так и, что особенно важно, неподрессоренных её частей. Однако, при взгляде на схему понятно, что именно наружное зацепление обеспечивает наибольшее увеличение дорожного просвета с помощью редукторов. Примером подобной конструкции может служить колёсный редуктор вездеходов ЛуАЗ. На хорошо известном автомобиле УАЗ-469 применён цилиндрический редуктор с внутренним зацеплением, который обеспечивает большее передаточное число, но относительно малое увеличение дорожного просвета. Редукторы с наружным зацеплением могут быть вальными и осевыми. У осевых редукторов ведомая шестерня опирается на жёстко соединённую с корпусом консольную ось, а ступица колеса соединена с шестерней. У вальных редукторов ведомая шестерня расположена на валу, вращающемся в установленных в корпусе подшипниках. Ступица соединена с валом. Осевые редукторы позволяют легко регулировать механизм тормоза в процессе эксплуатации, он доступен для осмотра и хорошо охлаждается. Но у механизмов этого типа возникают большие напряжения в консольной оси, что нередко приводит к его деформации. Отсюда и нарушение зацепления шестерён, и выход из строя уплотнения фланца ведомой шестерни. Отсутствие консоли, воспринимающей вертикальные нагрузки, является главным преимуществом вальных редукторов; недостатком же считается отсутствие доступа к тормозному механизму.

Колёсные редукторы устанавливаются на очень немногие внедорожники, так как их специфика подразумевает преимущественную эксплуатацию на бездорожье.

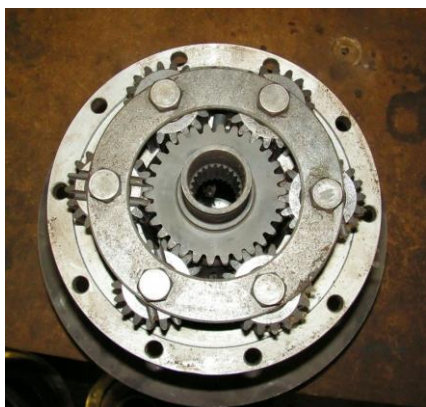
Варианты исполнения колесных редукторов представлены на рисунке 6.



а) с шестернями наружного зацепления



б) с шестернями внутреннего зацепления



в) с планетарной передачей



г) с цепным приводом

Рисунок 6 – Колесные редукторы

1.2 Обоснование выбранной конструкции

Рассмотрев варианты усовершенствования трансмиссии автомобиля ВАЗ-2121 «Нива», 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.

Таким образом, можно прийти к выводу, что установка на автомобиль ВАЗ-2121 «Нива» колесных редукторов является самым выгодным по соотношению стоимости усовершенствования и его эффективности. Установка колесных редукторов, в зависимости от их типов, позволяет увеличить передаточное отношение трансмиссии больше, чем при всех вышперечисленных методах усовершенствования. При установке колесных редукторов увеличивается дорожный просвет автомобиля и становится шире его колея, что способствует улучшению внедорожных качеств автомобиля.

Применение редукторов с внутренним зацеплением шестерен, по типу редукторов УАЗ-3151, является самым удачным решением для применения на проектируемом автомобиле ввиду простоты их конструкции, невысокой массы и высокой надежности.

2 Конструкторская часть

2.1 Краткая техническая характеристика автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

Для проведения тягового расчета необходимо опираться на исходные данные, которые можно узнать в технической литературе, каталогах и так далее.

- тип кузова универсал;
- количество дверей 3;
- количество мест 5;
- габаритные размеры:
 - длина, мм 3740;
 - ширина, мм 1680;
 - высота, мм 1640;
 - база, мм 2200;
 - колея передних/задних колес, мм 1440/1420.
- масса в снаряженном состоянии, кг 1285;
- полная масса 1610;
- колесная формула/ведущие колеса 4x4;
- тип двигателя
..... бензиновый, четырехтактный с распределенным впрыском;
- количество и расположение цилиндров рядный, 4 цилиндровый;
- рабочий объем двигателя, куб.см 1690;
- максимальная мощность, кВт/об.мин 61/5000;
- максимальный крутящий момент Н·м/об.мин 129/4000;
- удельный расход топлива, г/кВт·ч 300;
- коробка передач механическая.

Передаточные числа в КПП:

- I передача – 3,67;

- II передача – 2,1;
- III передача – 1,36;
- IV передача – 1;
- V передача – 0,82;
- задний ход – 3,53.

Передаточное число главной передачи – 3,9.

Передаточные числа раздаточной коробки:

- прямой передачи – 1,2;
- понижающей передачи – 2,135.
- шины 235/75 R16, BF Goodrich Mud Terrain T/A KM2;
- колесные диски 6,5x16 ET90;
- емкость топливного бака л42.

2.2 Тяговый расчет, проектируемого автомобиля

2.2.1 Расчет потребной мощности двигателя

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

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

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

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии, $\eta_{\text{тр}} = 0,84$.

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

Потребную мощность двигателя рассчитываем для двух вариантов движения:

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.

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

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.

Произведем расчет на опрокидывание (рисунок 7).

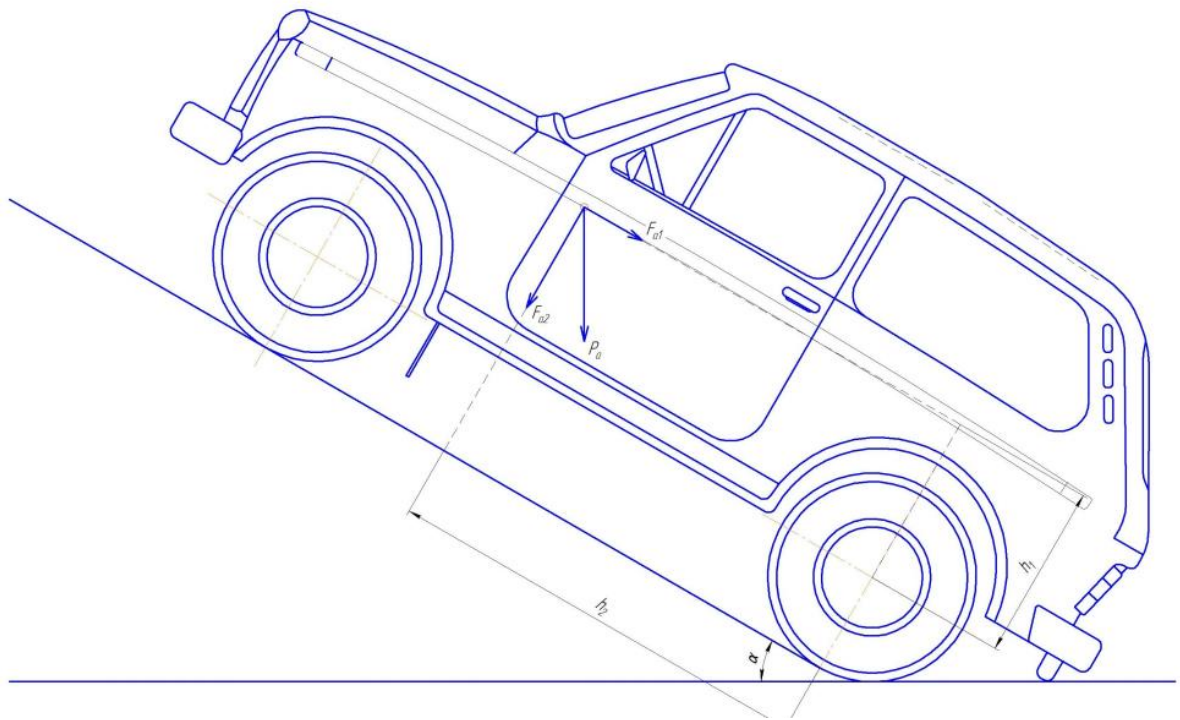


Рисунок 7 – Силы при опрокидывании

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

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

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

$$F_{a2} = 12593 \cdot \sin 60^\circ = 10800 \text{ Н},$$

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

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

$$M_{Fa2} = F_{a2} \cdot h_2 = 10800 \cdot 1,43 = 15444 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

Выбираем штатный двигатель ВА3-2121 со следующими характеристиками:

$$N_{eN} = 61 \text{ кВт} = 83 \text{ л.с.},$$

$$n_{eN} = 5000 \text{ об/мин.},$$

$$g_{eN} = 300 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

2.2.2 Расчет и построение внешней скоростной характеристики

Мощность развиваемая ДВС:

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

Удельный расход топлива:

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

Часовой расход топлива:

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

Крутящий момент на коленчатом вале ДВС:

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

Сводим рассчитанные данные в таблицу 1 и строим внешнюю скоростную характеристику (рисунок 8).

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

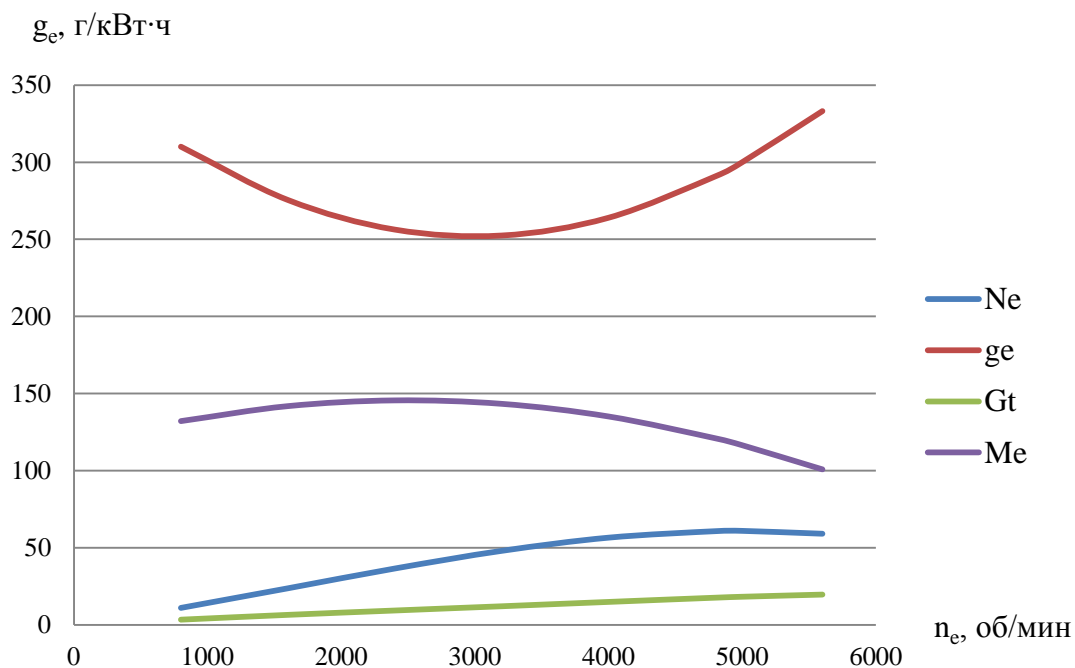


Рисунок 8 – График внешней скоростной характеристики

2.2.3 Определение передаточных чисел элементов трансмиссии

Передаточное число трансмиссии на 1 передаче определяется из условия движения в самых трудных дорожных условиях:

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

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.

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

Выбираем размерность шин 235/75 R16.

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

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

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

Передаточное отношение штатной трансмиссии на 1 передаче, с включенной понижающей передачей РКПП – 30,56. Для улучшения тяговых свойств, принимаем передаточное отношение бортовых редукторов 1,5.

2.2.4 Расчет и построение тяговой характеристики автомобиля

Скорость движения АТС на всех передачах (в соответствии с принятой частотой вращения коленчатого вала) определяется по формуле:

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

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

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

где P_k – касательная сила тяги АТС,

P_B – сила сопротивления воздушной среды.

$$P_k = \frac{M_e \cdot \eta_{mp} \cdot i_n}{r_D}. \quad (15)$$

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

Результаты расчета свободной силы тяги АТС на всех передачах и частотах вращения приведены в таблице 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
1 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
2 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
3 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
4 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
5 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

Произведем расчет динамического фактора.

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

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

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 9) и тяговой характеристики (рисунок 10).

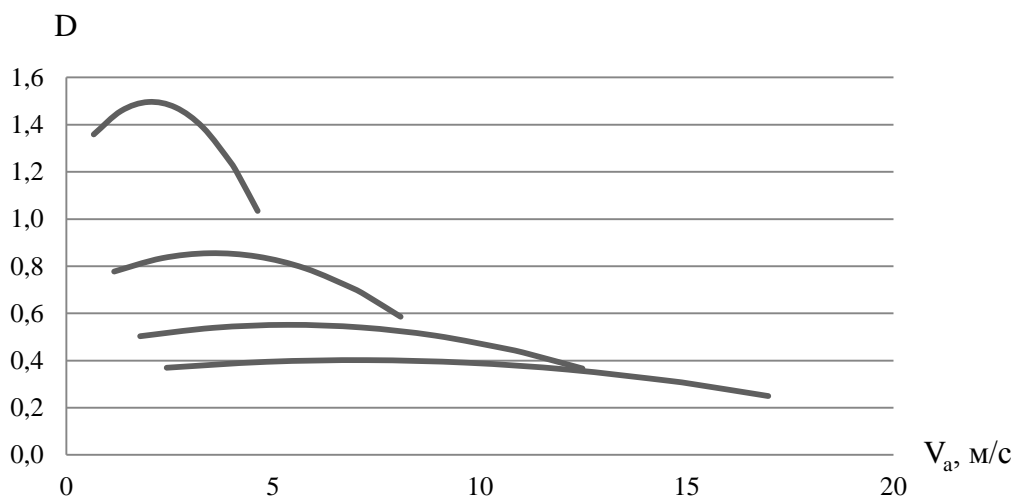


Рисунок 9 – Динамическая характеристика

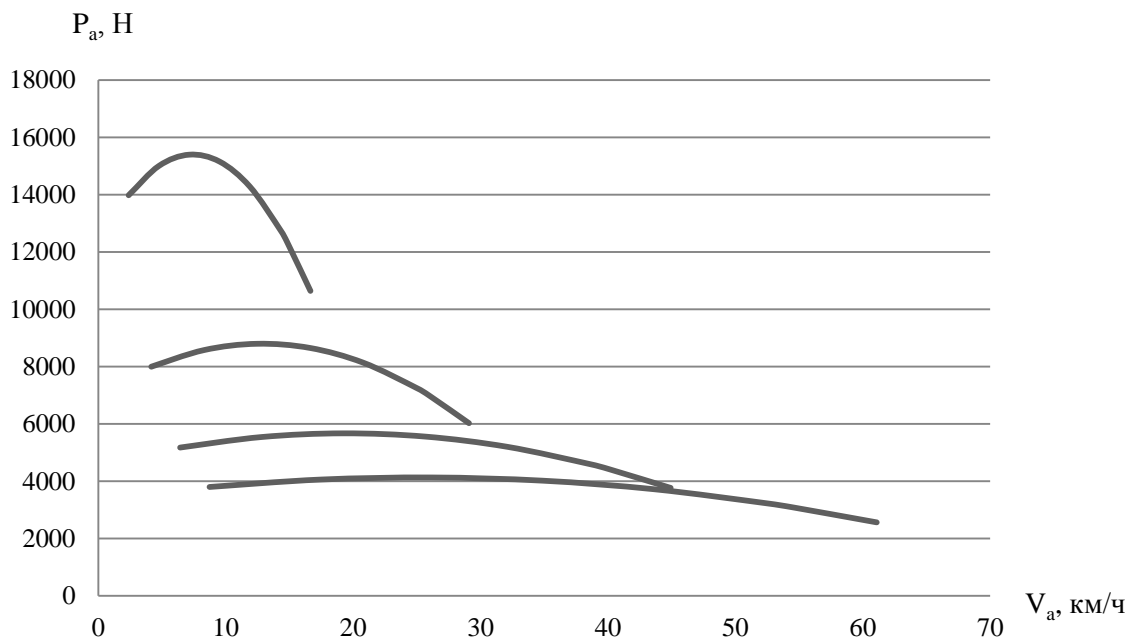


Рисунок 10 – Тяговая характеристика

2.2.6 Построение характеристики разгона

Ускорение АТС на всех передачах для принятых ранее частот вращения коленчатого вала и рассчитанных значений скорости вычисляются по формуле:

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

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

Данные для построения характеристики ускорений АТС представлены в таблице 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 11 представлена характеристика ускорений.

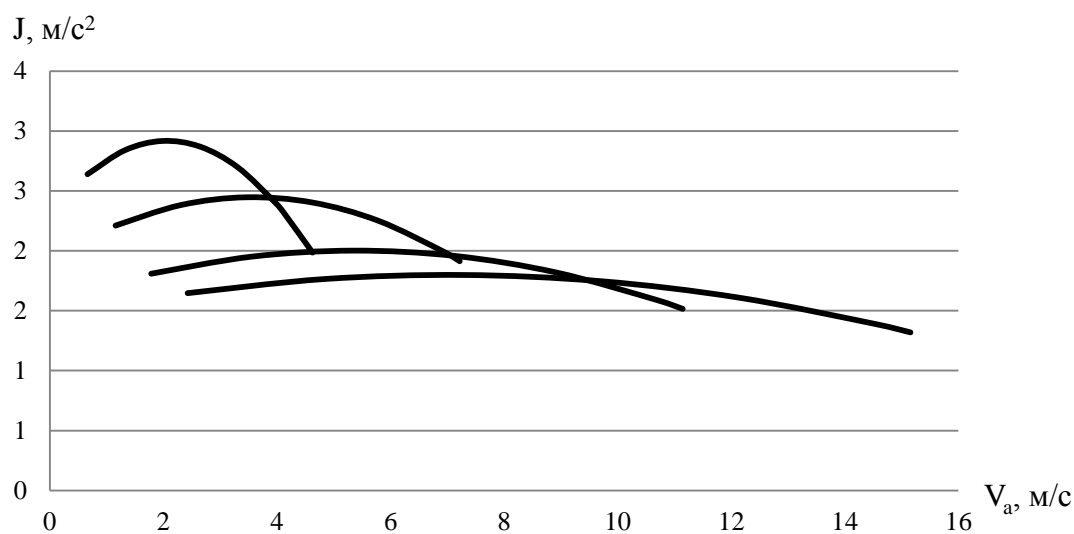


Рисунок 11 – Характеристика ускорений

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

Кривую расхода для максимальной скорости АТС построим, руководствуясь выражением:

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

Расчетные значения Q_s представлены в таблице 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 12 представлена топливно-экономическая характеристика АТС в зависимости от скорости.

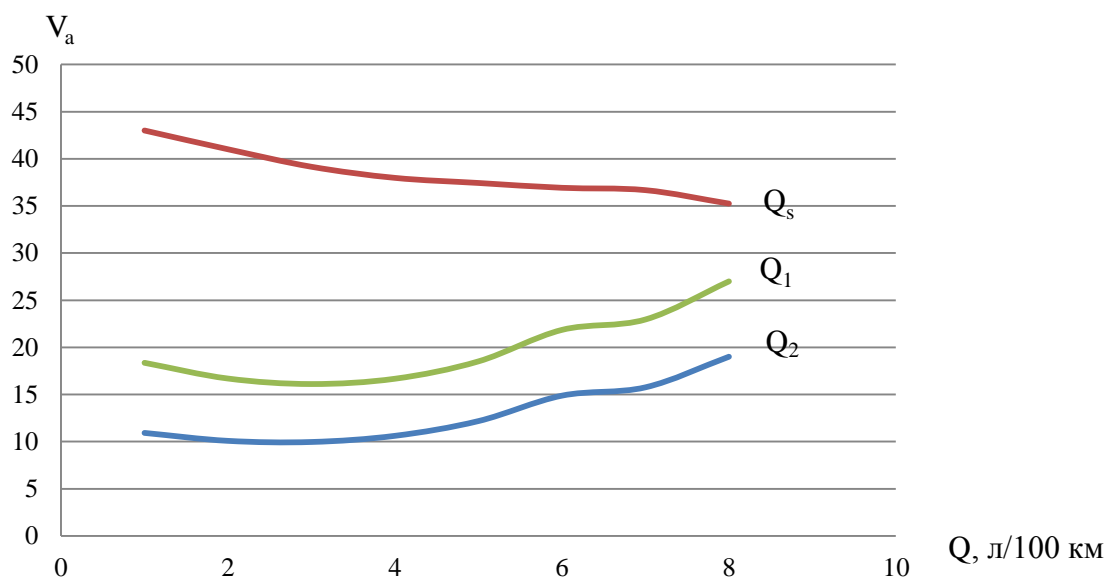


Рисунок 12 – Графики топливно-экономической характеристики АТС в зависимости от скорости

2.2.8 Построение характеристик торможения

Тормозной путь при торможении рабочей тормозной системой с начальной скорости до полной остановки АТС на сухой горизонтальной грунтовой дороге определяется по формуле:

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

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

Время остановки:

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

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.

Замедление АТС при коэффициенте учета вращающихся масс равно 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. Результаты расчета представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Результаты расчета тяговой характеристики

$n_e, \text{ об/мин}$	$V_a, \text{ м/с}$	$P_k, \text{ Н}$	$P_B, \text{ Н}$	$P_a, \text{ Н}$	D
1 передача					
800	0,99	9757,84	1,16	9763,1	0,9488
1600	1,98	10480,4	4,63	10475,4	1,0181
2400	2,97	10755,83	10,42	10745,4	1,0443
3200	3,96	10590,57	18,53	10572	1,0274
4000	4,96	9984,61	28,95	9955,7	0,9675
4800	5,95	8937,95	41,69	8896,3	0,8645
5000	6,19	8607,42	45,24	8562,2	0,8321
5600	6,94	7450,58	56,75	7393,8	0,7185
2 передача					
800	1,73	5587,18	3,54	5583,6	0,5426
1600	3,46	5996,96	14,15	5982,8	0,5812
2400	5,2	6154,56	31,84	6122,7	0,5950
3200	6,93	6060	56,6	6003,4	0,5834
4000	8,66	5713,26	88,43	5624,8	0,5466
4800	10,39	5114,36	127,34	4987	0,4846
5000	10,82	4925,2	138,18	4787,1	0,4652
5600	12,12	4263,28	173,33	4089,9	0,3975
3 передача					
800	2,67	3618,36	8,43	3609,9	0,3508

Продолжение таблицы 8

n_e , об/мин	V_a , м/с	P_k , Н	P_B , Н	P_a , Н	D
1600	5,35	3883,74	33,74	3850	0,3742
2400	8,02	39985,81	75,91	3909,9	0,38
3200	10,7	3924,57	134,94	3789,6	0,3683
4000	13,37	3700,02	210,85	3489,2	0,3391
4800	16,05	3312,15	303,62	3008,5	0,2924
5000	16,71	3189,67	329,45	2860,2	0,278
5600	18,72	2760,98	413,27	2347,7	0,2282
4 передача					
800	3,64	2660,56	15,6	2645	0,257
1600	7,27	2855,69	62,4	2793,3	0,2715
2400	10,91	2930,74	140,4	2790,3	0,2712
3200	14,55	2885,71	249,6	2636,1	0,2562
4000	18,19	2720,6	390	2330,6	0,2265
4800	21,82	2435,41	561,58	1873,8	0,1821
5000	22,73	2345,35	609,36	1736	0,1687
5600	25,46	2030,13	764,38	1265,8	0,123
5 передача					
800	4,44	2181,66	23,2	2158,5	0,2098
1600	8,87	2341,67	92,8	2248,9	0,2185
2400	13,31	2403,21	208,8	2194,4	0,2133
3200	17,74	2366,29	371,2	1995,1	0,1939
4000	22,18	2230,89	580	1650,9	0,1604
4800	26,61	1997,03	835,19	1161,9	0,1129
5000	27,72	1923,18	906,24	1010,9	0,0988
5600	31,05	1664,71	1136,79	527,9	0,05

Скорости АТС в зависимости от оборотов коленчатого вала для каждой передачи представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Скорости автомобиля в зависимости от оборотов 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	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 13, 14 представлены динамическая и тяговая характеристики.

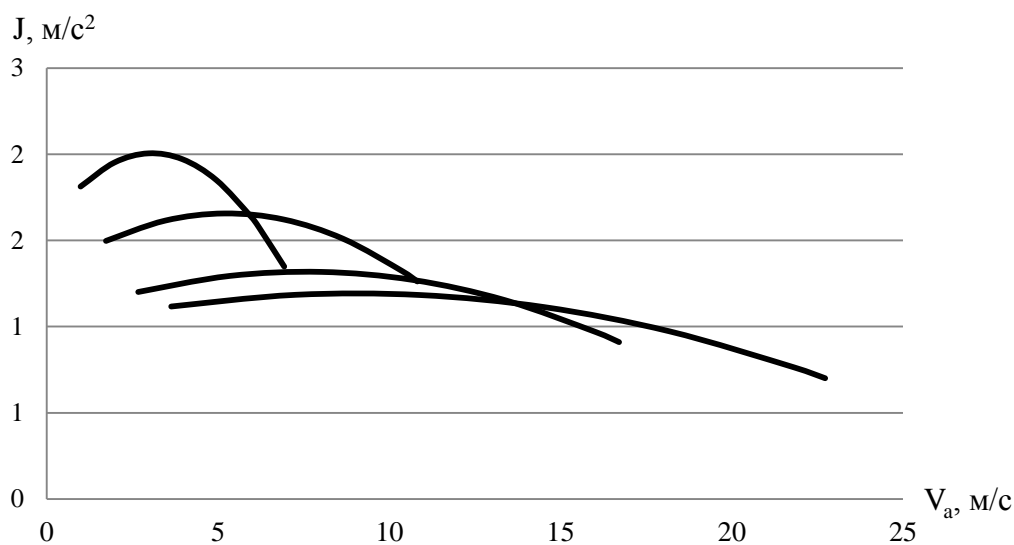


Рисунок 13 – Динамическая характеристика

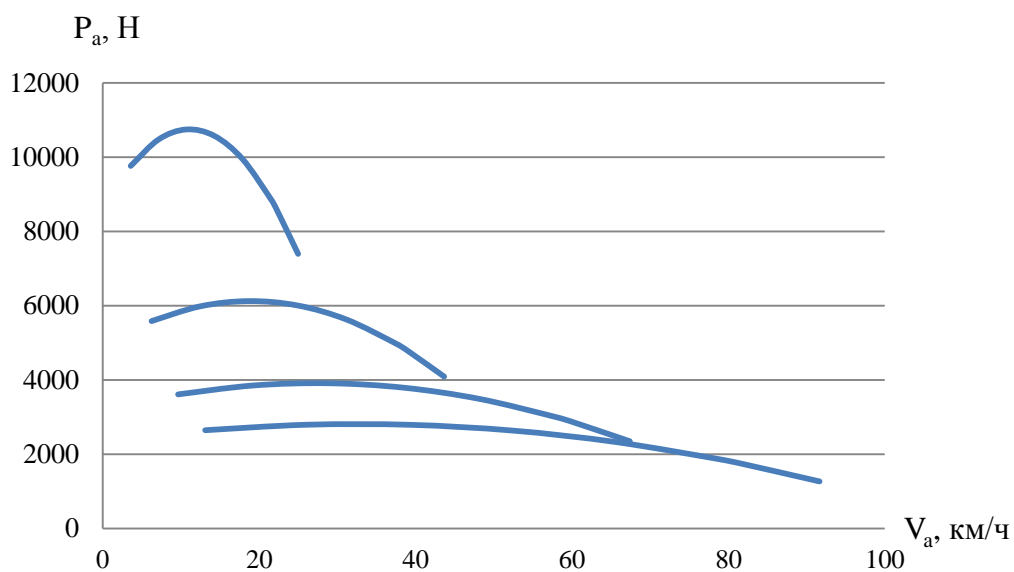


Рисунок 14 – Тяговая характеристика

2.2.11 Построение экономической характеристики базового автомобиля

Расчет экономической характеристики базового АТС, произведен аналогично расчету для проектируемого АТС. Результаты расчета представлены в таблицах 10 и 11.

Таблица 10 – Топливоно-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 11 – Топливоно-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 15 представлена топливоно-экономическая характеристика АТС в зависимости от скорости.

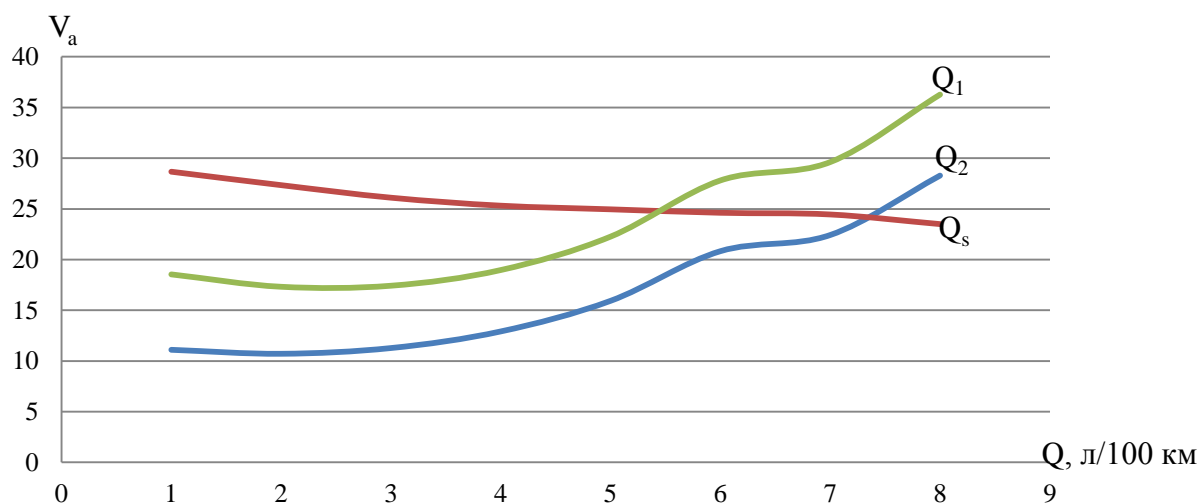


Рисунок 15 – Графики топливоно-экономической характеристики автомобиля в зависимости от скорости

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 16 представлены геометрические параметры базового и проектируемого автомобиля.

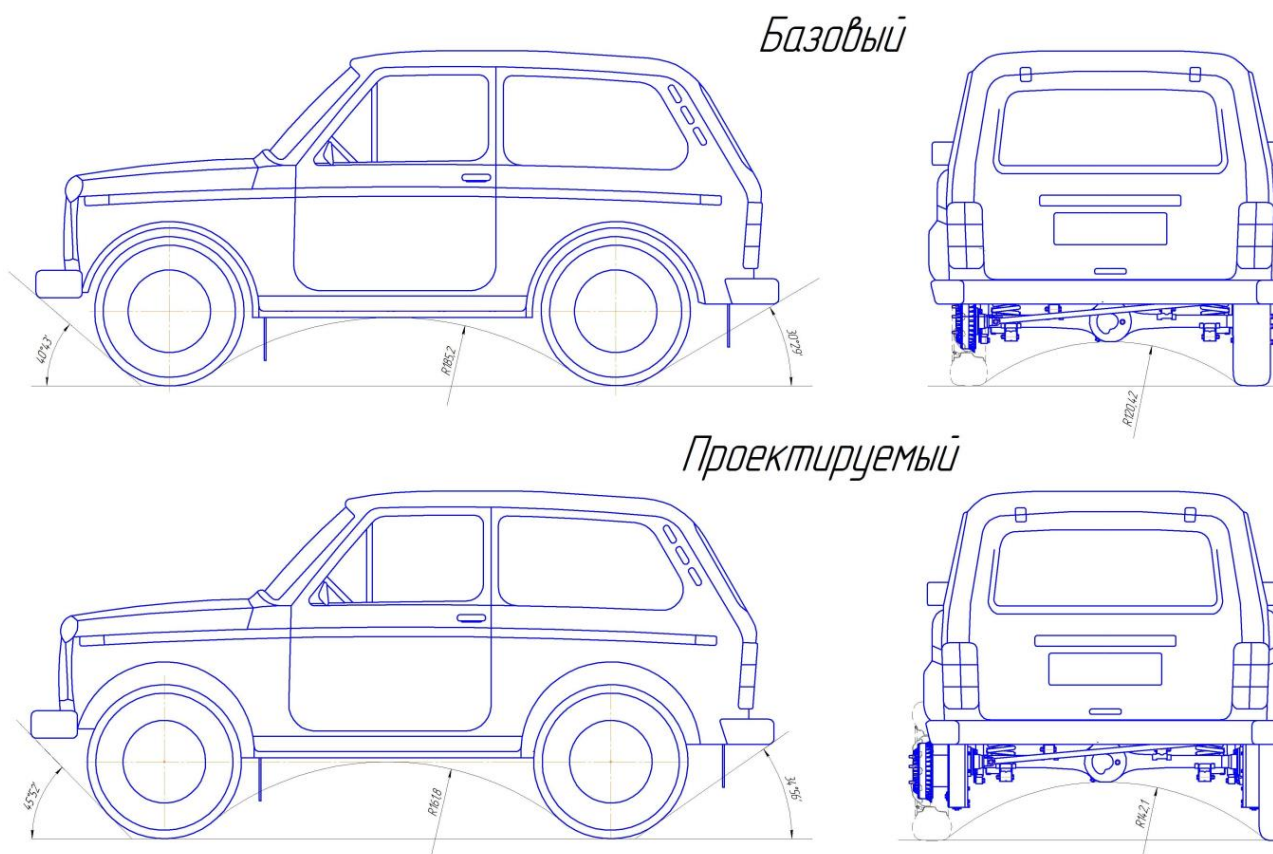


Рисунок 16 – Геометрические параметры проходимости

По сравнению с базовым автомобилем, проектируемая модель, имеет большие радиусы и углы геометрической проходимости, за исключением радиуса между колес одной оси. Даже с учетом этого недостатка, геометрическая проходимость проектируемого автомобиля по остальным параметрам лучше, чем у базового автомобиля.

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

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

Рассмотрим пример, для движения автомобиля с максимальной допустимой загрузкой по мягкому грунту в уклон 12° с погружением колес в грунт на 50 мм, со скоростью 30 км/ч.

Для базового автомобиля:

$$P_k = 5713,26 \text{ Н},$$

$$P_\varphi = 15778 \cdot 0,45 = 7100 \text{ Н},$$

$$P_f = \left(0,9 \cdot \sqrt{\frac{h}{D}} \right) \cdot G_a + (G_a \cdot \sin \alpha), \quad (23)$$

где h – глубина погружения колес в грунт, мм;

D – диаметр колеса.

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

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 зубчатых зацеплений для переднего колесного редуктора

2.3.1 Выбор материалов зубчатых колес и способов термообработки

Наибольшее применение в редукторах находят стальные зубчатые колеса. Механические характеристики сталей, используемых для изготовления зубчатых колес, приведены в таблице 12.

Таблица 12 – Механические характеристики сталей

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

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

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

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

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.

$$N_2 = 53,68 \cdot 0,95 = 50,996 \text{ кВт.}$$

2.3.5 Определение частоты вращения ведущего вала

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

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

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.

$$M_1 = \frac{M_{N \max} \cdot i_{1.knn} \cdot i_{n.knn} \cdot i_{zn} \cdot \eta_{mp}}{4}, \quad (28)$$

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

$i_{n.knn}$ – передаточное отношение РКПП на понижающей передаче;

i_{zn} – передаточное отношение главной пары.

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

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 13.

Таблица 13 – 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:

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

где S_{H1} – коэффициент безопасности.

Предел контактной выносливости и коэффициент безопасности зависят от способа термической или химико-термической обработки и твердости поверхностей зуба.

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.

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:

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

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

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

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

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

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

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;

$ПВ$ – относительная продолжительность включения.

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

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

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

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

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

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

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

Определим допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса:

$$\begin{aligned}\delta_{H \lim 1} &= 23 \cdot 61 = 1403 \text{ МПа} , \\ \delta_{H \lim 2} &= 23 \cdot 61 = 1403 \text{ МПа} , \\ \delta_{HP1} &= \frac{1403 \cdot 1,48}{1,2} = 1730,4 \text{ МПа} , \\ \delta_{HP2} &= \frac{1403 \cdot 1,58}{1,2} = 1852 \text{ МПа} .\end{aligned}$$

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:

$$\begin{aligned}\delta_{F \lim 1} &= 800 \text{ МПа} , \\ \delta_{F \lim 2} &= 800 \text{ МПа} .\end{aligned}$$

Коэффициенты безопасности при изгибе:

$$\begin{aligned}S_{F1} &= 1,65 , \\ S_{F2} &= 1,65 .\end{aligned}$$

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, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

Эквивалентное число циклов при изгибе:

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_{\Sigma}, \quad (33)$$

$$N_{FE1} = 0,1 \cdot 4,64 \cdot 10^6 = 4,64 \cdot 10^5,$$

$$N_{FE2} = 0,1 \cdot 3,1 \cdot 10^6 = 3,1 \cdot 10^5,$$

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,64 \cdot 10^5}} = 1,27,$$

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{3,1 \cdot 10^5}} = 1,32.$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

$$\delta_{FP1} = \frac{800 \cdot 1,27 \cdot 0,75}{1,65} = 461 \text{ МПа},$$

$$\delta_{FP2} = \frac{800 \cdot 1,32 \cdot 0,75}{1,65} = 531,6 \text{ МПа}.$$

2.3.11 Межосевое расстояние

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

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.

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

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:

$$i_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (38)$$

$$i_{\phi} = \frac{75}{50} = 1,5.$$

$$\Delta i = 100 \cdot \frac{i_{pe\partial} \cdot i_{\phi}}{i_{pe\partial}}, \quad (38)$$

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

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:

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

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

Округлим b_{w1} до ближайшего числа, из ряда нормальных линейных размеров на: $b_{w1} = 20 \text{ мм.}$

Ширину зубчатого венца колеса b_{w2} принимают на 2-5 мм больше чем b_{w1} . Примем $b_{w2} = 24 \text{ мм.}$

Диаметры окружностей зубчатых колес.

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:

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

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

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

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

$$d_{a2} = d_1 - 2m \cdot (1 - x_1 - 0,2), \quad (42)$$

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

$$d_{f2} = d_1 - 2m \cdot (1,25 - x_1), \quad (43)$$

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

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

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

Степень точности передачи назначают в зависимости от величины окружной скорости. Так как степень точности 9 для закрытых зубчатых передач применять не рекомендуется, принимаем $n_{cm} = 8$.

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.

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:

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

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

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

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.

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

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (i_\phi - 1), \quad (49)$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (1,5 - 1) = 0,0786.$$

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

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

Динамический коэффициент определим методом линейной интерполяции $K_{HV} = 1,05$.

Окончательно найдем K_H и δ_H .

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

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

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

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:

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

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.

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

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

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

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

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

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

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

Тогда:

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

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 зубчатых зацеплений для заднего колесного редуктора

Расчет проведен аналогично, расчету для переднего редуктора. Результаты расчетов представлены в таблицах 14, 15.

Таблица 14 – 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

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

Таблица 15 – 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.

Проверка контактной прочности зубьев.

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

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

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

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 $L_1 = 40 \text{ мм}$.

Диаметр участка вала под подшипником $d_n = 40 \text{ мм}$.

Диаметр участка вала со шлицами $d_u = 24 \text{ мм}$.

Материал вала сталь 15ХГН2ГА, термообработка – закалка в ТВЧ

$\sigma_b = 930 \text{ МПа}$

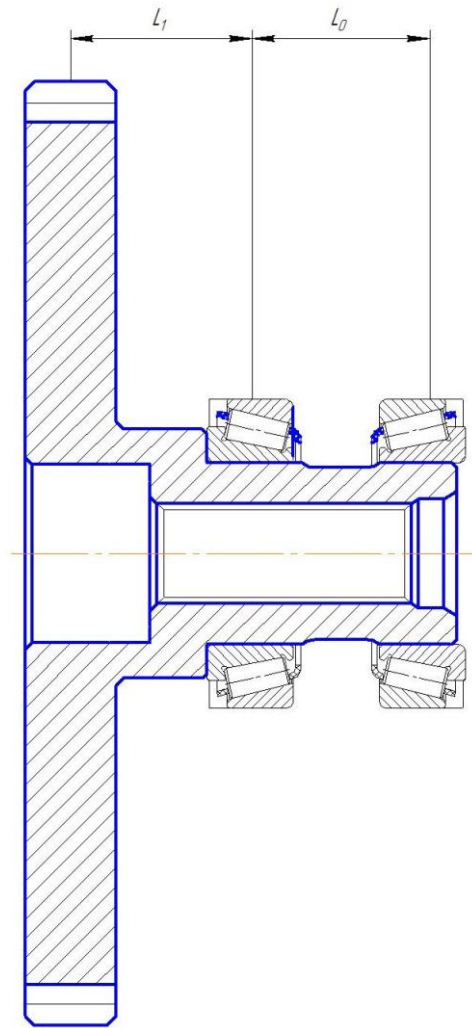


Рисунок 17 – Компонка ведущего вала заднего колесного редуктора

2.5.2 Определение опорных реакций

Реакции в горизонтальной плоскости:

$$\begin{aligned} \sum M_3 &= 0, \\ -R_{1r} \cdot (L_1 + L_0) + F_r \cdot L_0 &= 0, \\ -R_{1r} \cdot (L_1 + L_0) + F_r \cdot L_0 &= 0, \\ R_{1r} &= \frac{F_r \cdot (L_1 + L_0)}{L_0} = \frac{6,5718 \cdot (40 + 37,5)}{37,5} = 13,5817 \text{ кН}, \end{aligned}$$

$$\sum F_x = 0,$$

$$R_{2\Gamma} = R_{1\Gamma} - F_r,$$

$$R_{2\Gamma} = 13,5817 - 6,5718 = 7,01 \text{ кН.}$$

Реакции вертикальной плоскости:

$$\sum M_3 = 0,$$

$$- R_{1B} \cdot (L_1 + L_0) + F_r \cdot L_0 = 0,$$

$$- R_{1B} \cdot (L_1 + L_0) + F_r \cdot L_0 = 0,$$

$$R_{1B} = \frac{F_r \cdot (L_1 + L_0)}{L_0} = \frac{7,832 \cdot (40 + 37,5)}{37,5} = 16,1861 \text{ кН,}$$

$$\sum F_y = 0,$$

$$F_t + R_{2\Gamma} - R_{1B} = 0,$$

$$R_{2\Gamma} = R_{1B} - F_t,$$

$$R_{2\Gamma} = 16,1861 - 7,832 = 8,3541.$$

2.5.3 Построение эпюр изгибающих моментов

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

2 участок (0-1):

$$M_{x1} = F_r \cdot 0,$$

$$M_{x1} = 6,5718 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

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 18).

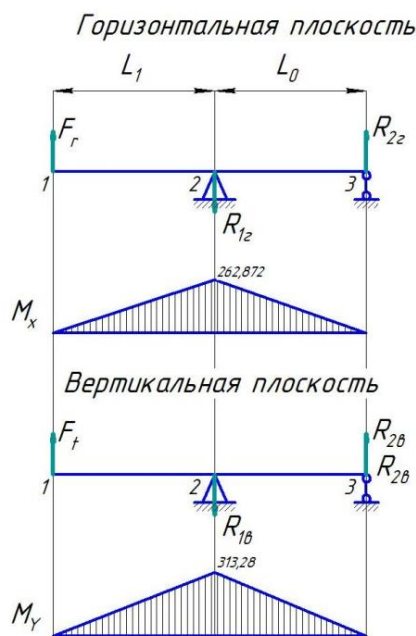


Рисунок 18 – Эпюры изгибающих и крутящих моментов

2.5.4 Выбор опасного сечения

В качестве опасного сечения, рассмотрим сечение, в котором, действуют наибольшие изгибающие моменты и имеются концентраторы напряжений. Как следует из рисунка 18, к такому сечению, относится сечение 2, для которого концентратором напряжения является посадка с натягом внутреннего кольца подшипника.

Производим расчет вала в сечении 2.

2.5.5 Определение нагрузок

В сечении действуют: изгибающий момент $M_H = 313,28 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент $M_1 = 783,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

2.5.6 Геометрические характеристики сечения

Осевой момент сопротивления:

$$W_{x2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32}, \quad (58)$$

$$W_{x2} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3.$$

Полярный момент сопротивления:

$$W_{p2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16}, \quad (59)$$

$$W_{p2} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3.$$

Площадь сечения:

$$A_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}, \quad (60)$$

$$A_2 = \frac{3,14 \cdot 40^2}{4} = 1256 \text{ мм}^2.$$

2.5.7 Определение напряжений

Напряжения изгиба меняются по симметричному циклу с амплитудой:

$$\delta_{a2} = \frac{10^3 \cdot M_H}{W_{x2}}, \quad (61)$$

$$\delta_{a2} = \frac{10^3 \cdot 313,28}{6280} = 49,89 \text{ МПа.}$$

На вал не действуют осевые силы, поэтому:

$$\delta_{m2} = \frac{10^3 \cdot F_a}{A_2}, \quad (62)$$

$$\delta_{m2} = \frac{10^3 \cdot 0}{1256} = 0 \text{ МПа.}$$

Касательные напряжения меняются по отнулевому циклу:

$$\tau_{a2} = \tau_{m2} = \frac{10^3 \cdot M_1}{2 \cdot W_{p2}},$$

$$\tau_{a2} = \tau_{m2} = \frac{10^3 \cdot 783,2}{2 \cdot 12560} = 31,18 \text{ МПа.}$$

2.5.8 Пределы выносливости

Пределы выносливости легированных сталей при симметричном цикле изгиба и кручения определяются по следующим формулам:

$$\delta_{-1} = 0,35 \cdot \delta_b + 100, \quad (63)$$

$$\delta_{-1} = 0,35 \cdot 930 + 100 = 425,5 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \delta_{-1}, \quad (64)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 425,5 = 246,8 \text{ МПа.}$$

2.5.9 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений и коэффициенты влияния поперечного сечения

Для посадки с натягом $K_\delta / \varepsilon_\delta$ определим методом линейной интерполяции $K_\delta / \varepsilon_\delta = 4,3$.

Значение K_t / ε_t определим по формуле:

$$\frac{K_t}{\varepsilon_t} = 0,6 \cdot \frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta}, \quad (65)$$

$$\frac{K_t}{\varepsilon_t} = 0,6 \cdot 4,3 = 2,58.$$

2.5.10 Коэффициент влияния шероховатости поверхности

Примем, что поверхность вала под подшипник получена чистовым шлифованием с $R_a = 0,8$ мкм. По величине R_a найдем $K_F = 1,2$.

2.5.11 Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла

$$\psi_\sigma = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot \delta_b), \quad (66)$$

$$\psi_\sigma = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot 930) = 0,206.$$

$$\psi_t = 0,5 \cdot \psi_\sigma, \quad (67)$$

$$\psi_t = 0,5 \cdot 0,206 = 0,103.$$

2.5.12 Коэффициент влияния упрочнения

Примем, что участок вала упрочнен закалкой в ТВЧ. Тогда $K_V = 1,6$.

2.5.13 Коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали

$$K_{\delta D} = \frac{\frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta} + K_F - 1}{K_V}, \quad (67)$$

$$K_{\delta D} = \frac{4,3 + 1,2 - 1}{1,6} = 2,813,$$

$$K_{\tau D} = \frac{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_F - 1}{K_V}, \quad (68)$$

$$K_{\tau D} = \frac{2,58 + 1,2 - 1}{1,6} = 1,738.$$

2.5.14 Коэффициенты запаса прочности

Значения S_δ и S_τ определим по формулам:

$$S_{\delta} = \frac{\delta_{-1}}{K_{\delta D} \cdot \delta_{a2} + \psi_{\sigma} \cdot \delta_{m2}}, \quad (69)$$

$$S_{\delta} = \frac{425,5}{2,813 \cdot 49,89 + 0,206 \cdot 0} = 3,03,$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_{a2} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{m2}}, \quad (70)$$

$$S_{\tau} = \frac{246,8}{1,783 \cdot 31,18 + 0,103 \cdot 0} = 4,44.$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_{\delta} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\delta}^2 + S_{\tau}^2}}, \quad (70)$$

$$S = \frac{3,03 \cdot 4,44}{\sqrt{3,03^2 + 4,44^2}} = 2,5 > [S] = 2.$$

Усталостная прочность вала в сечении 2 обеспечена.

2.6 Расчет ведомого вала переднего колесного редуктора

2.6.1 Исходные данные

На первом этапе конструирования вала определяют диаметр опасного сечения вала из расчета на кручение по пониженным допускаемым напряжениям. В качестве опасного сечения для быстроходного и тихоходного валов редуктора выбирают сечение на хвостовике вала, а для промежуточных валов - сечение в месте установки подшипника. Формула для расчета диаметра опасного сечения вала имеет вид:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot M_2}{0,2 \cdot [\tau_k]}}, \quad (70)$$

где M_2 – крутящий момент в опасном сечении вала, Н·м;

$[\tau_k]$ – пониженные допускаемые напряжения на кручение, МПа,

$$[\tau_k] = (0,025 \dots 0,03) \cdot \sigma_B, \quad (71)$$

где σ_B – предел прочности материала вала, МПа.

$$[\tau_k] = 0,025 \cdot 930 = 23,25 \text{ МПа.}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 1116,06}{0,2 \cdot 23,25}} = 62,1 \text{ мм.}$$

Принимаем значение $d = 65$ мм.

Исходные данные:

- момент на валу, Н·м 1116,06;
- силы, приложенные к валу со стороны зацепления, Н:
 - окружная, Н 7832;
 - распорная, Н 6571,8;
 - внешние силы, Н 7832;
 - консольная нагрузка от муфты, Н 2560;
 - осевая, Н 6515.

Компоновка ведомого вала заднего колесного редуктора представлена на рисунке 19.

Расстояние между опорами $L_{02} = 33$ мм.

Расстояние от точки приложения усилия от зубчатого венца до внутренней опоры $L_3 = 78$ мм.

Расстояние от точки приложения консольной нагрузки до внешней опоры $L_4 = 59$ мм.

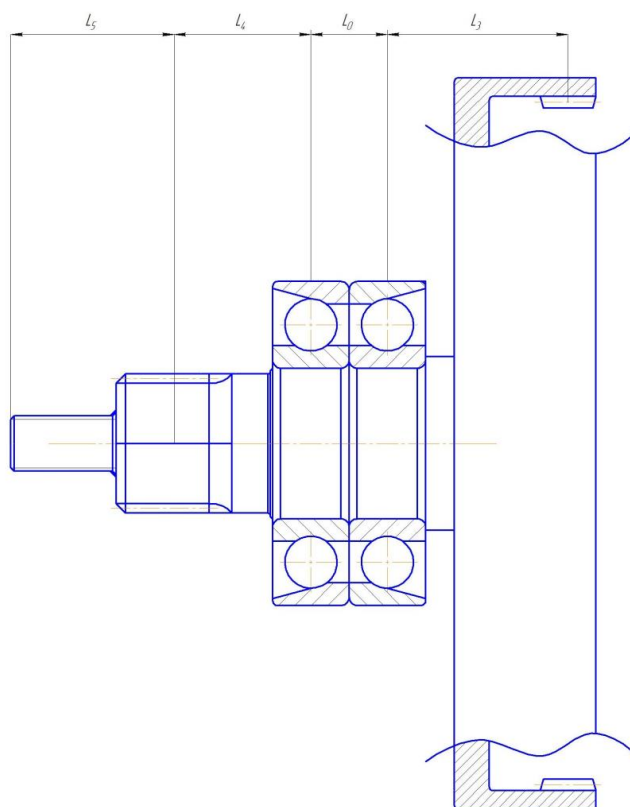


Рисунок 19 – Компонка ведомого вала заднего колесного редуктора

Расстояние от точки приложения осевой нагрузки до приложения консольной нагрузки $L_5 = 70,5$ мм.

Диаметр участка вала под подшипником $d_{n3} = 65$ мм.

Диаметр участка вала со шлицами $d_4 = 65$ мм.

Диаметр участка вала с резьбой $d_5 = 24$ мм.

Материал вала сталь 15ХГН2ТА, термообработка – закалка в ТВЧ $\sigma_b = 930$ МПа.

2.6.2 Определение опорных реакций

Реакции в вертикальной плоскости:

$$\sum M_3 = 0,$$

$$F_k \cdot L_4 + R_{2B} \cdot L_0 - F_t \cdot (L_3 + L_0) = 0,$$

$$R_{2B} = \frac{-F_k \cdot L_4 + F_t \cdot (L_3 + L_0)}{L_0},$$

$$R_{2B} = \frac{-2,56 \cdot 59 + 7,832 \cdot (78 + 33)}{33} = 21,767 \text{ кН},$$

$$\sum F_x = 0,$$

$$F_t - R_{2B} + R_{1B} + F_k = 0,$$

$$R_{1B} = R_{2B} + F_t - F_k,$$

$$R_{1B} = 21,767 - 7,832 - 2,56 = 11,375 \text{ кН}.$$

Реакции горизонтальной плоскости:

$$\sum M_4 = 0,$$

$$-F_r \cdot L_3 + R_{1\Gamma} \cdot L_0 = 0,$$

$$R_{1\Gamma} = \frac{F_r \cdot L_3}{L_0},$$

$$R_{1\Gamma} = \frac{6,5718 \cdot 78}{33} = 15,533 \text{ кН},$$

$$\sum F_y = 0,$$

$$F_r - R_{2\Gamma} + R_{1\Gamma} = 0,$$

$$R_{2\Gamma} = R_{1\Gamma} - F_r,$$

$$R_{2\Gamma} = 15,533 + 6,5718 = 22,1018 \text{ кН}.$$

2.6.3 Построение эпюр изгибающих моментов

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости[^]

1 участок (0-1):

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

2 участок (0-2):

$$M_{y2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3 участок (0-2):

$$M_{y3} = F_k \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4 участок (0-3):

$$M_{y4} = F_k \cdot L_4,$$

$$M_{y4} = 2,56 \cdot 59 = 151,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5 участок (0-3):

$$M_{y5} = F_k \cdot L_4 + R_{1B} \cdot 0,$$

$$M_{y5} = 2,56 \cdot 59 = 151,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6 участок (0-4):

$$M_{y6} = F_k \cdot (L_4 + L_0) + R_{1B} \cdot L_0,$$

$$M_{y6} = 2,56 \cdot (59 + 33) + 11,375 \cdot 33 = 610,895 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

7 участок (0-4):

$$M_{y7} = F_k \cdot (L_4 + L_0) + R_{1B} \cdot L_0 - R_{2B} \cdot 0,$$

$$M_{y7} = 2,59 \cdot (59 + 33) + 11,375 \cdot 33 - 21,767 \cdot 0 = 610,895 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

8 участок (0-5):

$$M_{y8} = F_k \cdot (L_4 + L_0 + L_3) + R_{1B} \cdot (L_0 + R_3) - R_{2B} \cdot L_3,$$

$$M_{y8} = 2,56 \cdot (59 + 33 + 78) + 11,375 \cdot (33 + 78) - 21,767 \cdot 78 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости

1 участок (0-1):

$$M_{x1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2 участок (0-2):

$$M_{x2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3 участок (0-2):

$$M_{x3} = F_r \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4 участок (0-3):

$$M_{x4} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5 участок (0-3):

$$M_{x5} = R_{1r} \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6 участок (0-4):

$$M_{x6} = R_{1r} \cdot L_0,$$
$$M_{x6} = 15,533 \cdot 33 = 512,589 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

7 участок (0-4):

$$M_{x7} = R_{1Г} \cdot L_0 - R_{2Г} \cdot 0,$$

$$M_{x7} = 15,533 \cdot 33 - 22,1018 \cdot 0 = 512,589 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

8 участок (0-5):

$$M_{x8} = R_{1Г} \cdot (L_0 + L_3) - R_{2Г} \cdot L_3,$$

$$M_{x8} = 15,533 \cdot (33 + 78) - 22,1078 \cdot 78 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На основе выполненных расчетов построены эпюры изгибающих моментов (рисунок 20).

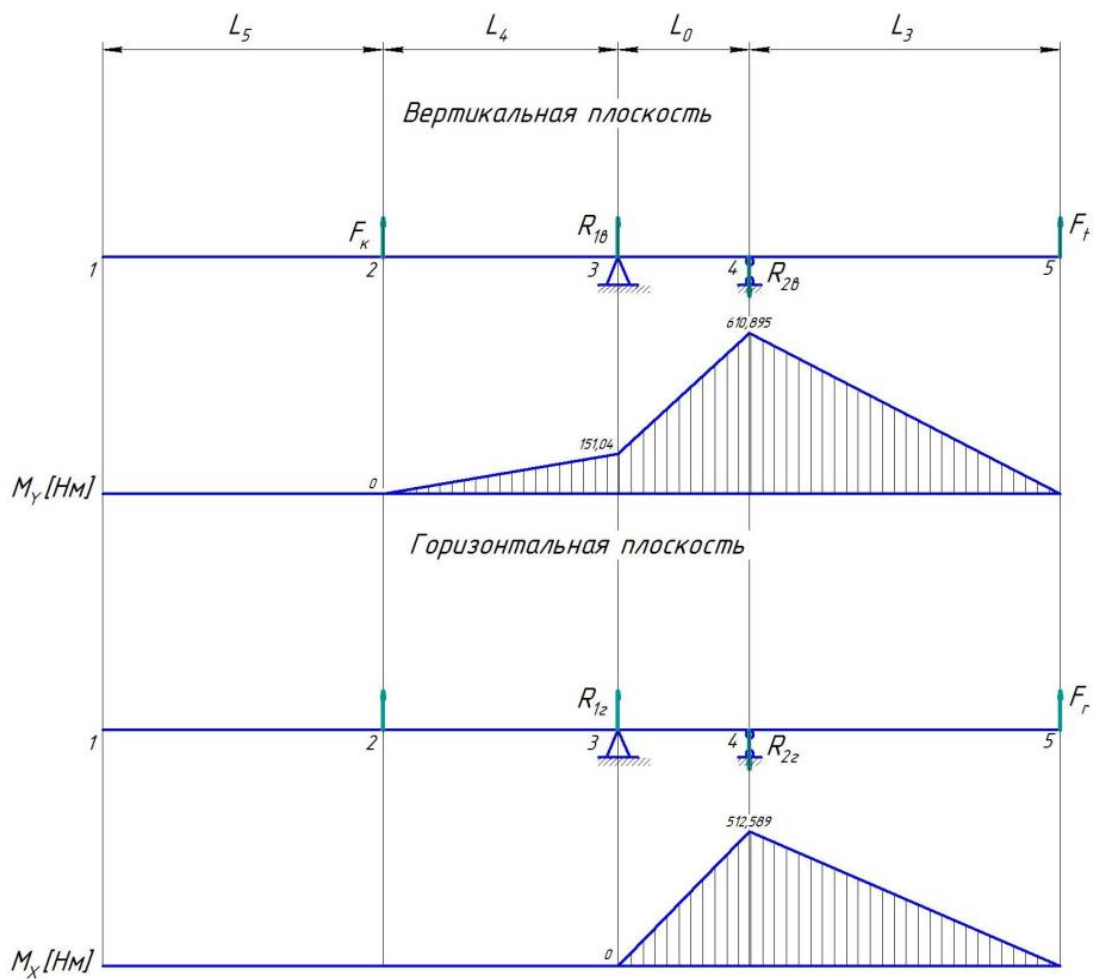


Рисунок 20 – Эпюры изгибающих моментов

2.6.4 Выбор опасного сечения

В качестве опасного сечения, рассмотрим сечение, в котором, действуют наибольшие изгибающие моменты и имеются концентраторы напряжений. Как следует из рисунка 20, к такому сечению, относится сечение 2, для которого концентратором напряжения является посадка с натягом внутреннего кольца подшипника.

2.6.5 Определение нагрузок

В сечении действуют: изгибающий момент $M_{II} = 610,895 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент $M_1 = 1116,06 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

2.6.6 Геометрические характеристики сечения

Осевой момент сопротивления:

$$W_{x2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32},$$
$$W_{x2} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} = 26948 \text{ мм}^3.$$

Полярный момент сопротивления:

$$W_{p2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16},$$
$$W_{p2} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{16} = 53896 \text{ мм}^3.$$

Площадь сечения:

$$A_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4},$$
$$A_2 = \frac{3,14 \cdot 65^2}{4} = 3317 \text{ мм}^2.$$

2.6.7 Определение напряжений

Напряжения изгиба меняются по симметричному циклу с амплитудой:

$$\delta_{a2} = \frac{10^3 \cdot M_H}{W_{x2}},$$

$$\delta_{a2} = \frac{10^3 \cdot 610,895}{26948} = 22,669 \text{ МПа.}$$

Средние нормальные напряжения:

$$\delta_{m2} = \frac{10^3 \cdot F_a}{A_2},$$

$$\delta_{m2} = \frac{10^3 \cdot 6,515}{3317} = 1,96 \text{ МПа.}$$

Касательные напряжения меняются по нулевому циклу:

$$\tau_{a2} = \tau_{m2} = \frac{10^3 \cdot M_2}{2 \cdot W_{p2}},$$

$$\tau_{a2} = \tau_{m2} = \frac{10^3 \cdot 1116,06}{2 \cdot 56896} = 9,8 \text{ МПа.}$$

2.6.8 Пределы выносливости

Пределы выносливости легированных сталей при симметричном цикле изгиба и кручения определяются по следующим формулам:

$$\delta_{-1} = 0,35 \cdot \delta_B + 100,$$

$$\delta_{-1} = 0,35 \cdot 930 + 100 = 425,5 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \delta_{-1},$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 425,5 = 246,8 \text{ МПа.}$$

2.6.9 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений и коэффициенты влияния поперечного сечения

Для посадки с натягом $K_\delta / \varepsilon_\delta$ определим методом линейной интерполяции $K_\delta / \varepsilon_\delta = 4,3$.

Значение K_t / ε_t определим по формуле:

$$\frac{K_t}{\varepsilon_t} = 0,6 \cdot \frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta}, \quad (72)$$

$$\frac{K_t}{\varepsilon_t} = 0,6 \cdot 4,3 = 2,58.$$

2.6.10 Коэффициент влияния шероховатости поверхности

Примем, что поверхность вала под подшипник получена чистовым шлифованием с $R_a = 0,8$ мкм. По величине R_a найдем $K_F = 1,2$.

2.6.11 Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла

$$\psi_\sigma = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot \delta_B),$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma,$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot 0,206 = 0,103.$$

2.6.12 Коэффициент влияния упрочнения

Примем, что участок вала упрочнен закалкой в ТВЧ, тогда $K_V = 1,6$.

2.6.13 Коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали

$$K_{\delta D} = \frac{\frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta} + K_F - 1}{K_V},$$

$$K_{\delta D} = \frac{4,8 + 1,2 - 1}{1,6} = 3,125,$$

$$K_{\tau D} = \frac{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + K_F - 1}{K_V},$$

$$K_{\tau D} = \frac{2,88 + 1,2 - 1}{1,6}.$$

2.6.14 Коэффициенты запаса прочности

Значения S_{δ} и S_{τ} определим по формулам:

$$S_{\delta} = \frac{\delta_{-1}}{K_{\delta D} \cdot \delta_{a2} + \psi_{\sigma} \cdot \delta_{m2}},$$

$$S_{\delta} = \frac{425,5}{3,125 \cdot 22,669 + 0,206 \cdot 1,96} = 5,97,$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_{a2} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{m2}},$$

$$S_{\tau} = \frac{246,8}{1,925 \cdot 9,8 + 0,103 \cdot 9,8} = 12,418.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_{\delta} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\delta}^2 \cdot S_{\tau}^2}},$$

$$S = \frac{5,97 \cdot 12,418}{\sqrt{5,97^2 + 12,418^2}} = 5,38 > [S] = 2.$$

Усталостная прочность вала в сечении 3 обеспечена.

Конструирование шестерни заднего бортового редуктора (рисунок 21).

Принимаем для ведущей шестерни заднего бортового редуктора плоскую форму.

Ширина ступицы $L_{cm1} = b_{w1}$, $L_{cm1} = 20$ мм.

Фаски на торцах зубчатого венца $C_{1ВД} = 0,5 \cdot m$, $C_{1ВД} = 0,5 \cdot 4 = 2$ мм.

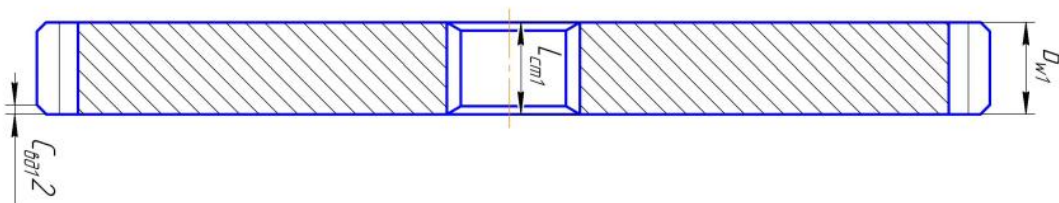


Рисунок 21 – Ведущая шестерня заднего колесного редуктора

2.7 Расчет шлицевых соединений

2.7.1 Соединение ступица – передний ведомый вал

Выбранное соединение проверим на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_1 \cdot K_3}{d_{cp} \cdot z \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (73)$$

где M_1 – передаваемый крутящий момент, Н·м;

K_3 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, зависящий от условий работы и точности изготовления, $K_3 = 1,2$;

d_{cp} – средний диаметр соединения, мм;

h – рабочая высота зубьев, мм;

l_p – рабочая длина соединения, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия, $[\sigma_{см}] = 70$ МПа.

Для прямоугольных соединений:

$$d_{cp.} = 0,5 \cdot (d + D), \quad (74)$$

$$d_{cp.} = 0,5 \cdot (56 + 65) = 60,5 \text{ мм},$$

$$h = 0,5 \cdot (D - d) - 2C, \quad (75)$$

$$h = 0,5 \cdot (65 - 56) - 2 \cdot 0,5 = 3,5 \text{ мм},$$

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 1116,06 \cdot 1,2}{60,5 \cdot 16 \cdot 3,5 \cdot 45} = 17,6 \leq [\sigma_{см}].$$

Условие прочности при смятии для данного шлицевого соединения соблюдается.

2.7.2 Соединение зубчатое колесо-задний ведущий вал

Выбранное соединение проверим на смятие по формуле (73)

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_1 \cdot K_3}{d_{cp.} \cdot z \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

Для прямоугольных соединений:

$$d_{cp.} = 0,5 \cdot (d + D),$$

$$d_{cp.} = 0,5 \cdot (36 + 45) = 40,5 \text{ мм},$$

$$h = 0,5 \cdot (D - d) - 2C,$$

$$h = 0,5 \cdot (45 - 36) - 2 \cdot 0,4 = 3,7 \text{ мм},$$

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 783,2 \cdot 1,2}{40,5 \cdot 10 \cdot 3,7 \cdot 20} = 63 \leq [\sigma_{см}].$$

Условие прочности при смятии для данного шлицевого соединения соблюдается.

2.8 Расчет резьбового соединения

2.8.1 Соединение корпуса переднего колесного редуктора и поворотного кулака

Болт, поставленный с зазором, воспринимает нагрузку, перпендикулярную к оси (рисунок 22).

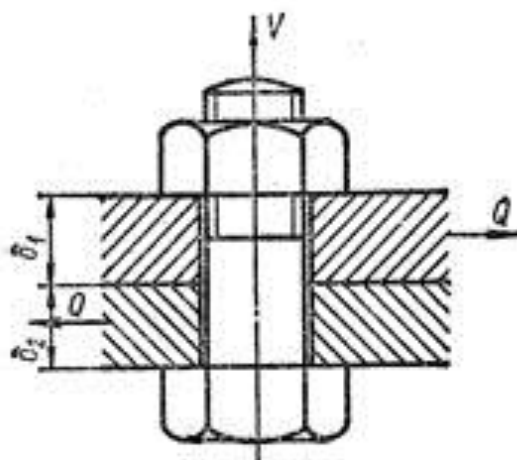


Рисунок 22 – Силы, возникающие в болтовом соединении

Допускаемые напряжения.

Примем для болтов крепления класс прочности 8.8.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{K}, \quad (75)$$

где K – коэффициент запаса прочности, $K = 1,8$.

$$[\sigma] = \frac{640}{1,8} = 400 \text{ МПа.}$$

Расчет болта установленного с зазором, усилие затяжки:

$$V = \frac{K \cdot Q}{f \cdot i}, \quad (76)$$

где V – усилие затяжки;

Q – сдвигающая сила. В данном случае, сдвигающей силой является часть веса автомобиля, приходящаяся на колесо.

$$Q = 2560 \text{ Н};$$

i – число стыков, $i = 1$;

f – коэффициент трения для стыка. Для сухих обработанных стыков стальных или чугунных деталей $f = 0,15$.

$$V = \frac{1,8 \cdot 2560}{0,15 \cdot 1} = 30720 \text{ Н.}$$

Расчетное значение внутреннего диаметра резьбы определим по формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot [\sigma]}}, \quad (77)$$

где Q_p – расчетное усилие растягивающее болт;

$$Q_p = 1,3 \cdot V, \quad (78)$$

$$Q_p = 1,3 \cdot V,$$

$$Q_p = 1,3 \cdot 30720 = 39936 \text{ Н,}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 39936}{3,14 \cdot 400}} = 11,3 \text{ мм.}$$

Принимаем болт М12х1,5.

2.9 Расчет корпуса редуктора

Толщина стенки корпуса редуктора определяется по формуле:

$$\delta = 2,6 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot M_2}, \quad (79)$$

$$\delta = 2,6 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 1116,06} = 8,45 \text{ мм.}$$

Принимаем, что толщина корпуса редуктора 14мм

Расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса и торцом ступицы колеса принимаем 7,5мм

Диаметр болтов соединяющих корпус редуктора определяется по формуле:

$$\delta_{\sigma} = (0,6 \cdot \delta) + 1, \quad (80)$$

$$\delta_{\sigma} = (0,6 \cdot 10) + 1 = 7 \text{ мм.}$$

Принимаем, что корпус редуктора соединяется болтами М8х1,25 класса прочности 6.6

Расстояние между болтами соединяющими корпус:

$$l_{\sigma} = 12 \cdot \delta_{\sigma},$$

$$l_{\sigma} = 12 \cdot 7 = 84 \text{ мм.}$$

Принимаем, что для сборки корпуса редуктора необходимо 12 болтов М8х1,25 класса прочности 6.6, шаг установки болтов 30°.

2.10 Смазка редуктора

Определим окружную скорость колеса редуктора при 2000 об/мин коленчатого вала, при движении на низшей передаче по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot d_k \cdot n_k}{60000}, \quad (81)$$

где d_k – делительный диаметр колеса;

n_k – частота вращения колеса. Частота вращения колеса редуктора, при 2000 об/мин коленчатого вала на низшей передаче $n_k = 198,9$ об/мин.

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

Необходимая вязкость масла для данной окружной скорости $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Для смазки колесных редукторов применяем масло 80-W90 GL5.

Глубина погружения колеса в масло, составляет 28,5 мм

Объем масла для одного редуктора 0,24 л.

3 Безопасность и экологичность технического объекта

3.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

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

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

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

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

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

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

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

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

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

В таблице 16 представлен паспорт безопасности на технологический процесс сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

Таблица 16 – Паспорт безопасности на технологический процесс сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

Технологический процесс	Наименование и содержание операций и переходов	Должность работника, выполняющего технологическую операцию, процесс, согласно Приказа Росстандарта от 12.12.2014 N 2020-ст	Оборудование и приспособления	Перечень веществ и материалов, используемых при выполнении технологического процесса
1	2	3	4	5
Сборка колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»	1 Подготовка к сборке. 2 Сборка колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» 3 Регулировка колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива». 4. Испытание и доводка колесного редуктора	Слесарь по ремонту автомобилей 5 разряда	Тиски, ключи «на 12, 13, 17», головка «на 17», оправки, молоток, динамометрический ключ, измерительная головка	Перчатки, защитные очки, технический вазелин, Литол-24, герметик, масло

3.2 Определение профессиональных рисков

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

Сводная информация по идентификации профессиональных рисков при технологическом процессе сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» представлена в таблице 17.

Таблица 17 – Идентификация профессиональных рисков

Наименование выполняемых работ	Наименование О и ВПФ согласно ГОСТ 12.0.003-2015	Источник происхождения О и ВПФ
1	2	3
1 Подготовка к сборке. 2 Сборка колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива». 3 Регулировка колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» 4. Испытание и доводка колесного редуктора	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
	Монотонность труда, вызывающая монотонию	Однообразно повторяющиеся операции при сборке/испытании колесного редуктора
	Напряжение зрительных анализаторов	
Статические нагрузки, связанные с рабочей позой		

3.3 Способы снижения профессиональных рисков

Работодатель обязан ежегодно обеспечивать реализацию мероприятий, направленных на улучшение условий труда, в том числе разработанных по результатам специальной оценки условий труда и оценки профессиональных

рисков, и направлять на эти цели, согласно ст. 226 Трудового кодекса РФ, не менее 0,2 % суммы затрат на производство продукции (работ, услуг).

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

Основные мероприятия, включаемые в Перечень:

- а) Проведение специальной оценки условий труда (далее – СОУТ). СОУТ позволяет оценить условия труда на рабочих местах и выявить вредные и (или) опасные производственные факторы и тем самым выполнить некоторые обязанности работодателя, предусмотренные Трудовым кодексом РФ:
 - информировать работников об условиях и охране труда на рабочих местах, о риске повреждения здоровья, предоставляемых им гарантиях, полагающихся им компенсациях и средствах индивидуальной защиты;
 - разработать и реализовать мероприятия по приведению условий труда в соответствие с государственными нормативными требованиями охраны труда;
 - установить работникам компенсации за работу с вредными и (или) опасными условиями труда.
- б) Обеспечение работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, а также на работах, производимых в особых температурных и климатических условиях или связанных с загрязнением, средствами индивидуальной защиты, смывающими и обезвреживающими средствами.
- в) Организация обучения и проверки знаний по охране труда работников.
- г) Проведение обязательных медицинских осмотров и психиатрических освидетельствований.

- д) Устройство новых и (или) модернизация имеющихся средств коллективной защиты работников от воздействия опасных и вредных производственных факторов.
- е) Приведение уровней естественного и искусственного освещения на рабочих местах, в бытовых помещениях, местах прохода работников в соответствие с действующими нормами.
- ж) Устройство новых и (или) реконструкция имеющихся мест организованного отдыха, помещений и комнат релаксации, психологической разгрузки, мест обогрева работников, а также укрытий от солнечных лучей и атмосферных осадков при работах на открытом воздухе; расширение, реконструкция и оснащение санитарно-бытовых помещений.
- з) Обеспечение хранения средств индивидуальной защиты, а также ухода за ними (своевременная химчистка, стирка, дегазация, дезактивация, дезинфекция, обезвреживание, обеспыливание, сушка), проведение ремонта и замена СИЗ.
- и) Приобретение стендов, тренажеров, наглядных материалов, научно-технической литературы для проведения инструктажей по охране труда, обучения безопасным приемам и методам выполнения работ, оснащение кабинетов (учебных классов) по охране труда компьютерами, теле-, видео-, аудиоаппаратурой, лицензионными обучающими и тестирующими программами, проведение выставок, конкурсов и смотров по охране труда.
- к) Обучение лиц, ответственных за эксплуатацию опасных производственных объектов.
- л) Оборудование по установленным нормам помещения для оказания медицинской помощи и (или) создание санитарных постов с аптечками, укомплектованными набором лекарственных средств и препаратов для оказания первой помощи.
- м) Организация и проведение производственного контроля.

н) Издание (тиражирование) инструкций по охране труда.

Сводная информация по способам снижения профессиональных рисков представлена в таблице 18.

Таблица 18 – Способы снижения профессиональных рисков

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
1	2	3
Движущиеся машины и механизмы, подвижные части колесного редуктора	Организационно-технические мероприятия: – инструктажи по охране труда; – содержание технических устройств в надлежащем состоянии	Спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)
Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях колесного редуктора	Выполнять на регулярной основе планово-предупредительное обслуживание. Эксплуатация инструмента, приспособлений в соответствии с инструкцией. Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами; – предохранительные устройства для предупреждения перегрузки оборудования, знаки безопасности по ГОСТ, дистанционное управление оборудованием	Спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)
Повышенный уровень шума	Применение звукоизоляции, звукопоглощения, демпфирования и глушителей шума (активных, резонансных, комбинированных); группировка шумных помещений в одной зоне здания и отделение их коридорами; введение регламентированных дополнительных перерывов; проведение обязательных	Использование СИЗ защиты органов слуха (наушников, беруш)

Продолжение таблицы 18

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

3.4 Пожарная безопасность технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

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

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

Каждый работник обязан:

- знать и соблюдать требования правил пожарной безопасности и инструкций о мерах пожарной безопасности, действующих на предприятии;
- при приеме на работу пройти вводный противопожарный инструктаж;
- до начала самостоятельной работы пройти первичный противопожарный инструктаж на рабочем месте;
- не реже одного раза в полугодие проводить повторный противопожарный инструктаж;
- при необходимости проводить внеплановый и целевой противопожарные инструктажи;
- соблюдать меры предосторожности при использовании средств бытовой химии, газовых приборов, проведении работ с легковоспламеняющимися и горючими веществами, материалами и оборудованием;
- при возникновении пожара немедленно сообщить об этом в пожарную охрану, непосредственному или вышестоящему руководителю, принять все меры к эвакуации людей, тушению пожара и сохранности материальных ценностей;

- при нарушениях пожарной безопасности на участке работы, использовании не по прямому назначению пожарного оборудования, указать об этом нарушителю и сообщить лицу, ответственному за пожарную безопасность.

Сводная информация по мероприятиям, направленным на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» представлена в таблице 19.

Таблица 19 – Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

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

Продолжение таблицы 19

1	2
Разработка плана эвакуации при пожаре в соответствии с требованиями статьи 6.2 ГОСТ Р 12.2.143–2009, ГОСТ 12.1.004–91 ССБТ «Пожарная безопасность Общие требования»	Наличие действующего плана эвакуации при пожаре, своевременное размещение планов эвакуации в доступных для обозрения местах
Размещение информационного стенда по пожарной безопасности	Наличие средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности

3.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

Сводная информация по идентификации экологических факторов технологического процесса технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» представлена в таблице 20.

Таблица 20 – Идентификация экологических факторов технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

Структурные составляющие (оборудование) технологического процесса	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
1	2	3	4
Сборка колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»	Мелкодисперсная пыль в воздухе, испарения СОЖ с поверхности новых деталей	Не обнаружено	Спецодежда пришедшая в негодность, твердые бытовые / коммунальные отходы (ТБО, ТКО, коммунальный мусор), металлический лом

Сводная информация по мероприятиям, направленным на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» представлена в таблице 21.

Таблица 21 – Мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

Мероприятий, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки колесного редуктора на:		
атмосферу	гидросферу	литосферу
1	2	3
Использование фильтрующих элементов в имеющихся на участке отсасывающих устройствах. Контроль воздушной среды должен проводиться по методикам, утвержденным Министерством здравоохранения РФ, ГОСТ 12.1.005-76, ГОСТ 12.1.014-79 и ГОСТ 12.1.016-79	Соблюдение мер по предотвращению загрязнения почв. Контроль за утилизацией и захоронением выбросов, стоков и осадков сточных вод. Персональная ответственность за охрану окружающей среды	Изнюшенная спецодежда используется как вторсырье при производстве ветоши. Вывоз отходов осуществляется на основании заключенного договора с региональным оператором по вывозу мусора

Заключение по разделу «Безопасность и экологичность технического объекта».

В разделе «Безопасность и экологичность технического объекта»:

- составлен паспорт безопасности на технологический процесс сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» (таблица 16);
- определены профессиональные риски при технологическом процессе сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» (таблица 17) и способы их снижения (таблица 18);
- рассмотрены мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» (таблица 19, 20);
- рассмотрены мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки колесного редуктора для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» (таблица 21).

4 Экономическая эффективность дипломного проекта

4.1 Общее положение

Производитель позиционирует автомобиль ВАЗ-2121 «Нива» как автомобиль повышенной проходимости, но с тяжелыми условиями эксплуатации, такими как движение по дорогам с высоким сопротивлением качению или преодоление крутых затяжных подъемов, автомобиль может не справиться. Усовершенствование трансмиссии необходимо для устранения этих недостатков. При этом оно понесет за собой удорожание эксплуатации автомобиля.

Задачей данного раздела дипломного проекта, сравнить, как будут соотноситься данные по экономической части проектируемого автомобиля, с данными автомобиля, имеющего в базовом исполнении, схожие технические характеристики. Для сравнения выберем автомобиль УАЗ «Хантер».

4.2 Определение общей трудоемкости работы разработчиков

Первым этапом необходимо определить общую трудоемкость работ разработчиков, в нашем случае разработчиков колесных редукторов. Для этого с разбивкой по видам работ определяем трудоемкость и заносим в таблицу 22.

Таблица 22 – Общая трудоёмкость работы разработчиков

Наименование этапа	Трудоёмкость, час.
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 средняя часовая ставка работы одного разработчика по формуле:

$$C_P = \frac{ЗП_P}{P_D \cdot ЧС}, \quad (82)$$

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).

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 23.

Таблица 23 – Результат оценки единовременных вложений

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

По формуле (83) определим общую сумму единовременных затрат для реализации технического решения:

$$EBZ = \Phi OT_P \cdot (1 + ECH) + PP, \quad (83)$$

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% ΦOT_P)

Необходимо отметить, что единый социальный налог по факту был отменен в 2010 году, но в действительности заменен на страховые выплаты.

Чтобы не перепутать данные понятия, многие экономисты используют прежний термин – ECH . Страховые выплаты немного отличаются от бывшего ECH , но в большинстве случаев сохранились прежние характеристики.

ECH складывается из отчислений в:

- Пенсионный фонд, которые составляют 22 % от заработной платы;
- Фонд соцстрахования – 2,9 %,
- Фонд обязательного медицинского страхования – 5,1 %.

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

$$\Phi OT_P = T_P \cdot C_P, \quad (84)$$

где T_P – общая трудоёмкость работы разработчиков технического решения;

C_P – средняя часовая ставка работы одного разработчика, руб./ч.

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

$$EB3 = 42000 \cdot (1 + 0,3) + 2 \cdot 42000 = 138600 \text{ р.}$$

4.3 Расчет себестоимости нового изделия

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

Для этого воспользуемся формулой, а результаты этих вычислений заносим в таблицу 24:

$$C_{иМ} = \sum(P \cdot C_{ед}), \quad (85)$$

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

$C_{ед}$ – цена единицы, соответствующего материала, сырья или комплектующего, руб.

Таблица 24 – Расчёт затрат на сырье и материалы

Наименование	Единица измерений	$C_{ед}$, руб.	P , ед.	Итого, руб.
Сталь 25Л	кг	75	60	4500
Сталь 15ХГН2ГА	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:

$$ПК = \sum(K \cdot C_{ед}), \quad (86)$$

где K – количество, соответствующих изделий, комплектующих, ед.

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:

$$\Phi OT_{ОПР} = (1 + ECH) \cdot \sum (T_{ОПР} \cdot C_{ОПР}), \quad (87)$$

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

$T_{ОПР}$ – трудоёмкость работы основного производственного рабочего конкретной специальности и разряда на конкретном оборудовании, час.

Для расчёта $\Phi OT_{ОПР}$ 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)	$C_{ОПР}$, 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 ΦOT_{OPP}

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:

$$PCЭO = A \cdot P_{TOP}, \quad (88)$$

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).

$$A = \sum \frac{Co \cdot T_{OPP}}{СПИ \cdot \Phi_T}, \quad (89)$$

где Co – стоимость единицы оборудования, руб.;

$СПИ$ – срок полезного использования, лет;

Φ_T – годовой фонд времени использования оборудования (3880 часов при двухсменном режиме работы).

Таблица 27 – Специальная информация для проведения расчётов

Операция (описание)	Время, час.	Оборудование	Co , 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 89 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 (формула 90).

$$P_{TOP} = \sum \frac{Co \cdot K_{TOP} \cdot T_{ОПР}}{\Phi_{Г}}, \quad (90)$$

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%).

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

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

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

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

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

4.4 Экономическая оценка

Капитальные (единовременные) затраты для потребителя – это стоимость приобретаемого автомобиля.

Цена новой техники была определена на этапе расчетов в сфере производства, цена базовой модели берется по данным предприятия.

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

$$Z = V_{cp} \cdot D_k \cdot T_n \cdot a_n, \quad (91)$$

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.

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

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

$$Z = Z_m + Z_{cm} + Z_{TO} + Z_a + Z_{ш} + Z_{нр}, \quad (92)$$

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.

Расчет статьи «Затраты на топливо» производим по формуле:

$$Z_m = \frac{Ц_m \cdot H_m \cdot k_z}{100}, \quad (93)$$

где $Ц_m$ – 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.

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

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

$$Z_{см} = (C_{м} \cdot H_{м} + C_{мп} \cdot H_{мп} + C_{нс} \cdot H_{нс}) / 100, \quad (94)$$

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

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

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

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

$$Z_{ТО} = \frac{(C_{ТО2} - C_{ТО1}) \cdot k_n}{Z_{ТО2}} + \frac{(C_{ТО1} - C_{ЕО}) \cdot k_n}{Z_{ТО1}} + \frac{C_{ЕО} \cdot k_n}{Z_{ЕО}} + \frac{C_{эп} \cdot k_n}{1000}, \quad (95)$$

где $C_{ТО1}$, $C_{ТО2}$, $C_{ЕО}$ – стоимость по нормам затрат ТО-1, ТО-2, ЕО, 4500 р., 5500 р., 30 р.;

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

$Z_{ТО1}$, $Z_{ТО2}$, $Z_{ЕО}$ – 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.

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

Расчет статьи «Затраты на амортизацию» производим по формуле:

$$З_a = Ц_o \cdot \left(\frac{H_{анв}}{Z \cdot 100} + \frac{H_{акр}}{Z_{кр} \cdot 100} \right), \quad (96)$$

где $Ц_o$ – цена автомобиля, 583900 р.

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

$H_{акр}$ – 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.

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

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

$$З_{ш} = \frac{Ц_{ш} \cdot n_{ш} \cdot k_{ш}}{Z_{аш}}, \quad (97)$$

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.

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

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

$$Z_{нр} = \frac{H_p}{Z}, \quad (98)$$

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

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

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 определяются по формуле:

$$P_{год} = \Delta Z \cdot Z, \quad (99)$$

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

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

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

$$P_{год} = \Delta Z \cdot Z, \quad (100)$$

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

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

Выводы по экономическому разделу:

Внедрение в конструкцию автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» 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

Внедрение в конструкцию автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» колесных редукторов повлечет за собой удорожание его эксплуатации, но улучшит эксплуатационные свойства автомобиля в условиях бездорожья. При установке колесных редукторов увеличивается дорожный просвет автомобиля и становится шире его колея, что способствует улучшению внедорожных качеств автомобиля.

По сравнению с автомобилем УАЗ «Хантер», эксплуатация проектируемого автомобиля дешевле, что делает его более интересным для покупателя.

В целях выполнения поставленной цели работы ВКР была выполнена разработка колесных редукторов для автомобиля ВАЗ-2121 «Нива».

В процессе выполнения работы были решены следующие задачи:

- выполнен обзор конструкции трансмиссии автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» и методы ее усовершенствования;
- обоснован выбор колесных редукторов в качестве способа усовершенствования трансмиссии автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»;
- рассмотрены методы усовершенствования трансмиссии;
- приведена краткая техническая характеристика автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»;
- выполнен тяговый расчет, проектируемого автомобиля;
- проведены 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;
- определен тип смазки для колесных редукторов;
- рассмотрена безопасность и экологичность технического объекта;
- определена экономическая эффективность дипломного проекта.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Аринин И. Н. и др.. Техническое диагностирование автомобилей / И. Н. Аринин. – Ф.: «Кыргызстан», 1978. – 164 с.
2. Беляев В. М. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес. – Минск: Высшая школа, 1991. – 187 с.
3. Ниргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
4. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление/Пер. с нем. В.Н. Пальянова; Под ред. А. А. Гальбрейха.- М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
5. 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.
6. Феодосьев В.И. «Сопrotивление материалов». – М: Наука, 1986. – 512 с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3т. Т.1. – М: Машиностроение, 2001. – 920 с.
8. Лысов М.И. «Рулевые управления автомобилей» – М.: «Машиностроение», 1972 г.
9. Конструкция автомобиля. Шасси : учеб. для вузов / под ред. А. Л. Карунина. – М. : МГТУ МАМИ, 2000. – 528 с.
10. ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Устойчивость и управляемость. Технические требования. Методы испытания. – М. : Изд-во стандартов, 2005.
11. 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.

12. Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Норц, Я. К. Закин, Ю. В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 160 с.
13. Бродский В. В. – М: Наука, 1976. – 224 с.
14. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / И. А. Бухарин. – М.-Л.: Машгиз, Ленинградское отд-ние, 1950. – 292 с.
15. Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.
16. 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.
17. 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.
18. Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимонеи. – М.: Энергия. 1968. – 219 с.
19. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом. - Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
20. Гернер В.С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: дис. канд. техн. наук/ В. С. Гернер. - Харьков, 1970. – 153 с.
21. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. – М. Транспорт. 1970.
22. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 254 с.
23. 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.

24. 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.

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

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

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

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

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

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

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

32. 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.

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

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

35. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А. А. Хачатуров [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
36. Енаев А. А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и её приложения. – М.: Машиностроение, 2002. – 341 с.
37. Ечеистов Ю. А. Неустановившееся торможение автомобильного колеса / Ю. А. Ечеистов, В. В. Бернацкий // Безопасность и надежность автомобиля : сб. науч. тр. – М: МАМИ, 1981. – с. 16-23.
38. Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems [Text] / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.
39. Morales, F. A review of dynamic CVT-IVT transmissions [Text] / F. Morales, F. Benitez // SAE Technical Paper 2014-01-1734. - 2014. - 11 p
40. Bergmann W., Clemett H. Tire Cornering Properties// Tire Science and Technology.- 1975.- Vol.3. - №3.- pp. 135-163.
41. Joubert, P., Sweatman, P. Detection of changes in automobile steering sensitivity // Human factors. - 1974. - № 16.
42. West J.P., Hydraulically damped engine - mounting / Automotive Engineer. 1987.- V/12, №1. - P 17-19.
43. Wong J.Y., Reece A.R. Prediction of rigid wheel performance based on the analysis of soil-wheel stresses // J. Terramech. 1967, - Vol. 4, № 2, - P. 7 - 25.
44. Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.
45. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
46. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka// Phys. Tire tract: Theory and Exp. -New - York - London, 1974.
47. Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.