

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
Высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(национальный исследовательский университет)  
Факультет «Заочный»  
Кафедра «Колесных и гусеничных машин»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА  
Рецензент

\_\_\_\_\_ 2018 г.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой  
к.т.н., профессор

\_\_\_\_\_ Бондарь В.Н.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Разработка колесных редукторов для автомобиля ВАЗ – 21310

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ – 23.05.01.2018.636.ПЗ

Консультанты  
к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ 2018 г.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ 2018 г.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ 2018 г.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_

Руководитель работы  
к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ Уланов А.Г.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Автор работы

студент группы ПЗ-603

\_\_\_\_\_ Данилейко К.Н.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Нормоконтролёр

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ Дуюн В.И.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Челябинск 2018

## АННОТАЦИЯ

Данилейко К.Н. Разработка колесных редукторов для автомобилей ВАЗ–21310. – Челябинск: ЮУрГУ, ПЗ; 2018, 146 с., 31 ил., табл. 24, библиогр. список – 33 наим.

Выпускная квалификационная работа направлена на усовершенствование трансмиссии автомобиля ВАЗ–21310. В ходе написания проекта разработаны колесные редукторы для переднего и заднего мостов автомобиля. Данная работа содержит обоснование установки колесных редукторов, расчеты параметров редуктора, разработку технологического процесса изготовления детали – корпус редуктора, тяговый расчет двигателя автомобиля.

В экономической части дипломного проекта выполнен расчет экономического эффекта от усовершенствования трансмиссии автомобиля ВАЗ–21310.

Рассмотрены вопросы безопасности эксплуатации автомобиля ВАЗ–21310.

					<i>23.05.01.2018.636.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Данилейко К.Н.</i>				<i>Разработка колесных редукторов для автомобиля ВАЗ–21310</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Чланав А.Г.</i>						<i>3</i>	<i>146</i>
<i>Н. Контр.</i>	<i>Дцюн В.И.</i>					<i>ЮУрГУ Кафедра «КГМ»</i>		
<i>Утверд.</i>	<i>Бондарь В.Н.</i>							

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ВАЗ- 21310.....	9
1.1 Коробка передач.....	9
1.2 Раздаточная коробка.....	10
1.3 Передний мост.....	11
1.4 Задний мост.....	12
1.5 Методы усовершенствования проходимости автомобиля. Применение блокировки дифференциалов.....	13
1.6 Принудительная блокировка межколесного дифференциала на ВАЗ- 21310.....	14
2 ОБОСНОВАНИЕ ВЫБРАННОЙ КОНСТРУКЦИИ.....	18
3 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ	
3.1 Краткая техническая характеристика автомобиля.....	20
3.2 Тяговый расчет автомобиля .....	21
3.2.1 Определение полной массы автомобиля.....	21
3.2.2 Выбор шин.....	21
3.2.3 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя.....	22
3.2.4 Определение передаточного числа главной передачи.....	26
3.2.5 Выбор числа передач и определение передаточных чисел КПП.....	27
3.2.6 Тягово- динамическая характеристика двигателя.....	28
3.2.7 Ускорение автомобиля.....	33
3.2.8 Определение времени пути разгона.....	36
3.2.9 Мощностной баланс.....	38
3.2.10 Топливная экономичность автомобиля.....	40
3.2.11 Пройодимость автомобиля.....	42
3.3 Тягово- динамические характеристики проектируемого автомобиля.....	47
3.3.1 Ускорение автомобиля.....	53
3.3.2 Определение времени и пути разгона.....	57
3.3.3 Мощностной баланс.....	60
3.3.4 Топливная экономичность автомобиля.....	62
3.4 Расчет зубчатых зацеплений для переднего колесного редуктора.....	68
3.5 Расчет зубчатых зацеплений для заднего колесного редуктора.....	76
3.6 Расчет ведущего вала переднего колесного редуктора.....	77
3.7 Расчет ведомого вала переднего колесного редуктора.....	82
3.8 Конструирование шестерни заднего бортового редуктора.....	84
3.9 Расчет ведущего вала заднего колесного редуктора.....	88
3.10 Расчет ведомого вала колесного редуктора.....	93
3.11 Расчет подшипников ведущего вала переднего колесного редуктора.....	94
3.12 Расчет подшипников ведомого вала переднего колесного редуктора.....	97
3.13 Расчет подшипников ведущего вала заднего колесного редуктора.....	101
3.14 Расчет подшипников ведомого вала заднего колесного редуктора.....	103
3.15 Расчет резьбовых соединений.....	106

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		4

3.16	Расчет корпуса редуктора.....	108
4	<b>ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ</b>	
4.1	Определение типа производства.....	109
4.2	Анализ исходных данных для проектирования и выбора концепции обработки.....	109
4.3	Нумерация обрабатываемых поверхностей.....	110
4.4	Формирование исходной заготовки.....	111
4.5	Назначение режимов резания.....	113
4.6	Нормирование технологического процесса.....	114
5	<b>ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ</b>	
5.1	Введение.....	116
5.2	Определение общей трудоемкости работы разработчиков.....	116
5.3	Оценка единовременных вложений.....	117
5.4	Расчет себестоимости нового изделия.....	118
5.5	Экономическая оценка.....	121
6	<b>БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ</b>	
6.1	Определение области применения автомобиля.....	126
6.2	Идентификация опасностей, расчет и оценка риска.....	127
6.2.1	Идентификация механических опасностей.....	127
6.2.2	Идентификация термических опасностей.....	127
6.2.3	Опасности от материалов и веществ.....	127
6.2.4	Опасности от шума и вибрации.....	128
6.2.5	Опасность возгорания.....	128
6.2.6	Опасности, обусловленные выбросом жидкости.....	128
6.3	Устранение опасностей и защитные меры по снижению риска.....	129
6.3.1	Комплекс мер по устранению механических опасностей.....	129
6.3.2	Комплекс мер по устранению термических опасностей.....	129
6.3.3	Комплекс мер по устранению опасностей от материалов и веществ.....	130
6.3.4	Комплекс мер по устранению опасностей от шума и вибрации.....	130
6.3.5	Комплекс мер по устранению опасности возгорания.....	130
6.3.6	Комплекс мер по устранению опасности, обусловленной выбросом жидкости.....	131
6.4	Требования безопасности и охраны окружающей среды.....	131
6.5	Информация для потребителя.....	132
6.6	Комплекс дополнительных мер.....	132
	<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>145</b>
	<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....</b>	<b>146</b>
 <b>ПРИЛОЖЕНИЯ</b>		
	<b>ПРИЛОЖЕНИЯ А. СПЕЦИФИКАЦИИ.....</b>	<b>148</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Автомобиль ВАЗ–21310 – автомобиль легковой, (внедорожник) малого класса, повышенной проходимости. За время которое существует, показал себя, как простой в обслуживании, надежный автомобиль. Модель приобрела значительную популярность, как в Росси, так и за рубежом за ее относительно невысокую цену и хорошие внедорожные качества. Но не всегда, эти качества, в соответствующей мере, реализуются в сложных дорожных обстоятельствах. Производителем предложены вариации исполнения автомобиля с улучшенными внедорожными качествами. Их перечень, к сожалению, не большой. Вследствие этого обладатели автомобилей, часто, самостоятельно стремятся искать пути решения вопроса недостаточной, для сложных дорожных условий.

Задачей квалификационной работы является конструктивная разработка колесных редукторов автомобиля ВАЗ–21310. В работе разработаны колесные редукторы для переднего и заднего мостов. Данная работа включает в себя тяговый расчет двигателя автомобиля, обоснование установки колесных редукторов, расчеты параметров редуктора, разработку технологического процесса изготовления детали – корпус редуктора, расчеты экономической эффективности усовершенствования трансмиссии, а также рассмотрены меры по обеспечению безопасности эксплуатации автомобиля.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

# 1 КОНСТРУКЦИЯ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ ВАЗ-21310

## 1.1 Коробка передач

Коробка передач (рисунок 1.1) – с ручным переключением, механическая, имеет пять передач переднего хода и одну – заднего, все передачи переднего хода синхронизированы. Она унифицирована с коробкой передач ВАЗ–2107.

Рисунок 1.1 – Коробка переключения передач

1 – первичный вал; 2 – сальник первичного вала; 3 – картер сцепления; 4 – пружинная шайба; 5 – сапун; 6 – игольчатый подшипник вторичного вала; 7 – зубчатый венец синхронизатора IV передачи; 8 – вилка переключения III и IV передач; 9 – скользящая муфта синхронизатора III и IV передач; 10 – ступица муфты синхронизатора III и IV передач; 11 – шестерня и зубчатый венец синхронизатора III передачи; 12 – шестерня и зубчатый венец синхронизатора II передачи; 13 – вилка переключения I и II передач; 14 – муфта переключения I и II передач; 15 – шестерня и зубчатый венец синхронизатора I передачи; 16 – промежуточный подшипник вторичного вала; 17 – шестерня V передачи; 18 – рычаг переключения передач; 19 – корпус рычага переключения передач; 20 – распорная втулка; 21 – фланец эластичной муфты; 22 – вторичный вал; 23 – сальник заднего подшипника вторичного вала; 24 – задний подшипник вторичного вала; 25 – маслоотражательная шайба; 26 – подшипник блока шестерен V передачи и заднего хода; 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; 34 – промежуточный вал; 35 – передний подшипник промежуточного вала; 36 – картер коробки передач; 37 – задний подшипник первичного вала; 38 – направляющая втулка

## 1.2 Раздаточная коробка

Раздаточная коробка ВАЗ–21310 (рисунок 1.2) 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).

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата		7

### Рисунок 1.2 – Раздаточная коробка

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

### 1.3 Передний мост

Передний мост ВАЗ–21310 комбинированный (рисунок 1.3). Он выполняет функции ведущего и управляемого мостов одновременно и имеет постоянный привод от раздаточной коробки.

Передний мост автомобиля включает в себя: картер, главную передачу, дифференциал и привод передних колес.

### Рисунок 1.3 – Передний мост

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

крышки подшипника дифференциала; 32 – крышка подшипника коробки дифференциала; 33 – опорная шайба шестерни полуоси.

#### 1.4 Задний мост

Задний мост (рисунок 1.4) 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 – ВАЗ–2106). Ведущая шестерня главной передачи ВАЗ–21310 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.

Рисунок 1.4 – Задний мост

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.

#### 1.5 Методы усовершенствования проходимости автомобиля. Применение блокировки дифференциалов.

Основными узлами трансмиссии ВАЗ–21310 и всех последующих модификаций являются:

- карданные валы;
- коробка передач;
- раздаточная коробка на два диапазона;
- передний и задний мосты.

Первые два пункта понятны и особых вопросов не вызывают, а оставшиеся нужно рассмотреть немного подробнее. Основой любого ведущего моста является дифференциал. Без него автомобиль мог бы ехать только прямо. Дело в том, что при повороте левое и правое колесо проходят разное расстояние, и если они будут жестко насажены на ось – пробуксовки одного из них не избежать. Это не прини-

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9



мая во внимание того факта, что нагрузка на ось в этом случае превысит все пределы. Теоретически, на практике этого не происходит и именно благодаря дифференциалу. Он распределяет усилие таким образом, что всегда крутится только одно колесо.

Оно не является ведущим постоянно, как могло показаться, это было бы слишком просто. Тяговое усилие передается колесу, которое встречает меньшее сопротивление. Именно поэтому, когда машина стоит одним колесом на сухом асфальте, а другим на льду, то крутиться будет именно то, под которым находится скользкая поверхность.

Применительно к Ниве, дифференциалов у нее три. Два в переднем и заднем мостах, межколесные, и один, межосевой, в раздаточной коробке. Для чего он нужен? Это обратная сторона постоянного полного привода. Дело в том, что если обоим мостам передать одинаковое усилие, то машина сможет двигаться только прямолинейно. Чтобы она смогла поворачивать, тяговое усилие на мосты должно изменяться, по аналогии с колесами на каждом из них. Чем больше нагрузка на мост, тем меньше на нем должен быть крутящий момент. Иначе, при полном приводе поломок не избежать.

Справедливости ради нужно отметить, что существует множество внедорожников, в которых межосевой дифференциал отсутствует. Но не нужно забывать, что там привод не является постоянным, и включать его можно на непродолжительное время и только по льду или в грязи, чтобы колеса имели возможность пробуксовывать.

Что такое блокировка дифференциала на ниву? Межосевой дифференциал – это хорошо. Но ведь могут сложиться условия, при которых вращаться будет всего одно колесо из четырех. Какой смысл в полном приводе? Тольяттинские конструкторы это предусмотрели. ВАЗ–21310 снабжена принудительной блокировкой межосевого дифференциала. Это значит, что водитель, в случае необходимости может уравнивать скорости обоих мостов. Таким образом, постоянно будут вращаться по одному колесу на разных осях, в результате проходимость машины значительно повышается. Но использовать принудительную блокировку можно только по бездорожью. Кстати, некоторые водители, не особо вникают в конструкцию Нивы и ошибочно считают что, переключая малый рычаг назад, они включают передний мост. Нет, эта ручка как раз и блокирует межосевой дифференциал.

Из соображений проходимости было бы очень хорошо, если бы, пусть непродолжительное время, вращались все 4–е колеса. В этом случае автомобиль немногим бы уступал трактору. Но ВАЗ–21310 имеет, так называемый, свободный межколесный дифференциал, т. е. крутящий момент поочередно подается на одно из колес и принудительные блокировки на ниву не предусмотрена. Американскому концерну настолько понравилась трансмиссия, что они перенесли ее на совместный автомобиль почти без изменений. «Почти» – потому, что конструкторы GM объединили управление раздаткой и принудительной блокировкой дифференциала. Как результат – два рычага вместо трех. Патриотично настроенные владельцы отечественных внедорожников, считают, кстати, удобство от такого новаторства сомнительным. Еще одно изменение коснулось крепления раздаточной коробки. Благодаря ее новым опорам, вибрации в салоне стало гораздо меньше.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

## 1.6 Принудительная блокировка межколесного дифференциала на ВАЗ–21310

Вазовский внедорожник разрабатывался как автомобиль для села. В то время говорили, что дополнительные блокировки усложнят конструкцию, а значит, делают ее более дорогой и менее надежной. Кроме того, ВАЗ–21310 и без того обладает хорошей проходимостью. Это, наверное, правильно. Однако в стране, где процент дорог с твердым покрытием, от их общего числа, относительно небольшой, хочется большего.

Этим и воспользовались различные малые и большие предприятия, освоив выпуск дифференциалов с принудительной блокировкой. Сразу нужно отметить следующие. Установка на ВАЗ–21310 вместо штатных дифференциалов, механизмов с принудительной блокировкой (рисунок 1.5), существенно повышает нагрузку на полуоси и раздаточную коробку, что может привести к их преждевременному выходу из строя. И, тем не менее, раз такая переделка возможна, нужно и о ней сказать несколько слов. В настоящее время наибольшее распространение получили дифференциалы:

- с пневматическим подключением;
- с электрическим подключением;
- самоблокирующиеся.

Коротко – достоинства и недостатки каждого из них.

Пневматическое подключение. Блокировка колес осуществляется из салона с помощью сжатого воздуха. При этом к мосту автомобиля прокладывается силиконовый шланг. Устройство достаточно надежно, но требует дополнительного дорогостоящего оборудования. Комплект шлангов, компрессор и ресивер, по стоимости иногда превосходят сам дифференциал.

Шестерня дифференциала блокируется за счет кулачкового механизма, который активируется с помощью электромагнитов. Устройство надёжно и не требует технического обслуживания. Минус – высокий потребляемый ток, предъявляет дополнительные требования к электрооборудованию.

### Рисунок 1.5 – Блокировка дифференциала

Принцип действия самоблокирующих механизмов разный. Одни блокируются при малейшей пробуксовке, другие при увеличении нагрузки на колеса. Однако независимо от конструкций они не требуют участия человека, а потому популярны у владельцев внедорожников. Но основное их достоинство том, что они не имеют столь жесткой блокировки как все остальные виды, а значит, частично снимают с полуосей дополнительную нагрузку. О блокировках ВАЗ–21310 все. Можно подвести краткий итог:

для включения принудительной блокировки ВАЗ–21310, передний маленький рычаг нужно подать назад;

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

включать блокировку нужно непосредственно перед преодолением тяжелого участка дороги. Не рекомендуется пользоваться ей на дорогах с твердым покрытием.

ВАЗ–21310 оснащена только межосевым дифференциалом, межколесный – отсутствует.

– Установка на ВАЗ–21310 дифференциала с принудительной межколесной блокировкой, может существенно снизить срок службы некоторых деталей.

И последнее, при использовании блокировок, изменяется управляемость автомобилем, в частности увеличивается радиус поворота. Это нужно помнить для обеспечения безопасности.

1) Изменение передаточных чисел трансмиссии.

Для наилучшей проходимости автомобиля, в КПП автомобиля надо сделать больше общее передаточное отношение, для увеличения касательной силы тяги на колесах.

а) Изменение передаточных чисел КПП автомобиля ВАЗ–21310, с применением запасных частей, представленных на рынке, в сторону увеличения отношения, невозможно. Увеличение передаточных чисел КПП, обязательно повлечет за собой изменение в сторону увеличения ее конструкции, что делает такого рода модернизацию трудоемкой и как следствие, дорогостоящей.

б) Изменение в большую степень передаточных чисел раздаточной коробки передач возможно, с применением запасных частей, предоставленных на рынке. В продаже имеются комплекты, с помощью которых возможно увеличить передаточное отношение самой низкой ступени раздаточной коробки до 2,94 3,15 и 3,82, что позволяет увеличить касательную силу тяги на колесах от 38% до 67%. Комплектующие 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.

в) Изменение передаточных чисел главных пар автомобиля, так же, 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. Так же он требует определенных навыков и наличия специального инструмента, что делает этот метод повышения передаточного числа трансмиссии не самым удачным;

г) существует возможность установки на автомобиль колесных редукторов. Для того чтобы просвет не сокращался, а крутящий момент был как можно выше, одно

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

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 изменив габариты и передаточное отношение, находится там же, где и всегда, рядом с коробкой дифференциала. Другая же (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, неподдрессоренных 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 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 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.

Варианты исполнения колесных редукторов представлены на рисунке 1.6.

Рисунок 1.6 – Колесные редукторы

а) с шестернями наружного зацепления; б) с шестернями внутреннего зацепления; в) с планетарной передачей; г) с цепным приводом.

Выводы по разделу один

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата		13

## 2 ОБОСНОВАНИЕ ВЫБРАННОЙ КОНСТРУКЦИИ

Рассмотрев варианты усовершенствования трансмиссии автомобиля ВАЗ–21310, 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 стоимость, большую, 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 непрессоренную массу подвески автомобиля, что сказывается на ее работе и влияет на управляемость автомобилем.

Таким образом, можно прийти к выводу, что установка на автомобиль ВАЗ–21310 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 вышеперечисленных методах усовершенствования. При установке колесных редукторов увеличивается дорожный просвет автомобиля и становится шире его колея, что способствует улучшению внедорожных качеств автомобиля.

### Выводы по разделу два

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.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		14

### 3 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

#### 3.1 Краткая техническая характеристика автомобиля

Ваз-21310

Тип кузова	Внедорожник
Количество дверей	5
Количество мест	5
Длина, мм	4240
Ширина, мм	1680
Высота, мм	1640
Клиренс, мм	2200
Колея передних/задних колес, мм	1430/1400
Масса в снаряженном состоянии	1370
Полная масса	1870
Колесная формула/ведущие колеса	4x4
Тип двигателя:	бензиновый, четырех тактный, инжекторный с распределенным впрыс- ком топлива
Количество и расположение цилиндров	4 в ряд
Рабочий объем двигателя, куб.см.	1690
Максимальная мощность $N_e$ , кВт/мин <sup>-1</sup> .	61/5200
Максимальный крутящий момент Нм/мин <sup>-1</sup> .	130/5200
Удельный расход топлива	300
Коробка передач	механическая
Передаточные числа в КПП:	
I передача	3,67
II передача	2,10
III передача	1,36
IV передача	1,00
V передача	0,82
Задний ход	3,53
Передаточное число главной передачи	4,19
Передаточные числа раздаточной коробки:	
прямой передачи	1,20
понижающей передачи	2,135
Шины	205/75 R16
Колесные диски	6,5x16 ET90
Емкость топливного бака, л.	42
Распределение веса по осям автомобиля	П/З = 48/52

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата		15

## 3.2 Тяговый расчет автомобиля

### 3.2.1 Определение полной массы автомобиля

Полную массу автомобиля рассчитывают по формуле:

$$m_a = m_0 + (m_q + m_b) n, \quad (1)$$

где  $m_a$  – полная масса автомобиля, кг;

$m_0$  – масса снаряженного автомобиля,  $m_0 = 1370$  кг;

$m_q$  – масса водителя или пассажира,  $m_q = 80$  кг;

$n$  – число мест для сиденья,  $n = 5$ ;

$m_b$  – масса багажа на одного человека ( $m_b = 10$  кг).

$$m_a = 1350 + (80 + 10)5 = 1820 \text{ кг.} \quad (2)$$

### 3.2.2 Выбор шин

Так как проектируемый автомобиль предназначен только для движения по дорогам общей сети, в том числе и с асфальтобетонным и цементобетонным покрытием, то принимаем колесную формулу 4х4.

Для определения нагрузки на переднюю ось воспользуемся развесовкой автомобиля – прототипа при полной нагрузке:

$$m_{п} = 0,48m_a, \quad (2)$$

где  $m_{п}$  – масса приходящаяся на переднюю ось автомобиля, кг;

$m_a$  – полная масса автомобиля, кг.

$$m_{п} = 0,6 \cdot 1820 = 1092 \text{ кг,}$$

соответственно на заднюю ось приходится оставшая часть нагрузки, численно равная:

$$m_3 = m_a - m_{п}; \quad (3)$$

где  $m_3$  – масса, приходящаяся на заднюю ось автомобиля, кг;

$m_{п}$  – масса приходящаяся на переднюю ось автомобиля, кг;

$m_a$  – полная масса автомобиля, кг.

$$m_3 = 1800 - 864 = 728 \text{ кг.}$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Выбор шин осуществляем в соответствии с рекомендациями завода – изготовителя. Выбираем следующий размер шин: 205/75 R16, где 205 – ширина профиля шины, мм;

75 – отношение высоты профиля к ширине (в процентах);

R – радиальная шина;

16 – посадочный диаметр, соответствующий диаметру обода колеса  $d$ , дюйм.

Рассчитываем радиус качения колеса с выбранной шиной:

$$r_k = (0,9...0,95) r_c, \quad (4)$$

где  $r_k$  – радиус качения колеса с выбранной шиной, м;

$r_c$  – статический радиус колеса, определяемый по формуле:

$$r_c = 0,5 \cdot d + \lambda_{ш} H, \quad (5)$$

$$r_c = 0,5 \cdot 0,0254 \cdot 16 + 0,89 \cdot 0,205 \cdot 0,75 = 0,340 \text{ м},$$

где  $d$  – диаметр обода колеса, м;

$\lambda_{ш}$  – коэффициент, учитывающий вертикальную деформацию шин,

$$\lambda_{ш} = 0,88...0,9;$$

$H$  – высота профиля шины, м;

Получаем:

$$r_k = 0,93 \cdot 0,340 = 0,316 \text{ м}.$$

### 3.2.3 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

В настоящее время на автомобилях наиболее широкое распространение получили двигатели внутреннего сгорания. На легковых автомобилях приме – няют бензиновые двигатели.

Определим максимальную мощность двигателя  $N_{max}$ . Для этого сначала найдем мощность двигателя при выбранной максимальной скорости автомобиля при движении на горизонтальной асфальтобетонной дороге. Мощность двигателя при  $V_{max}$  рассчитаем по формуле:

$$N_{V_{max}} = \frac{\Psi_{V_{max}} G_a \frac{V_{max}}{3,6} + kF \left( \frac{V_{max}}{3,6} \right)^3}{1000 \eta_{трV_{max}}}, \quad (6)$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17



где  $N_{V_{\max}}$  – мощность двигателя при максимальной скорости, кВт;

$G_a$  – полный вес автомобиля, Н.

$V_{\max}$  – выбранная максимальная скорость движения, км/ч;

$kF$  – фактор обтекаемости,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$ ;

$$kF = 0,6 \dots 0,7;$$

$\Psi_{V_{\max}}$  – коэффициенты сопротивлению качению дороги при максимальной скорости;

$\eta_{\text{тр}V_{\max}}$  – КПД трансмиссии;

$$\eta_{\text{тр}V_{\max}} = 0,86 \dots 0,94,$$

$$\Psi_{V_{\max}} = f = f_0(1 + k_1 V_{\max}^2), \quad (7)$$

$f_0$  – коэффициент сопротивления качения для асфальто–бетона, относящийся к малым скоростям,

$$f_0 = 0,012 \dots 0,015;$$

$$k_1 = (4 \dots 5)10^{-5}.$$

$$\Psi_{V_{\max}} = f = 0,015(1 + 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot 150^2) = 0,030,$$

$$G_a = m_a g = 1820 \cdot 9,8 = 17836 \text{ Н.}$$

Мощность двигателя при максимальной скорости:

$$N_{V_{\max}} = \frac{0,030 \cdot 17836 \cdot \frac{150}{3,6} + 0,65 \left( \frac{150}{3,6} \right)^3}{1000 \cdot 0,86} = 80,60 \text{ кВт.}$$

Для бензиновых двигателей без ограничителя числа оборотов степень использования равна:

$$\lambda = \frac{n_V}{n_N} = 1,1 \dots 1,2. \quad (8)$$

Максимальная мощность двигателя определим по формуле:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

$$N_{\max} = \frac{N_{v_{\max}}}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}, \quad (9)$$

где  $N_{\max}$  – максимальная мощность двигателя, кВт;

$N_{v_{\max}}$  – мощность двигателя при максимальной скорости, кВт;

$a$ ,  $b$  и  $c$  – коэффициенты, характеризующие тип и конструкцию двигателя внутреннего сгорания (для бензинового ДВС  $a = b = c = 1$ ).

$$N_{\max} = \frac{80,60}{1,1 + 1,1^2 - 1,1^3} = 82,33 \text{ кВт.}$$

Определим стендовую мощность:

$$N_{\text{ст.макс}} = k_2 N_{\max}, \quad (10)$$

где  $k_2 = 1,1 \dots 1,2$ .

$$N_{\text{ст.макс}} = 1,1 \cdot 82,33 = 90,56 \text{ кВт}$$

Величину  $N_{\text{ст.макс}}$  двигателя проектируемого автомобиля используют лишь для сравнения ее с данными существующих двигателей и установления возможности применения выпускаемых промышленностью двигателей.

Внешняя скоростная характеристика может быть получена из решения следующей эмпирической формулы:

$$N_m = N_{\max} \left[ a \frac{n_m}{n_N} + b \left( \frac{n_m}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n_m}{n_N} \right)^3 \right], \quad (11)$$

где  $N_m$  – текущее значение мощности, кВт;

$N_{\max}$  – максимальная мощность двигателя, кВт;

$n_m$  – текущее значение числа оборотов вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_N$  – максимальное значение числа оборотов вала двигателя, об/мин;

$a$ ,  $b$  и  $c$  – коэффициенты, характеризующие тип и конструкцию двигателя внутреннего сгорания (для бензинового ДВС  $a = b = c = 1$ ).

$$n_{\min} = 900 \text{ об/мин}; n_N = 5200 \text{ мин}^{-1}.$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Зададим в интервале от  $n_{\min}$  до  $n_{\max}$  ряд значений  $n_m$ , находим соответствующие значения  $N_m$  и строим кривую зависимости  $N_m = f(n_m)$ , а затем  $M_m = f(n_m)$ , имея ввиду, что:

$$M_m = \frac{1000N_m}{\omega_m} = 1000N_m \left( \frac{30}{\pi \cdot n_m} \right), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (12)$$

$$M_m = \frac{30000N_m}{\pi \cdot n_m} = 9550 \frac{N_m}{n_m}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $\omega_m$  – угловая частота вращения коленчатого вала, 1/с;

$M_m$  – текущее значение крутящего момента, Н·м.

Результаты расчета занесем в таблицу 1.

Таблица 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

Частота вращения коленчатого вала $n_m$ , об/мин	Мощность $N_m$ , кВт	Крутящий момент $M_m$ , Н·м
900	16,29	172,84
1330	25,07	179,98
1760	34,10	185,06
2190	43,13	188,06
2620	51,85	189,00
3050	60,00	187,87
3480	67,29	184,67
3910	73,45	179,41
4340	78,20	172,07
4770	81,25	162,67
5200	82,33	151,20

График зависимости  $N_m = f(n_m)$  и  $M_m = f(n_m)$  представлен на рисунке 3.1.

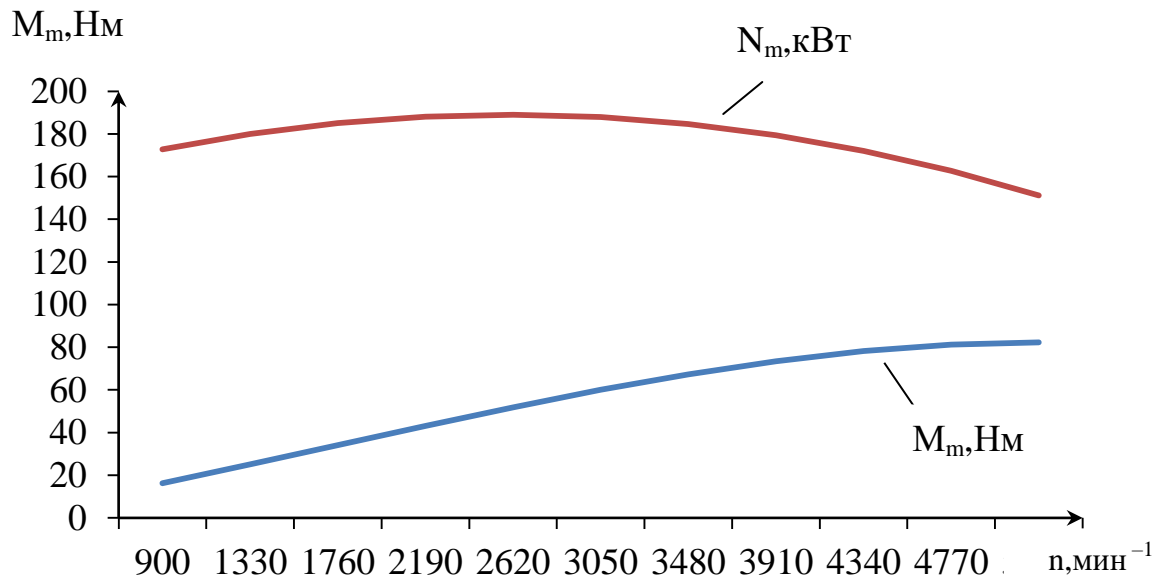


Рисунок 3.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

Определим рабочий объем (литраж) двигателя по формуле:

$$V_h = \frac{30\tau n_{\max}}{p_{eN} n_{\max}}, \quad (13)$$

где  $V_h$  – рабочий объем (литраж) двигателя, л;

$\tau$  – тактность двигателя (для четырехтактного двигателя  $\tau = 4$ );

$N_{\max}$  – максимальное значение мощности, кВт;

$p_{eN}$  – среднее эффективное давление при максимальной мощности, МПа.

$n_{\max}$  – максимальное значение числа оборотов вала двигателя, об/мин.

Для современных автомобильных двигателей ,

$$p_{eN} = 0,6 \dots 1,6 \text{ МПа};$$

$$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 81,72}{1,1 \cdot 5200} = 1,94 \text{ л} = 1,7 \text{ л}.$$

По полученному рабочему объему двигателя можно установить некоторые характеристики проектируемого легкового автомобиля. Автомобиль – среднего класса (III), первой группы.

### 3.2.4 Определение передаточного числа главной передачи

Так как в техническом задании определена максимальная скорость движения автомобиля, то передаточное число главной передачи определяется, исходя из соотношения:

$$i_0 = 0,376 \frac{r_k n_v}{i_{кв} i_{дв} V_{max}}, \quad (14)$$

где  $i_0$  – передаточное число главной передачи;

$n_v$  – обороты коленчатого вала, соответствующие максимальной скорости автомобиля, об/мин;

$i_{кв}$  – передаточное число коробки передач на высшей передаче,  $i_{кв} = 0,82$ ;

$i_{дв}$  – передаточное число высшей передачи в раздаточной коробке,  $i_{дв} = 1,2$ ;

$V_{max}$  – максимальная скорость движения, км/ч.

$$i_0 = 0,376 \frac{0,316 \cdot 5200}{0,82 \cdot 1,2 \cdot 150} = 4,19.$$

### 3.2.5 Выбор числа передач и определение передаточных чисел КПП

При выборе числа передач в коробке передач обычно учитывают два фактора:  
– чем выше число передач, тем выше динамические качества автомобиля и меньше расход топлива;

– с увеличением числа передач растут габариты, металлоемкость и стоимость коробки передач.

Исходя из этого обычно выбирают для легковых автомобилей при механической трансмиссии 4...5 передач.

Передаточное число первой передачи выбирают из условия преодоления максимального сопротивления дороги  $\Psi_{max}$  и отсутствия буксования ведущих колес при заданном значении коэффициента сцепления  $\varphi$ :

$$\frac{\Psi_{max} G_a r_k}{M_{max} \eta_{тр} i_0 i_{дв}} \leq i_{к1} \leq \frac{\varphi G_{сц} r_k}{M_{max} \eta_{тр} i_0 i_{дв}}, \quad (15)$$

где  $G_a$  – полный вес автомобиля, Н;

$G_{сц}$  – вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса,

$r_k$  – радиус качения колеса с выбранной шиной, м;

$M_{max}$  – максимальный крутящий момент, Н·м;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;

$i_{дв}$  – передаточное число высшей передачи в раздаточной коробке;

$i_0$  – передаточное число главной передачи;

$\Psi_{max} = f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}$  ( $\Psi_{max} = 0,32 \dots 0,5$  – для легковых автомобилей);

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

$$\varphi = 0,7 \dots 0,8.$$

Если все колеса ведущие, то  $G_{\text{цп}} = G_a$ .

Передаточное число первой передачи должно удовлетворять условию обеспечения минимально устойчивой скорости движения  $V_{\text{min}}$ :

$$i_{k1} = \frac{0,376 n_{\text{min}} r_k}{i_0 i_{\text{дв}} V_{\text{min}}}, \quad (16)$$

где  $n_{\text{min}}$  – минимальная частота вращения коленчатого вала, об/мин;

$V_{\text{min}}$  – минимальная скорость движения, км/ч.

$$\frac{\Psi_{\text{max}} G_a r_k}{M_{\text{max}} \eta_{\text{тр}} i_0} = \frac{0,4 \cdot 17836 \cdot 0,316}{151,20 \cdot 0,86 \cdot 3,9} = 4,45,$$

$$\frac{\varphi \cdot G_{\text{цп}} r_k}{M_{\text{max}} \eta_{\text{тр}} i_0} = \frac{0,7 \cdot 17836 \cdot 0,316}{151,20 \cdot 0,86 \cdot 4,19} = 7,24,$$

$$i_{k1} = \frac{0,376 n_{\text{min}} r_k}{i_0 i_{\text{дв}} V_{\text{min}}} = \frac{0,376 \cdot 900 \cdot 0,316}{4,19 \cdot 1,2 \cdot 5} = 4,25.$$

При двухвальной коробке передач, в которой отсутствует прямая передача, промежуточные передачи выбирают по геометрической прогрессии по формуле:

$$i_{km} = \sqrt[n-1]{i_{k1}^{n-m} \cdot i_{kv}^{m-1}}, \quad (17)$$

где  $i_{km}$  – передаточное число промежуточной передачи;

$m$  – номер произвольной промежуточной передачи;

$n$  – номер расчетной высшей передачи.

Для улучшения разгона автомобиля учитывают возрастающее сопротивление воздуха при движении на более высоких скоростях. Практически это осуществляют, уменьшая на 5...15% передаточные числа промежуточных передач, вычисленных по формулам геометрической прогрессии, до получения соотношения:

$$\frac{i_{k1}}{i_{k2}} > \frac{i_{k2}}{i_{k3}} > \dots > \frac{i_{kn-1}}{i_{kn}}, \quad (18)$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

$$\frac{4,25}{2,2} > \frac{2,2}{1,54} > \frac{1,54}{1,1} > \frac{1,1}{0,88};$$

$$1,94 > 1,42 > 1,28 > 1,25,$$

принимаем:  $i_1=3,67$ ;  $i_2=2,1$ ;  $i_3=1,36$ ;  $i_4=1,00$ ;  $i_5=0,82$ .

### 3.2.6 Тяговый расчет автомобиля

Тяговый расчет автомобиля производится с целью определения его тяговых и динамических характеристик. Для решения этих задач необходимо построить тяговую характеристику. Тяговой характеристикой автомобиля называется графическая зависимость удельной силы тяги от скорости движения автомобиля на каждой передаче:  $P_k = f(V)$  и  $D = f(V)$  на всех передачах, а также  $P_w = f(V)$ ;  $P_\psi = f(V)$ ;  $\Psi = f(V)$  на горизонтальной дороге, которые рассчитываются:

а) сила тяги на колесе:

$$P_k = \frac{M_m i_{тр} \eta_{тр}}{r_d}, \quad (19)$$

где  $P_k$  – сила тяги на колесе, Н;

$i_{тр}$  – передаточное число трансмиссии при наличии коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи,  $i_{тр} = i_k i_d i_0$ ;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;

$M_m$  – текущее значение крутящего момента, Н·м;

$r_d$  – радиус качения колеса ( $r_d \approx r_k$  при движении без пробуксовывания), м;

б) скорость движения:

$$V = 0,376 \frac{r_k n_m}{i_{тр}}, \quad (20)$$

где  $V$  – скорость движения, км/ч;

$n_m$  – текущее значение числа оборотов вала двигателя, об/мин,

в) сила сопротивления дороги,

$$P_\psi = \Psi G_a, \quad (21)$$

где  $P_\psi$  – сила сопротивления дороги, Н;

$G_a$  – полный вес автомобиля, Н;

$\Psi$  – коэффициент сопротивления дороги.

$$\Psi = f = f_0 (1 + k_1 V^2) \text{ при } \alpha = 0, \quad (22)$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

где  $f_0$  – табличное значение коэффициента сопротивления дороги;

$$f_0 = 0,007 - 0,015;$$

$V$  – текущая скорость движения, км/ч;

$$k_1 = (4...5)10^{-5}.$$

г) сила сопротивления воздуха:

$$P_w = \frac{kFV^2}{13} (1 + k_3\Pi), \quad (23)$$

где  $P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$V$  – текущая скорость движения, км/ч;

$\Pi$  – количество прицепов или полуприцепов,  $\Pi = 0$ ;

$k_3$  – коэффициент, учитывающий влияние прицепа или полуприцепа на сопротивление воздуха;  $k_3 = 0,4...0,5$

$kF$  – фактор обтекаемости,  $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$ ;

$$kF = 0,6...0,7;$$

д) динамический фактор:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a}, \quad (24)$$

где  $D$  – динамический фактор;

$P_k$  – сила тяги на колесе, Н;

$P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$G_a$  – полный вес автомобиля, Н.

Угол подъема, который преодолевает автомобиль на каждой передаче при разных значениях равномерной скорости и заданном коэффициенте сопротивления качению определяется по уравнению:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{D - f\sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2}\right); \quad (25)$$

Результаты расчета занесем в таблицу 2. Расчеты проводятся:  
– без учета прицепа/полуприцепа, т.е.  $\Pi=0$ ;

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25



- сопротивление дороги при  $\alpha=0$  град;
- $kF$  – фактор обтекаемости,  $\text{Нс}^2/\text{м}^2$ ;  $kF = 0,6$ ;

Таблица 2 – Результаты тягово-динамического расчета

п, мин <sup>-1</sup>	V, м/с	V, км/ч	Rк, Н	Rw, Н	D	ψ	α, °	Rψ, Н	п, мин <sup>-1</sup>
Движение на I передаче									
900,00	0,16	5,80	8680,07	1,55	0,49	0,0090	28,60	160,77	900,00
1330,00	0,24	8,56	9038,70	3,38	0,51	0,0090	29,92	161,05	1330,00
1760,00	0,31	11,33	9293,49	5,93	0,52	0,0091	30,86	161,45	1760,00
2190,00	0,39	14,10	9444,43	9,18	0,53	0,0091	31,42	161,96	2190,00
2620,00	0,47	16,87	9491,52	13,14	0,53	0,0091	31,58	162,58	2620,00
3050,00	0,55	19,64	9434,77	17,80	0,53	0,0092	31,34	163,31	3050,00
3480,00	0,62	22,41	9274,17	23,17	0,52	0,0092	30,71	164,15	3480,00
3910,00	0,70	25,18	9009,72	29,25	0,50	0,0093	29,70	165,10	3910,00
4340,00	0,78	27,94	8641,43	36,04	0,48	0,0093	28,31	166,17	4340,00
Движение на II передаче									
900,00	2,81	10,13	4966,80	4,73	0,28	0,0090	15,63	161,26	900,00
1330,00	4,16	14,97	5172,01	10,34	0,29	0,0091	16,30	162,14	1330,00
1760,00	5,50	19,80	5317,80	18,10	0,30	0,0092	16,76	163,36	1760,00
2190,00	6,85	24,64	5404,17	28,03	0,30	0,0092	17,01	164,91	2190,00
2620,00	8,19	29,48	5431,11	40,12	0,30	0,0094	17,06	166,80	2620,00
3050,00	9,53	34,32	5398,64	54,37	0,30	0,0095	16,89	169,03	3050,00
3480,00	10,88	39,16	5306,74	70,78	0,29	0,0096	16,52	171,60	3480,00
3910,00	12,22	44,00	5155,43	89,35	0,28	0,0098	15,94	174,51	3910,00
4340,00	13,57	48,84	4944,69	110,08	0,27	0,0100	15,16	177,75	4340,00
Движение на III передаче									
900,00	4,34	15,64	3216,59	11,29	0,18	0,0091	9,83	162,29	900,00
1330,00	6,42	23,11	3349,49	24,65	0,19	0,0092	10,21	164,38	1330,00
1760,00	8,49	30,58	3443,91	43,16	0,19	0,0094	10,45	167,28	1760,00
2190,00	10,57	38,05	3499,84	66,83	0,19	0,0096	10,55	170,98	2190,00
2620,00	12,65	45,52	3517,29	95,65	0,19	0,0098	10,50	175,49	2620,00
3050,00	14,72	53,00	3496,26	129,63	0,19	0,0101	10,30	180,81	3050,00
3480,00	16,80	60,47	3436,75	168,75	0,18	0,0105	9,96	186,94	3480,00
3910,00	18,87	67,94	3338,75	213,03	0,18	0,0109	9,47	193,87	3910,00
4340,00	20,95	75,41	3202,27	262,46	0,16	0,0113	8,84	201,60	4340,00
Движение на IV передаче									
900,00	5,91	21,27	2365,14	20,88	0,13	0,0092	7,03	163,79	900,00
1330,00	8,73	31,43	2462,86	45,59	0,14	0,0094	7,25	167,66	1330,00
1760,00	11,55	41,59	2532,29	79,83	0,14	0,0097	7,35	173,02	1760,00
2190,00	14,38	51,75	2573,41	123,61	0,14	0,0101	7,32	179,87	2190,00
2620,00	17,20	61,91	2586,24	176,92	0,14	0,0106	7,16	188,21	2620,00

23.05.01.2018.636.00 ПЗ

Лист

26

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

$n$ , мин <sup>-1</sup>	$V$ , м/с	$V$ , км/ч	$P_k$ , Н	$P_w$ , Н	$D$	$\psi$	$\alpha$ , °	$P_\psi$ , Н	$n$ , мин <sup>-1</sup>
3050,00	20,02	72,07	2570,78	239,75	0,13	0,0111	6,87	198,05	3050,00
3480,00	22,84	82,24	2527,02	312,12	0,12	0,0117	6,46	209,37	3480,00
3910,00	25,67	92,40	2454,96	394,02	0,12	0,0125	5,92	222,19	3910,00
5200,00	34,13	122,88	2069,02	696,91	0,08	0,0151	3,55	269,60	5200,00
Движение на V передаче									
900,00	7,20	25,94	1939,42	31,05	0,11	0,0093	5,61	165,38	900,00
1330,00	10,65	38,33	2019,55	67,80	0,11	0,0096	5,73	171,14	1330,00
1760,00	14,09	50,72	2076,47	118,73	0,11	0,0100	5,73	179,11	1760,00
2190,00	17,53	63,11	2110,20	183,83	0,11	0,0106	5,59	189,30	2190,00
2620,00	20,97	75,50	2120,72	263,11	0,10	0,0113	5,33	201,70	2620,00
3050,00	24,42	87,90	2108,04	356,57	0,10	0,0121	4,94	216,33	3050,00
3480,00	27,86	100,29	2072,16	464,19	0,09	0,0131	4,42	233,18	3480,00
3910,00	31,30	112,68	2013,07	585,99	0,08	0,0141	3,78	252,24	3910,00
4340,00	34,74	125,07	1930,78	721,97	0,07	0,0153	3,01	273,52	4340,00

Строим графики зависимостей  $P_k = f(V)$ ;  $P_w = f(V)$  (см. рисунок 3.2);  $\psi = f(V)$  и  $D = f(V)$  (см. рисунок 3.3).

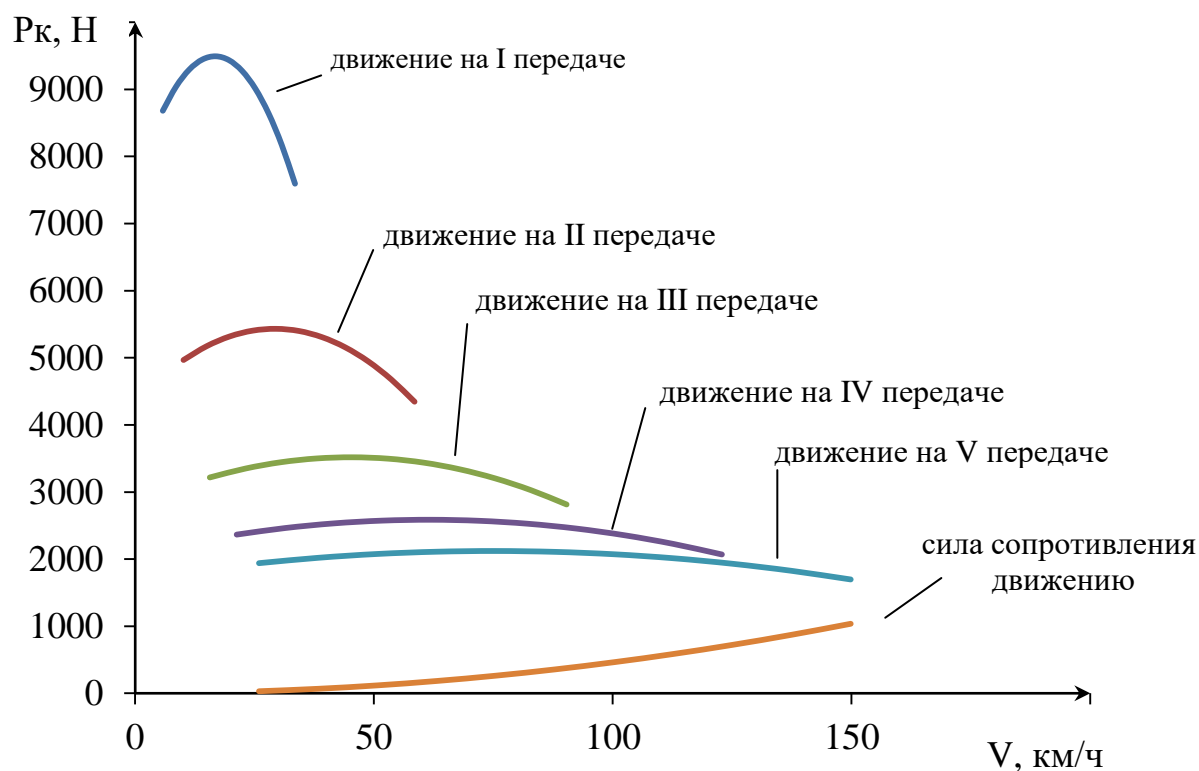


Рисунок 3.2. – Тяговый баланс автомобиля

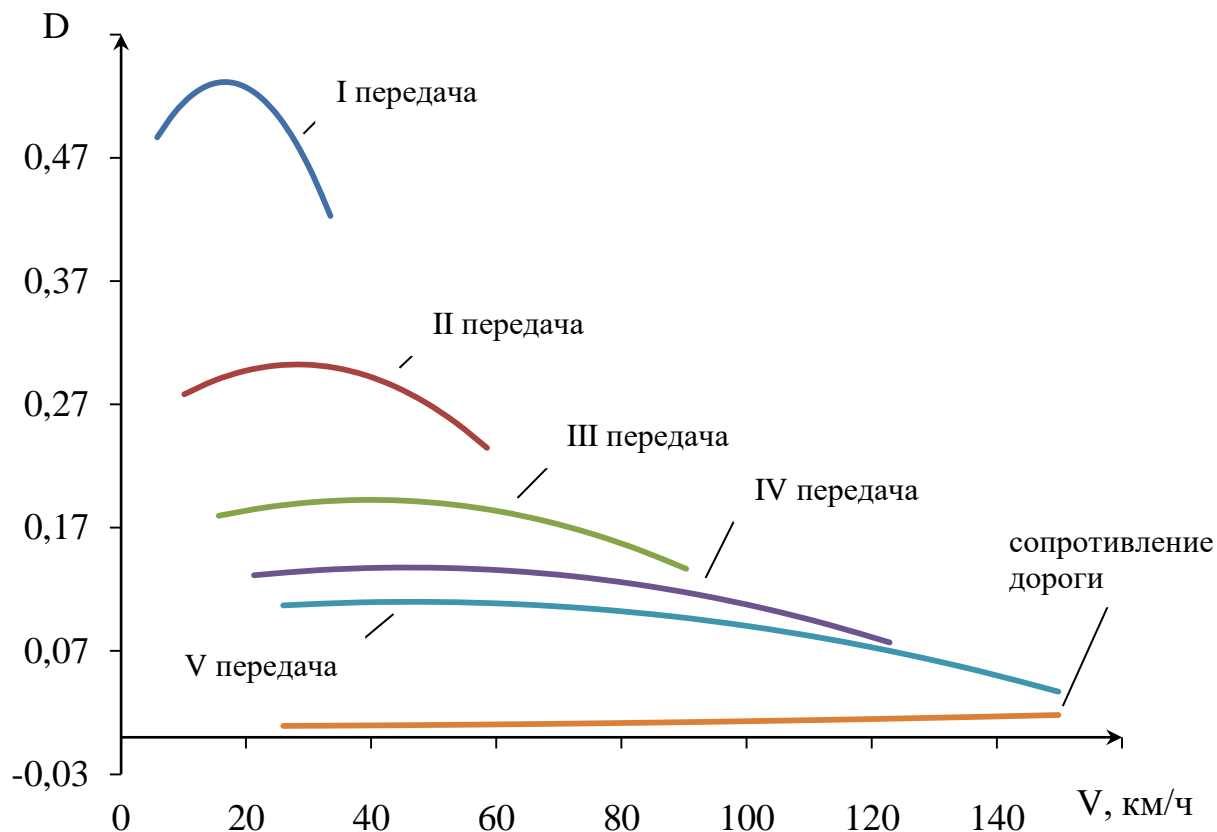


Рисунок 3.3 – Динамический баланс автомобиля

### 3.2.7 Ускорение автомобиля

Время равномерного движения автомобиля обычно мало по сравнению с общим временем его работы. Например, в городах оно составляет 15...25% времени движения, от 30 до 45% – ускоренное движение и 30...40% – движение накатом и торможение. Показателями динамических свойств автомобиля при неравномерном движении служат величины ускорений, а также путь и время, необходимые для движения в определенном интервале изменения скорости.

Ускорение движения, которое может развивать автомобиль при заданных условиях, характеризует приемистость автомобиля: чем больше ускорение, тем выше при прочих равных условиях средняя скорость движения, а следовательно, и производительность автомобиля.

Ускорение автомобиля найдем по формуле:

$$j = (D - \Psi) \frac{g}{\delta}, \quad (26)$$

где  $j$  – ускорение автомобиля,  $\text{м/с}^2$ ;

$D$  – динамический фактор;

$\Psi$  – коэффициент сопротивления дороги;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

В этом уравнении величина, стоящая в скобках, определяется по динамическому балансу автомобиля отрезком, заключенным между кривой динамической характеристики и линией, соответствующей коэффициенту сопротивления дороги.

Коэффициент учета вращающихся масс автомобиля (коэффициент условного увеличения поступательно движущейся массы автомобиля):

$$\delta = 1 + \frac{J_m i_k^2 i_{дв}^2 i_0^2 \eta_{тр} g}{r_d r_k G_a} + \frac{\sum J_k g}{r_d r_k G_a}, \quad (27)$$

где  $J_m$  – момент инерции вращающихся масс двигателя,  $J_m = 0,1 \dots 0,5 \text{ Нмм}^2$ ;

$\sum J_k$  – суммарный момент инерции колес,  $\sum J_k = 2,5 \dots 5,0 \text{ Нмм}^2$ ;

$i_k$  – передаточное число коробки передач на выбранной передаче;

$i_{дв}$  – передаточное число высшей передачи в раздаточной коробке;

$i_0$  – передаточное число главной передачи;

$G_a$  – полный вес автомобиля, Н;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$r_d$  – динамический радиус колеса, м.

$r_k$  – радиус качения колеса, м;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии.

$$\delta_1 = 1 + \frac{0,3 \cdot 3,67^2 \cdot 1,2^2 \cdot 4,19^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} = 1,505,$$

$$\delta_2 = 1 + \frac{0,3 \cdot 2,1^2 \cdot 1,2^2 \cdot 4,19^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} = 1,180,$$

$$\delta_3 = 1 + \frac{0,3 \cdot 1,36^2 \cdot 1,2^2 \cdot 4,19^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} = 1,088,$$

$$\delta_4 = 1 + \frac{0,3 \cdot 1,00^2 \cdot 1,2^2 \cdot 4,19^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} = 1,058,$$

$$\delta_5 = 1 + \frac{0,3 \cdot 0,82^2 \cdot 1,2^2 \cdot 4,19^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,316 \cdot 0,316 \cdot 17836} = 1,046,$$

Полученные значения ускорений и обратных значений ускорения внесем в таблицу 3.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Таблица 3 - Ускорение и обратное ускорения автомобиля

J1, м/с <sup>2</sup>	1/J1, с <sup>2</sup> /м	J2, м/с <sup>2</sup>	1/J2, с <sup>2</sup> /м	J3, м/с <sup>2</sup>	1/J3, с <sup>2</sup> /м	J4, м/с <sup>2</sup>	1/J4, с <sup>2</sup> /м	J5, м/с <sup>2</sup>	1/J5, с <sup>2</sup> /м
3,11	0,322	2,24	0,447	1,54	0,651	1,13	0,883	0,92	1,092
3,24	0,309	2,33	0,430	1,60	0,627	1,17	0,856	0,94	1,069
3,33	0,300	2,39	0,418	1,63	0,612	1,18	0,845	0,93	1,070
3,39	0,295	2,43	0,412	1,65	0,607	1,18	0,848	0,91	1,096
3,40	0,294	2,43	0,411	1,64	0,610	1,15	0,867	0,87	1,150
3,38	0,296	2,41	0,415	1,61	0,622	1,11	0,903	0,81	1,240
3,32	0,301	2,36	0,424	1,56	0,643	1,04	0,960	0,72	1,385
3,22	0,311	2,28	0,439	1,48	0,675	0,95	1,047	0,62	1,620
3,08	0,325	2,17	0,461	1,38	0,723	0,85	1,179	0,49	2,035
2,91	0,344	2,03	0,493	1,26	0,792	0,72	1,388	0,34	2,901
2,69	0,372	1,86	0,537	1,12	0,893	0,57	1,747	0,18	5,642

Строим кривые зависимости ускорений и обратных ускорений автомобиля от скорости движения (см. рисунок 3.4 и рисунок 3.5).

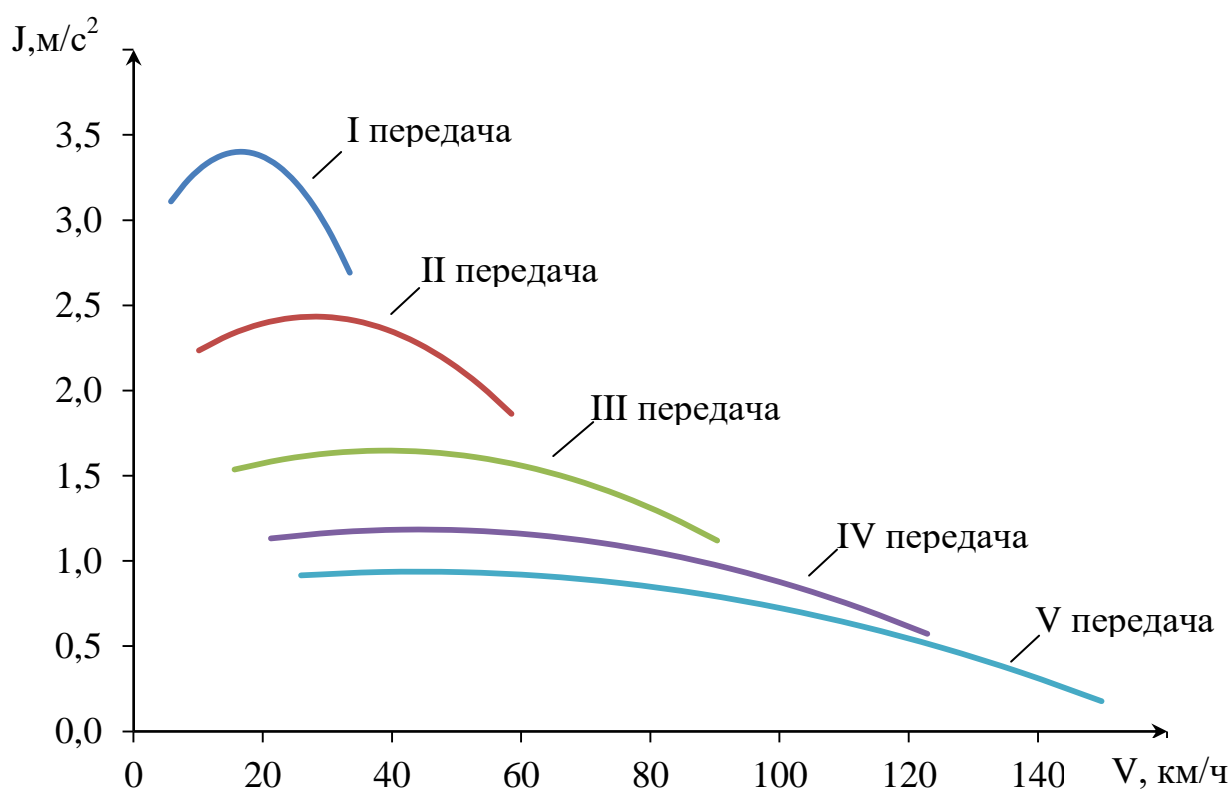


Рисунок 3.4 – График ускорений

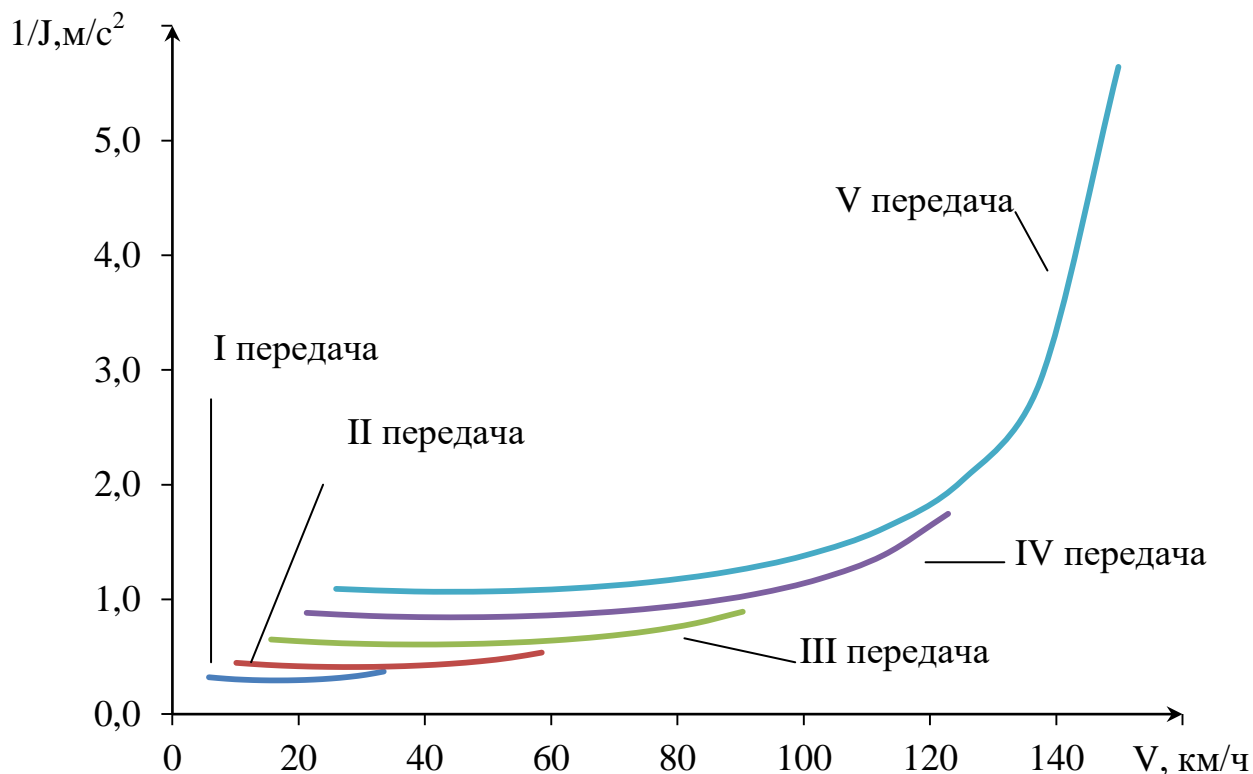


Рисунок 3.5 – График обратных ускорений

### 3.2.8 Определение времени и пути разгона

Ускорение, полностью характеризую способность автомобиля к быстрому разгону, не дает достаточно наглядного представления о приемистости автомобиля. Поэтому определяют время и путь разгона, которые позволяют выявить приемистость автомобиля в более наглядной форме и сравнить автомобили по этим показателям. Так как отсутствует аналитическая связь между обратным ускорением  $1/j$  и скоростью  $V$ , то время разгона обычно определяют графоаналитически.

Для построения зависимости времени разгона от скорости всю площадь под кривой  $1/j = f(V)$  разбивают вертикальными линиями на участки с интервалом скоростей 10 км/ч.

Для упрощения подсчета площадь каждого участка заменяют площадью равно- великого участка с высотой  $\frac{1}{j'_{\text{cp}}} = \frac{1/j_1 + 1/j_2}{2}$ , где  $1/j_1$  и  $1/j_2$  – обратные ускорения в начале и в конце интервала скорости. Тогда для участка, например, при изменении скорости от  $V_1$  до  $V_2$  время разгона:

$$t_1 = \frac{V_2 - V_1}{3,6j'_{\text{cp}}}, \quad (28)$$

где  $t_1$  – время, с;

$V_1$  – скорость в начале интервала, м/с;

$V_2$  – скорость в конце интервала, м/с;

$j$  – ускорение, м/с<sup>2</sup>.

Аналогично определяются  $t_2, t_3 \dots t_n$  по остальным участкам.

Путь разгона определяют из соотношения:

$$V = \frac{dS}{dt} \quad (29)$$

Этот интеграл решают также графоаналитически, используя график  $t = f(V)$ .

Для построения графика  $S = f(V)$  эту площадь разбивают горизонтальными линиями на несколько участков. Для упрощения подсчета площадь каждого участка заменяем площадью равновеликого участка с тем же основанием и высотой :

$$V'_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2}, \quad (30)$$

где  $V_1$  – скорость в начале участка, км/ч;

$V_2$  – скорость в конце участка, км/ч.

При изменении скорости от  $V_1$  до  $V_2$ ;

$$S_1 = (t_2 - t_1) \frac{V'_{cp}}{3,6}, \quad (31)$$

где  $S_1$  – расстояние, м;

$t_2$  – время в конце интервала времени, с;

$t_1$  – время в начале интервала времени, с;

$V'_{cp}$  – средняя скорость на интервале, м/с.

Аналогично определяются значения  $S_2, S_3 \dots S_n$  по остальным участкам.

Полученные значения расчетных точек внесем в таблицу 4.

Таблица 4 - Определение времени и пути разгона

V, км/ч	t, с	S, м
0	0	0
10	1,12	3,11
20	2,10	11,67
30	2,53	21,08
40	3,12	34,67
50	4,10	56,94
60	5,63	93,83
70	6,62	128,72
80	7,95	176,67
90	10,23	255,75
100	11,58	321,67

Окончание таблицы 4

110	13,32	407,00
120	16,66	555,33
135	21,65	811,88
145	24,54	988,42
150	29,85	1235,46

По найденным значениям построим график  $S = f(V)$  и  $t = f(V)$  (см. рисунок 3.6).

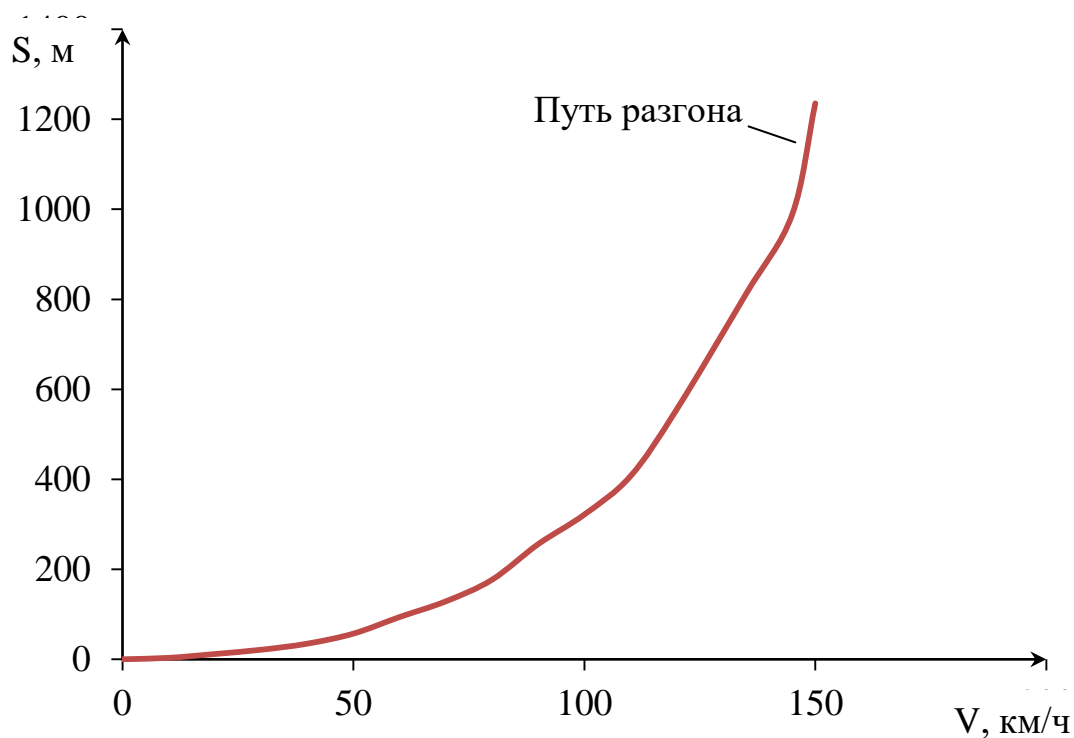


Рисунок 3.6 – Путь и время разгона автомобиля



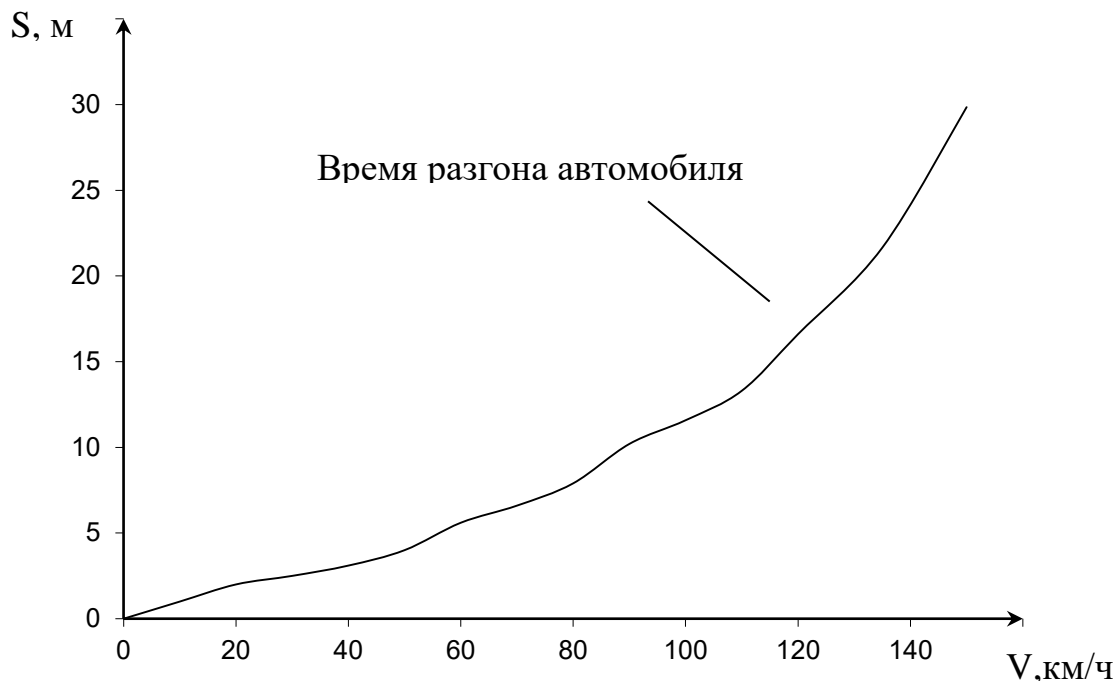


Рисунок 3.6(а) – Время разгона автомобиля

### 3.2.9 Мощностной баланс

Для оценки тягово-скоростных свойств и тяговой экономичности используют уравнение мощностного баланса, которое иллюстрирует распределение мощности по видам сопротивления:

$$N_k = N_m \eta_{тр} = N_\psi + N_\omega + N_j, \quad (32)$$

где  $N_k$  – мощность на ведущих колесах, кВт;

$N_m$  – мощность двигателя при текущих оборотах, кВт;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;

$N_\psi$  – мощность на преодоление сопротивления дороги, кВт;

$N_\omega$  – мощность на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

$N_j$  – разность мощности подводимая к ведущим колесам, кВт.

Разность мощности подводимая к ведущим колесам есть:

$$N_j = N_k - (N_\psi + N_\omega) \quad \text{кВт} \quad (33)$$

Определим значения мощности, найденные значения запишем в таблицу 5 и в таблицу 6.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Таблица 5 – Тягово-скоростные свойства

I передача			II передача			III передача		
п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	V, км/ч	п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	V, км/ч	п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	V, км/ч
900	14,01	5,80	900	14,01	10,13	900	14,01	15,64
1330	21,56	8,56	1330	21,56	14,97	1330	21,56	23,11
1760	29,33	11,33	1760	29,33	19,80	1760	29,33	30,58
2190	37,09	14,10	2190	37,09	24,64	2190	37,09	38,05
2620	44,59	16,87	2620	44,59	29,48	2620	44,59	45,52
3050	51,60	19,64	3050	51,60	34,32	3050	51,60	53,00
3480	57,87	22,41	3480	57,87	39,16	3480	57,87	60,47
3910	63,17	25,18	3910	63,17	44,00	3910	63,17	67,94
4340	67,25	27,94	4340	67,25	48,84	4340	67,25	75,41
4770	69,88	30,71	4770	69,88	53,68	4770	69,88	82,88
5200	70,80	33,48	5200	70,80	58,51	5200	70,80	90,35
IV передача			V передача					
п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	V, км/ч	п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	V, км/ч			
900	14,01	21,27	900	14,01	25,94			
1330	21,56	31,43	1330	21,56	38,33			
1760	29,33	41,59	1760	29,33	50,72			
2190	37,09	51,75	2190	37,09	63,11			
2620	44,59	61,91	2620	44,59	75,50			
3050	51,60	72,07	3050	51,60	87,90			
3480	57,87	82,24	3480	57,87	100,29			
3910	63,17	92,40	3910	63,17	112,68			
4340	67,25	102,56	4340	67,25	125,07			
4770	69,88	112,72	4770	69,88	137,46			
5200	70,80	122,88	5200	70,80	149,85			

Таблица 6 – Мощностной баланс

V, км/ч	P <sub>ω</sub> , Н	ψ	P <sub>ψ</sub> , Н	N <sub>ψ</sub> /η, кВт	N <sub>ψ</sub> +N <sub>ω</sub> /η, Вт
0	0	0,010015031	176,6651531	0,00	0,00
15	8,5	0,010108055	178,31	1,96	3,13
30	32,14	0,010422231	183,69	3,11	6,58
45	71,22	0,010915717	192,55	6,41	10,63
60	125,65	0,011615537	204,90	10,08	15,61
75	195,43	0,012512684	220,72	14,30	21,81
90	280,56	0,013607158	240,03	19,25	29,52
105	357,73	0,014599342	257,53	25,12	37,99
120	513,55	0,016602721	292,87	31,44	51,61
135	652,61	0,018390681	324,41	40,87	66,29
150	775,57	0,019971653	352,30	50,93	81,74

По найденным значениям построим график  $N = f(V)$  (см. рисунок 3.7).

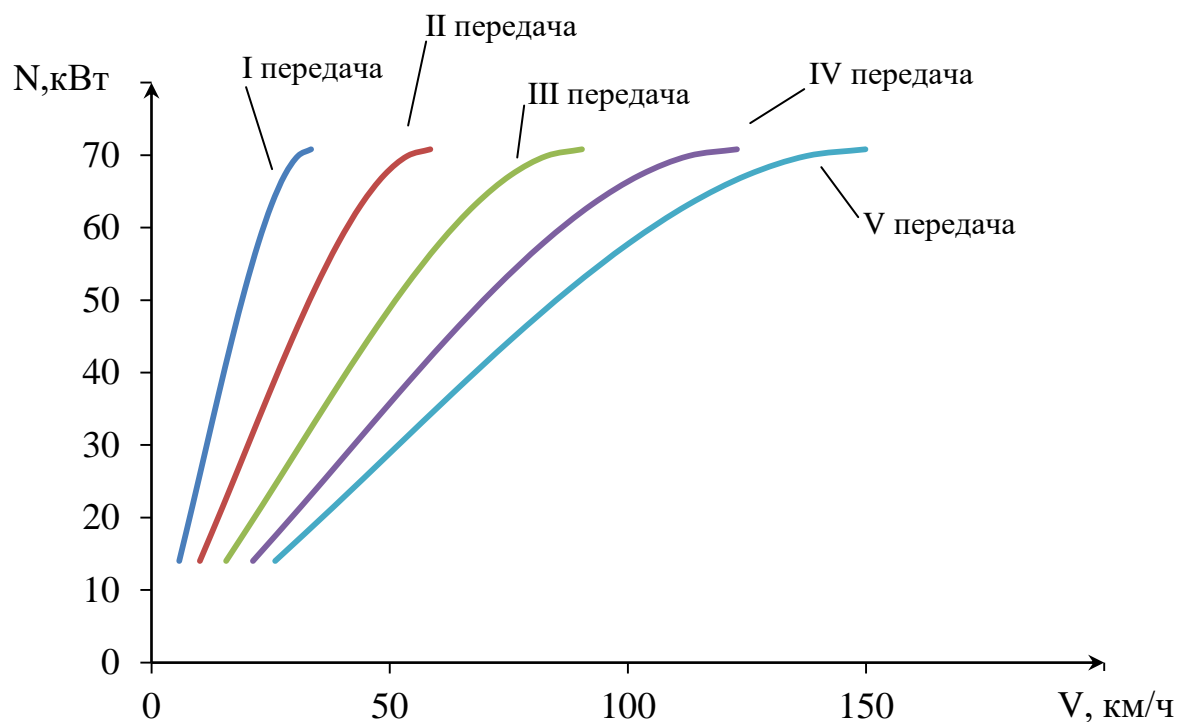


Рисунок 3.7 – Мощностной баланс

### 3.2.10 Топливная экономичность автомобиля

Топливная экономичность характеризует способность автомобиля выполнять перевозки с минимальным расходом топлива.

Топливная экономичность зависит от:

- совершенства конструкции двигателя и всего автомобиля;
- квалификации водителя;
- организации транспортного потока;
- дорожно-климатических условий.

Топливную экономичность необходимо рассчитывать при установившемся и неустановившемся движении. При установившемся движении расчет ведется на высшей передаче, здесь же необходимо рассчитать расход топлива при некотором значении ускорения. При неустановившемся движении, с максимальной интенсивностью разгона строится на каждой передаче.

При установившемся движении скорость постоянна и ускорение равно нулю:

$$N_k = N_\psi + N_\omega, \quad P_k = P_\psi + P_\omega. \quad (34)$$

При неустановившемся движении скорость не постоянна и ускорение не равно нулю:

$$\begin{aligned} N_k &= N_\psi + N_\omega + N_j = V \cdot P_k = \\ &= V(P_\psi + P_\omega + P_j) \end{aligned} \quad (35)$$

Для построения графика зависимости расхода топлива от скорости движения воспользуемся следующей формулой:

$$Q = \frac{g_e (N_\psi + N_\omega + N_j)}{10\eta_{тр} V}, \quad (36)$$

где  $Q$  – расход топлива при текущей скорости движения, кг/100км ;  
 $g_e$  – удельный эффективный расход топлива, г/кВтч;  
 $V$  – текущая скорость движения, км/ч;  
 $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;  
 $N_\psi$  – мощность на преодоление сопротивления дороги, кВт;  
 $N_\omega$  – мощность на преодоление сопротивления воздуха, кВт;  
 $N_j$  – разность мощности подводимая к ведущим колесам, кВт.

Удельный эффективный расход топлива определяется по следующей формуле:

$$g_e = g_N K_u K_\omega, \quad (37)$$

где  $g_N$  – удельный расход топлива при максимальной мощности, г/кВтч;  
 $K_u$  – коэффициент использования мощности двигателя;  
 $K_\omega$  – коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала.

$$K_u = 3,27 - 8,22U + 9,13U^2 - 3,18U^3, \quad (38)$$

$$K_\omega = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3, \quad (39)$$

где  $U$  – степень использования мощности

$$U = (N_\psi + N_\omega + N_j) / (N_m \eta_{тр}), \quad (40)$$

$E$  – степень использования оборотов двигателя

$$E = \omega_m / \omega_N. \quad (41)$$

Найденные значения расхода топлива при установившемся движении представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Расход топлива

V, м/с	V, км/ч	U	$K_u$	E	$K_\omega$	$g_e$ , г/кВтч	Q, кг/100км
7,20	25,94	0,093	2,581	0,148	1,123	957,44	8,77
10,65	38,33	0,111	2,460	0,233	1,069	868,10	10,00
14,09	50,72	0,140	2,286	0,31	1,026	774,42	11,57

17,53	63,11	0,179	2,072	0,403	0,994	680,06	13,20
20,97	75,50	0,228	1,831	0,489	0,972	587,55	14,65
24,42	87,90	0,289	1,577	0,574	0,959	499,30	15,74
27,86	100,29	0,365	1,329	0,659	0,954	418,68	16,39
31,30	112,68	0,459	1,111	0,744	0,957	351,04	16,80
34,74	125,07	0,577	0,955	0,829	0,966	304,69	17,55
38,18	137,46	0,725	0,897	0,914	0,980	290,51	19,87
41,63	149,85	0,917	0,957	1	1	316,10	25,37

Зададим ускорение  $j = 0,153 \text{ м/с}^2$ . Найденные значения расхода топлива при движения автомобиля на высшей передаче при определенном ускорении представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Топливная экономичность на высшей передаче при заданном ускорении

$V$ , м/с	$V$ , км/ч	$U$	$K_U$	$E$	$K_\omega$	$g_e$ , г/кВтч	$Q$ , кг/100км
7,20	25,94	0,180	2,067	0,148	1,123	766,74	13,60
10,65	38,33	0,194	1,990	0,233	1,069	702,44	14,11
14,09	50,72	0,220	1,865	0,31	1,026	631,63	14,85
17,53	63,11	0,257	1,702	0,403	0,994	558,52	15,63
20,97	75,50	0,306	1,516	0,489	0,972	486,35	16,30
24,42	87,90	0,368	1,321	0,574	0,959	418,33	16,77
27,86	100,29	0,445	1,138	0,659	0,954	358,53	17,11
31,30	112,68	0,542	0,990	0,744	0,957	312,78	17,64
34,74	125,07	0,663	0,906	0,829	0,966	289,05	19,12
38,18	137,46	0,816	0,914	0,914	0,980	295,85	22,77
41,63	149,85	Ускорение $j = 0,153 \text{ м/с}^2$ не обеспечивается					

По данным таблицы 7 и таблицы 8 строим экономическую характеристику автомобиля (см. рисунок 3.8).

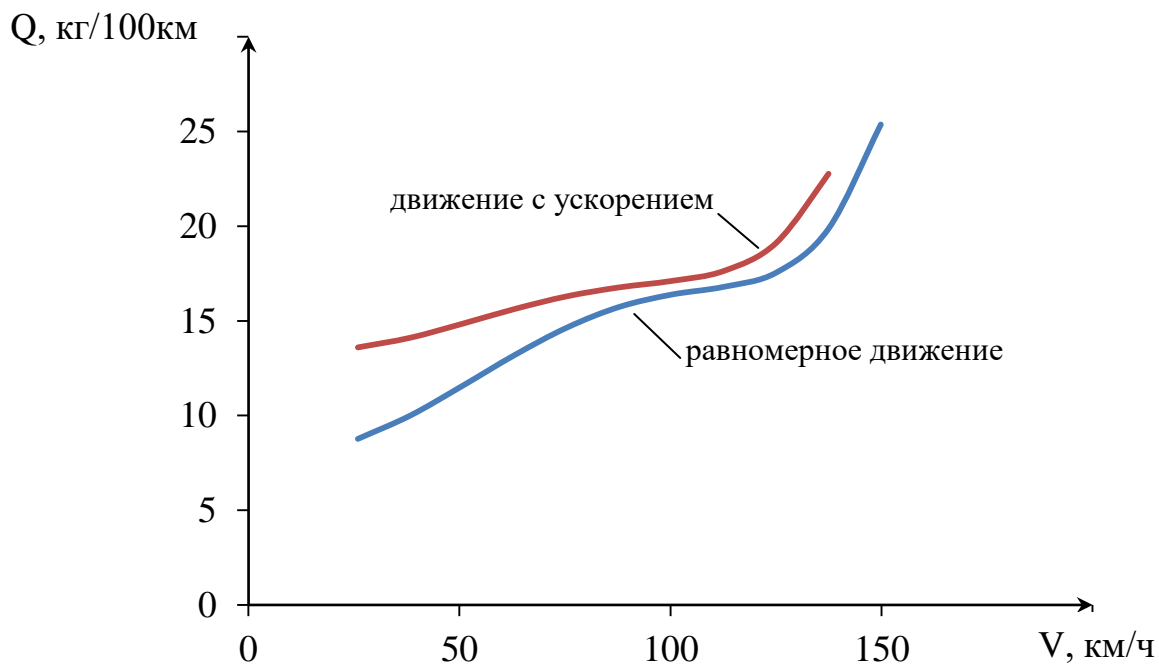


Рисунок 3.8 – Топливная экономичность на высшей передаче при заданном ускорении.

Определим расход топлива при движении на каждой передаче. Найденные значения запишем в таблицу 9 и построим график (см. рисунок 3.9).

Таблица 9 – Расход топлива

$V$ , м/с	$V$ , км/ч	$N_{\psi}$ , кВт	$N_{\omega}$ , кВт	$N_j$ , кВт	$g_e$ , г/кВтч	$Q$ , кг/100км
Движение на I передаче						
0,16	5,80	0,326	0,0017	9,695	445,9	103,8
0,24	8,56	0,514	0,0068	15,979	424,5	103,3
0,31	11,33	0,703	0,0174	22,529	407,3	102,4
0,39	14,10	0,893	0,0355	29,073	394,9	101,1
0,47	16,87	1,086	0,0631	35,442	386,2	99,6
0,55	19,64	1,281	0,1021	41,426	380,8	97,8
0,62	22,41	1,479	0,1547	46,713	379,1	95,8
0,70	25,18	1,680	0,2227	51,294	379,4	93,4
0,78	27,94	1,884	0,3082	54,734	382,5	90,4
0,85	30,71	2,093	0,4132	56,784	388,3	86,7
0,93	33,48	2,306	0,5397	57,52	394,6	82,1
Движение на II передаче						
2,81	10,13	0,588	0,0103	13,391	353,5	63,7
4,16	14,97	0,931	0,0402	22,072	336,3	63,4
5,50	19,80	1,281	0,1022	31,08	322,8	62,9

Продолжение таблицы 9

V, м/с	V, км/ч	N <sub>ψ</sub> , кВт	N <sub>ω</sub> , кВт	N <sub>j</sub> , кВт	g <sub>e</sub> , г/кВтч	Q, кг/100км
6,85	24,64	1,64	0,2079	40,104	312,6	62,1
8,19	29,48	2,01	0,369	48,817	305,6	61,2
9,53	34,32	2,394	0,5975	56,914	301,4	60,1
10,88	39,16	2,794	0,9047	63,888	300,2	58,8
12,22	44,00	3,214	1,3024	69,937	300,4	57,4
13,57	48,84	3,655	1,8024	74,245	303,02	55,6
14,91	53,68	4,119	2,4163	76,643	307,2	53,4
16,25	58,51	4,610	3,1558	76,84	312,8	50,6
Движение на III передаче						
4,34	15,64	0,946	0,042	14,688	337,9	42,7
6,42	23,11	1,509	0,164	24,163	321,4	42,5
8,49	30,58	2,099	0,416	33,896	308,4	42,2
10,57	38,05	2,727	0,847	43,5	298,7	41,7
12,65	45,52	3,401	1,505	52,58	292,06	41,1
14,72	53,00	4,133	2,436	60,741	288,06	40,4
16,80	60,47	4,932	3,688	67,591	286,4	39,6
18,87	67,94	5,807	5,310	72,734	287,09	38,7
20,95	75,41	6,769	7,349	75,737	289,6	37,5
23,02	82,88	7,828	9,852	76,28	293,6	36,1
25,10	90,35	8,994	12,867	73,934	299,08	34,3
Движение на IV передаче						
5,91	21,27	1,44	0,143	14,83	334,5	29,4
8,73	31,43	2,335	0,558	24,177	318,2	29,3
11,55	41,59	3,324	1,419	33,439	305,3	29,1
14,38	51,75	4,439	2,887	42,117	295,7	28,8
17,20	61,91	5,714	5,126	49,62	289,08	28,4
20,02	72,07	7,183	8,298	55,432	285,1	28,02
22,84	82,24	8,881	12,56	59,013	283,5	27,5
25,67	92,40	10,84	18,088	59,825	284,1	26,9
28,49	102,56	13,09	25,031	57,327	286,6	26,2
31,31	112,72	15,679	33,557	50,98	290,7	25,3
34,13	122,88	18,626	43,827	40,246	296,3	24,2
Движение на V передаче						
7,20	25,94	1,919	0,324	14,456	333,7	22,7
10,65	38,33	3,178	1,265	23,117	317,4	22,7
14,09	50,72	4,646	3,214	31,073	304,6	22,5
17,53	63,11	6,401	6,540	37,545	294,9	22,3
20,97	75,50	8,52	11,611	41,756	288,3	22,1
24,42	87,90	11,078	18,794	42,924	284,3	21,8
27,86	100,29	14,152	28,456	40,273	282,8	21,5

23.05.01.2018.636.00 ПЗ

Лист

40

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

V, м/с	V, км/ч	N <sub>ψ</sub> , кВт	N <sub>ω</sub> , кВт	N <sub>j</sub> , кВт	g <sub>e</sub> , г/кВтч	Q, кг/100км
31,30	112,68	17,819	40,967	33,022	283,5	21,1
34,74	125,07	22,156	56,693	20,316	286,1	20,7
38,18	137,46	27,239	76,003	1,53	290,6	20,1
41,63	149,85	33,144	99,263	0,471	316,6	19,5

Q, кг/100км

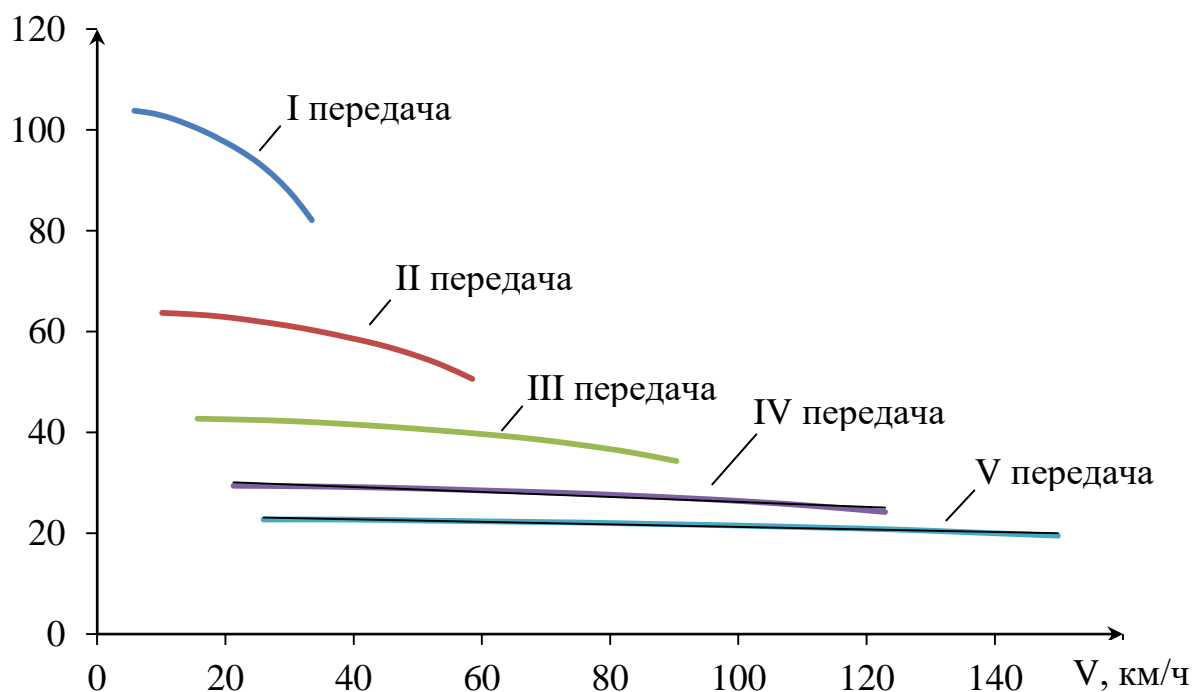


Рисунок 3.9 – Расход топлива

### 3.2.11 Проходимость автомобиля

Способность транспортного средства передвигаться по дорогам низкого качества и вне дорожной сети, а также – преодолевать искусственные и естественные препятствия без привлечения вспомогательных средств.

Проходимость в основном определяется тяговыми и опорно–сцепными, а также геометрическими параметрами автомобиля

Геометрические параметры проходимости базового и проектируемого автомобилей. Геометрическая проходимость – это совокупность геометрических параметров автомобиля, влияющих на его способность преодолевать препятствия. Если говорить о полной геометрической проходимости, то она складывается из нескольких групп параметров, которые можно условно обозначить как базовые и внедорожные. Базовые параметры – это собственно габаритные размеры автомобиля: длина, ширина, высота и размер колесной базы. От них зависят как непосредственные показатели проходимости, так и геометрические внедорожные параметры.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41



Как уже было сказано выше, геометрическую проходимость во многом определяют именно параметры автомобиля: общая длина и длина колесной базы, высота и ширина автомобиля, а также ширина колеи и длина переднего и заднего свесов.

Свойства опорно-сцепной проходимости проявляются при движении автомобиля по слабо связным грунтам и зависят от соотношения между сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью и сопротивлением его качению. Чем больше это соотношение, тем выше проходимость автомобиля. При контакте колеса с почвой происходит ее деформирование в вертикальном, продольном и боковом направлении. Вертикальные деформации почвы определяют потери энергии на образование колеи, то есть на качение. Горизонтальные (продольные) деформации характеризуют сцепление с почвой. С увеличением деформации почвы в горизонтальном направлении и глубины колеи возрастает высота почвенного клина перед колесом. Это явление получило название *бульдозерного эффекта*. Наиболее существенное проявление этого эффекта обнаруживается на влагонасыщенных и пластичных почвах, для которых характерно высокое боковое выпирание. Чем выше плотность почвы, тем меньше высота валиков её бокового выпирания. При увеличении ширины колеса боковое выпирание почвы снижается. К параметрам, характеризующим опорно-сцепную проходимость автомобиля, относят следующие:

- 1) Удельное давление шин на опорную поверхность;
- 2) Совпадение у колесных машин ширины колеи передних и задних колес;
- 3) Максимальная сила тяги на низшей передаче;
- 4) Распределение веса между передней и задней осями колесных машин и сцепление с почвой.

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 нагрузкой по мягкому грунту в уклон  $12^\circ$  с погружением колес в грунт на 50мм, со скоростью 30 км/ч.

Для базового автомобиля:

$$P_k = 5713,26 \text{ Н};$$

$$P_\varphi = \varphi G_a, \text{ Н};$$

$$P_\varphi = 17640 \cdot 0,45 = 7938 \text{ Н};$$

$$P_f = (0,9 \sqrt{h/D}) G_a + (G_a \sin a) \text{ Н},$$

где:  $h$  – глубина погружения колес в грунт, мм

$D$  – динамический фактор

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

$$P_f = (0,9 \sqrt{50/626})17640 + (17640 \sin 12^\circ) = 7416,8 \text{ Н}$$

Условие движения не выполняется.

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

Для проектируемого автомобиля:

$$P_k = 8180,35 \text{ Н}$$

$$P_\phi = 17640 \cdot 0,52 = 9172,8 \text{ Н}$$

$$P_f = (0,9 \sqrt{50/759})17640 + (17640 \sin 12^\circ) = 7602 \text{ Н}$$

Условие движения выполняется.

### 3.3 Тягово-динамические характеристики проектируемого автомобиля

Тяговая и динамическая характеристика представляют собой графики зависимостей  $P_k = f(V)$  и  $D = f(V)$  на всех передачах, а также:  $P_w = f(V)$ ;

$P_\psi = f(V)$ ;  $\Psi = a(V)$  на горизонтальной дороге, которые рассчитываются:

а) сила тяги на колесе

$$P_k = \frac{M_m i_{тр} \eta_{тр}}{r_d}, \quad (42)$$

где  $P_k$  – сила тяги на колесе, Н;

$i_{тр}$  – передаточное число трансмиссии при наличии коробки передач дополнительной коробки и главной передачи,  $i_{тр} = i_k i_d i_0 i_{pd}$ ,

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;

$M_m$  – текущее значение крутящего момента, Н·м;

$r_d$  – радиус качения колеса ( $r_d \approx r_k$  при движении без пробуксовывания), м.

б) скорость движения

$$V = 0,376 \frac{r_k n_m}{i_{тр}}, \quad (43)$$

где  $V$  – скорость движения, км/ч;

$n_m$  – текущее значение числа оборотов вала двигателя, об/мин,

в) сила сопротивления дороги;

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$P_{\psi} = \Psi G. \quad (44)$$

где  $P_{\psi}$  – сила сопротивления дороги, Н;  
 $G_a$  – полный вес автомобиля, Н;  
 $\Psi$  – коэффициент сопротивления дороги.

$$\Psi = f = f_0(1 + k_1 V^2) \text{ при } \alpha = 0. \quad (45)$$

где  $f_0$  – табличное значение коэффициента сопротивления дороги;  
 $f_0 = 0,007 - 0,015$ ;  
 $V$  – текущая скорость движения, км/ч;  
 $k_1 = (4 \dots 5) 10^{-5}$ ,  
 г) сила сопротивления воздуха

$$P_w = \frac{kFV^2}{13} (1 + k_3 \Pi), \quad (46)$$

где  $P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;  
 $V$  – текущая скорость движения, км/ч;  
 $\Pi$  – количество прицепов или полуприцепов,  $\Pi = 0$ ;  
 $k_3$  – коэффициент, учитывающий влияние прицепа или полуприцепа на сопротивление воздуха;  $k_3 = 0,4 \dots 0,5$   
 $kF$  – фактор обтекаемости,  $\text{Нс}^2/\text{м}^2$ ;  $kF = 0,6 \dots 0,7$ ;  
 динамический фактор;

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a}, \quad (47)$$

где  $D$  – динамический фактор;  
 $P_k$  – сила тяги на колесе, Н;  
 $P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;  
 $G_a$  – полный вес автомобиля, Н.

Угол подъема, который преодолевает автомобиль на каждой передаче при разных значениях равномерной скорости и заданном коэффициенте сопротивления качению определяется по уравнению:

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{D - f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2} \right). \quad (48)$$

Вычисленные значения внесем в таблицу 10.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 10 - Тяговая и динамическая характеристика проектируемого автомобиля

$n, \text{ мин}^{-1}$	$V, \text{ м/с}$	$V, \text{ км/ч}$	$P_k, \text{ Н}$	$P_w, \text{ Н}$	$D$	$\psi$	$\alpha, ^\circ$	$P_\psi, \text{ Н}$
Движение на I передаче								
900,00	1,070	3,853	12958,3	0,5196	0,7346	0,010007	50,18	176,51
1330,00	1,581	5,693	13493,6	1,1347	0,7649	0,010015	52,51	176,65
1760,00	2,093	7,534	13874,06	1,9870	0,7864	0,010026	54,17	176,85
2190,00	2,604	9,375	14099,39	3,0766	0,7991	0,01004	55,16	177,09
2620,00	3,115	11,21	14169,69	4,4034	0,803	0,010057	55,45	177,39
3050,00	3,627	13,05	14084,97	5,9674	0,7981	0,010077	55,04	177,75
3480,00	4,138	14,89	13845,21	7,7686	0,7844	0,0101	53,94	178,16
3910,00	4,649	16,73	13450,43	9,8070	0,7619	0,010126	52,17	178,62
4340,00	5,161	18,58	12900,61	12,082	0,7306	0,010155	49,73	179,14
4770,00	5,672	20,42	12195,77	14,595	0,6905	0,010188	46,67	179,71
5200,00	9,275	33,39	11335,89	39,027	0,6404	0,010502	42,99	185,25
Движение на II передаче								
900,00	2,70	9,72	7704,93	3,31	0,44	0,010043	28,54	177,15
1330,00	3,99	14,36	8023,28	7,22	0,45	0,010093	29,77	178,04
1760,00	5,28	19,01	8249,44	12,65	0,47	0,010163	30,63	179,27
2190,00	6,57	23,65	8383,42	19,58	0,47	0,010252	31,11	180,84
2620,00	7,86	28,30	8425,22	28,02	0,48	0,01036	31,21	182,76
3050,00	9,15	32,94	8374,85	37,98	0,47	0,010488	30,94	185,01
3480,00	10,44	37,58	8232,29	49,44	0,46	0,010636	30,29	187,61
3910,00	11,73	42,23	7997,55	62,41	0,45	0,010802	29,27	190,56
4340,00	13,02	46,87	7670,63	76,90	0,43	0,010989	27,87	193,84
4770,00	14,31	51,52	7251,54	92,89	0,41	0,011194	26,11	197,47
5200,00	15,60	56,16	6740,26	110,39	0,38	0,011419	23,98	201,44
Движение на III передаче								
900,00	2,87	10,33	4833,09	3,74	0,27	0,01005	17,32	177,25
1330,00	4,24	15,27	5032,78	8,16	0,28	0,01010	18,02	178,25
1760,00	5,61	20,20	5174,65	14,28	0,29	0,01018	18,47	179,64
2190,00	6,98	25,14	5258,69	22,12	0,30	0,01028	18,67	181,42
2620,00	8,35	30,07	5284,91	31,65	0,30	0,01041	18,62	183,58
3050,00	9,72	35,01	5253,31	42,90	0,30	0,01055	18,32	186,13
3480,00	11,10	39,94	5163,89	55,85	0,29	0,01072	17,77	189,07
4340,00	13,84	49,82	4811,58	86,86	0,27	0,01112	15,93	196,10
4770,00	15,21	54,75	4548,69	104,92	0,25	0,01135	14,63	200,20
5200,00	16,58	59,69	4227,98	124,69	0,23	0,01160	13,10	204,68

$n$ , мин <sup>-1</sup>	$V$ , м/с	$V$ , км/ч	$P_k$ , Н	$P_w$ , Н	$D$	$\psi$	$\alpha$ , °	$P_\psi$ , Н
Движение на IV передаче								
900,00	3,88	13,98	3572,29	6,84	0,20	0,01009	12,45	177,95
1330,00	5,74	20,65	3719,88	14,93	0,21	0,01019	12,88	179,79
1760,00	7,59	27,33	3824,74	26,15	0,22	0,01034	13,11	182,33
2190,00	9,45	34,01	3886,86	40,48	0,22	0,01052	13,12	185,58
2620,00	11,30	40,69	3906,24	57,94	0,22	0,01074	12,92	189,54
3050,00	13,16	47,37	3882,88	78,52	0,22	0,01101	12,50	194,21
3480,00	15,01	54,04	3816,79	102,22	0,21	0,01131	11,88	199,58
3910,00	16,87	60,72	3707,96	129,05	0,20	0,01166	11,05	205,67
4340,00	18,72	67,40	3556,38	158,99	0,19	0,01204	10,00	212,46
4770,00	20,58	74,08	3362,08	192,06	0,18	0,01247	8,74	219,96
5200,00	22,43	80,75	3125,03	228,24	0,16	0,01293	7,28	228,17
Движение на V передаче								
900,00	7,16	25,76	1937,91	23,23	0,11	0,01030	9,86	181,67
1330,00	10,58	38,07	2017,98	50,74	0,11	0,01065	10,12	187,91
1760,00	14,00	50,38	2074,86	88,85	0,11	0,01114	10,18	196,55
2190,00	17,41	62,69	2108,56	137,56	0,11	0,01177	10,03	207,60
2620,00	20,83	75,00	2119,07	196,89	0,11	0,01253	9,68	221,05
3050,00	24,25	87,31	2106,40	266,82	0,10	0,01343	9,12	236,91
3480,00	27,67	99,62	2070,55	347,36	0,10	0,01447	8,36	255,18
3910,00	31,09	111,93	2011,51	438,50	0,09	0,01564	7,39	275,85
4340,00	34,51	124,24	1929,28	540,25	0,08	0,01695	6,22	298,93
4770,00	37,93	136,55	1823,87	652,61	0,07	0,01839	4,84	324,41
5200,00	41,35	148,86	1695,28	775,57	0,05	0,01997	3,26	352,30

Строим графики зависимостей  $P_k = f(V)$ ;  $P_w = f(V)$  (см. рис. 3.10)  $\psi = f(V)$  и  $D = f(V)$  (см. рис. 3.11).

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

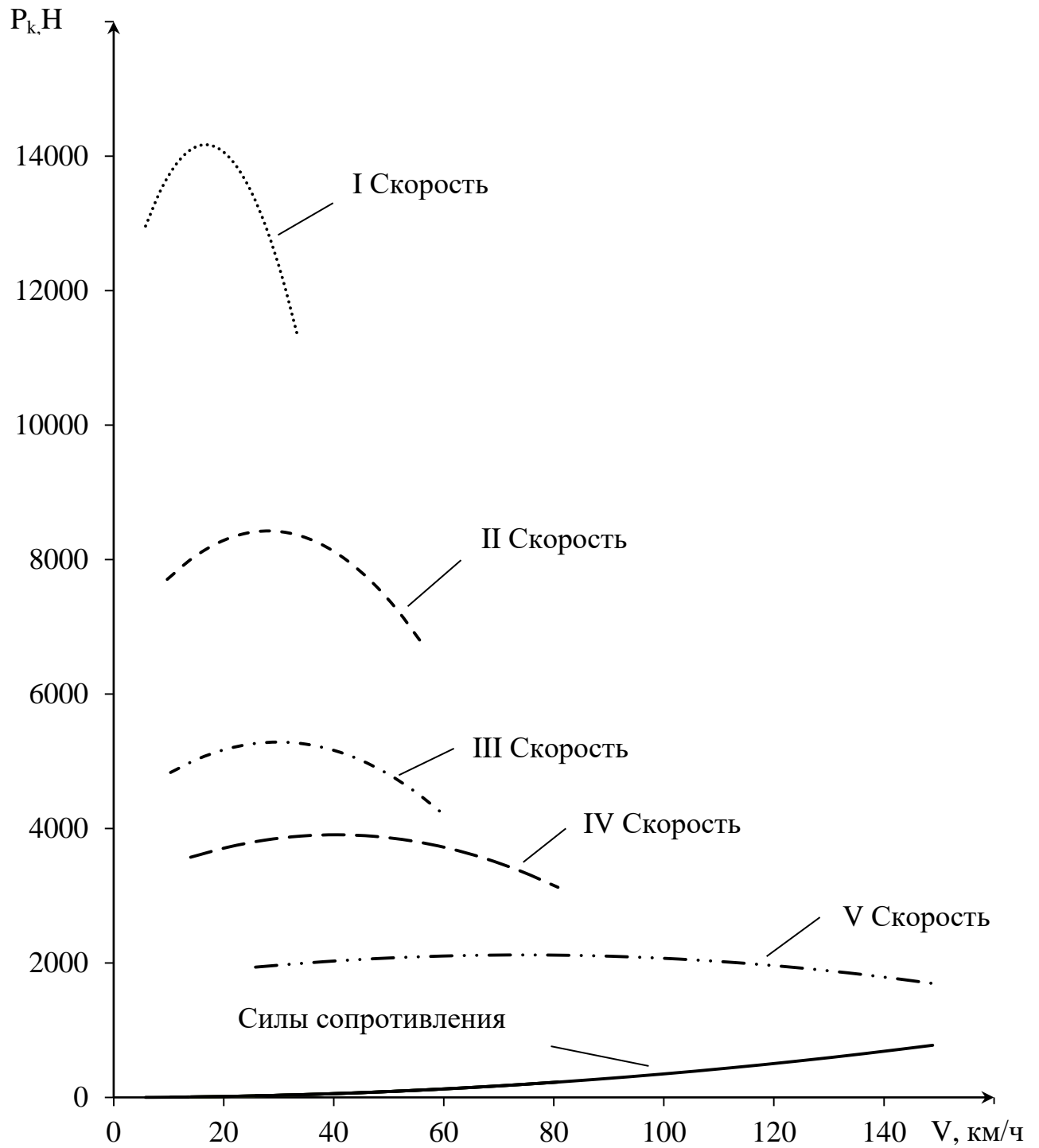


Рисунок 3.10 – Тяговый баланс автомобиля

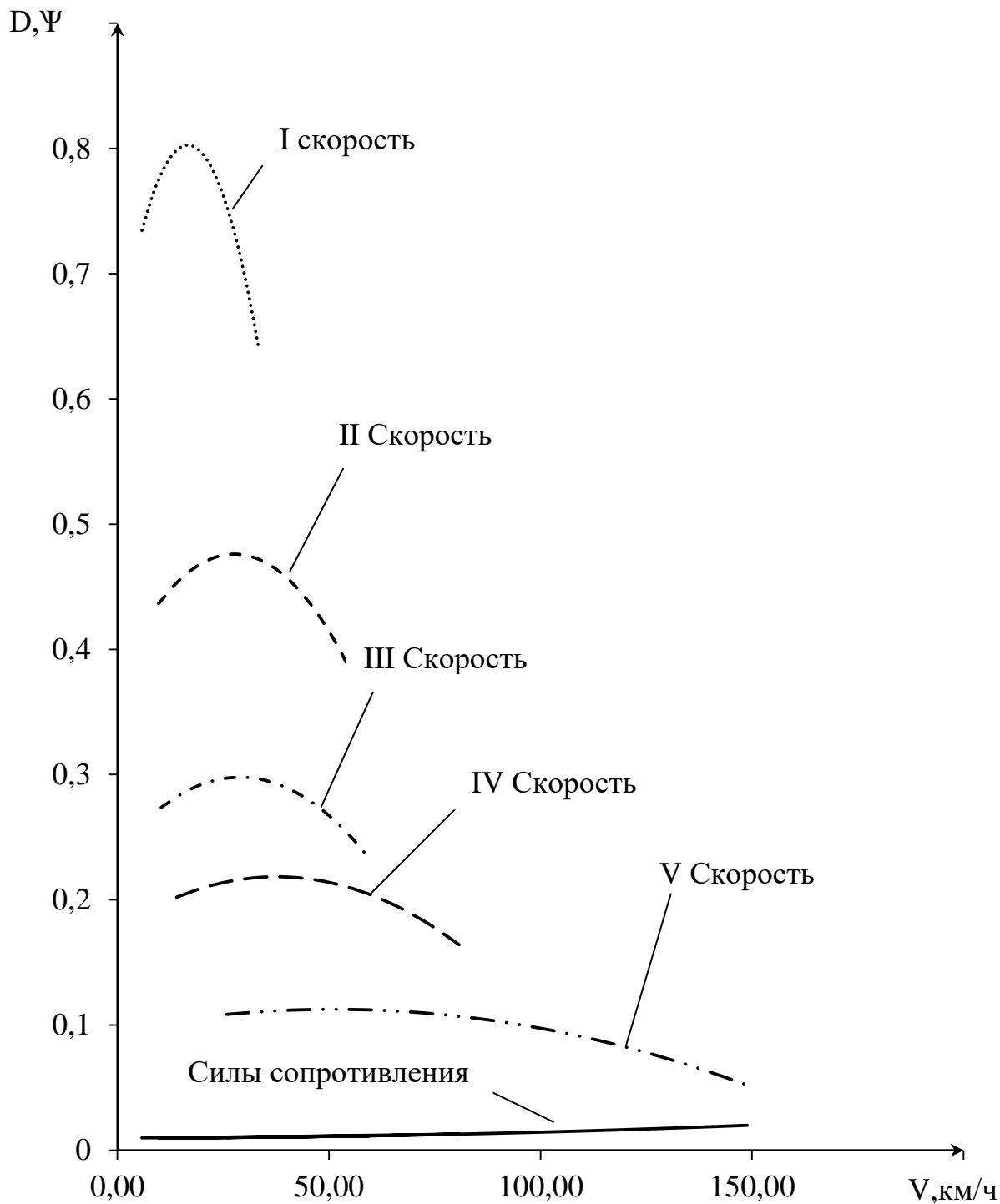


Рисунок 3.11 – Динамический баланс автомобиля

### 3.3.1 Ускорение автомобиля

Время равномерного движения автомобиля обычно мало по сравнению с общим временем его работы. Например, в городах оно составляет 15...25% времени движения, от 30 до 45% – ускоренное движение и 30...40% – движение накатом и торможение.

Показателями динамических свойств автомобиля при неравномерном движении служат величины ускорений, а также путь и время, необходимые для движения в определенном интервале изменения скорости.

Ускорение движения, которое может развивать автомобиль при заданных условиях, характеризует приемистость автомобиля: чем больше ускорение, тем выше при прочих равных условиях средняя скорость движения, а следовательно, и производительность автомобиля.

Ускорение автомобиля найдем по формуле:

$$j = (D - \Psi) \frac{g}{\delta}, \quad (49)$$

где  $j$  – ускорение автомобиля, м/с<sup>2</sup>;

$D$  – динамический фактор;

$\Psi$  – коэффициент сопротивления дороги;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

В этом уравнении величина, стоящая в скобках, определяется по динамическому балансу автомобиля отрезком, заключенным между кривой динамической характеристики и линией, соответствующей коэффициенту сопротивления дороги.

Коэффициент учета вращающихся масс автомобиля (коэффициент условного увеличения поступательно движущейся массы автомобиля):

$$\delta = 1 + \frac{J_m \dot{i}_{рд}^2 \dot{i}_к^2 \dot{i}_{дв}^2 \dot{i}_0^2 \eta_{тр} g}{r_d r_k G_a} + \frac{\sum J_k g}{r_d r_k G_a}, \quad (50)$$

где  $J_m$  – момент инерции вращающихся масс двигателя,  $J_m = 0,1...0,5$  Нмм<sup>2</sup>;

$\sum J_k$  – суммарный момент инерции колес,  $\sum J_k = 2,5...5,0$  Н·м·с<sup>2</sup>;

$\dot{i}_к$  – передаточное число коробки передач на выбранной передаче;

$\dot{i}_{рд}$  – передаточное число колесного редуктора = 1,5;

$\dot{i}_{дв}$  – передаточное число высшей передачи в раздаточной коробке;

$\dot{i}_0$  – передаточное число главной передачи;

$G_a$  – полный вес автомобиля, Н;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$r_d$  – динамический радиус колеса, м.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49



$r_k$  – радиус качения колеса, м;

$\eta_{TP}$  – КПД трансмиссии.

$$\delta_1 = 1 + \frac{0,3 \cdot 3,7^2 \cdot 1,2^2 \cdot 3,9^2 \cdot 1,5^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} = 2,17,$$

$$\delta_2 = 1 + \frac{0,3 \cdot 2,2^2 \cdot 1,2^2 \cdot 3,9^2 \cdot 1,5^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} = 1,43,$$

$$\delta_3 = 1 + \frac{0,3 \cdot 1,38^2 \cdot 1,2^2 \cdot 3,9^2 \cdot 1,5^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} = 1,18,$$

$$\delta_4 = 1 + \frac{0,3 \cdot 1,02^2 \cdot 1,2^2 \cdot 3,9^2 \cdot 1,5^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} = 1,11,$$

$$\delta_5 = 1 + \frac{0,3 \cdot 0,83^2 \cdot 1,2^2 \cdot 3,9^2 \cdot 1,5^2 \cdot 0,86 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} + \frac{4,0 \cdot 9,8}{0,29 \cdot 0,29 \cdot 17640} = 1,08,$$

Полученные значения ускорений внесем в таблицу 11.

Таблица 11 – Ускорение и обратное ускорения автомобиля

J1, м/с <sup>2</sup>	1/J1, с <sup>2</sup> /м	J2, м/с <sup>2</sup>	1/J2, с <sup>2</sup> /м	J3, м/с <sup>2</sup>	1/J3, с <sup>2</sup> /м	J4, м/с <sup>2</sup>	1/J4, с <sup>2</sup> /м	J5, м/с <sup>2</sup>	1/J5, с <sup>2</sup> /м
4,383	0,228	3,399	0,294	2,350	0,426	1,759	0,569	0,917	1,091
4,566	0,219	3,540	0,282	2,448	0,409	1,830	0,546	0,941	1,062
4,697	0,213	3,639	0,275	2,516	0,398	1,878	0,533	0,947	1,056
4,773	0,209	3,696	0,271	2,553	0,392	1,901	0,526	0,933	1,072
4,797	0,208	3,710	0,270	2,560	0,391	1,900	0,526	0,900	1,111
4,684	0,213	3,611	0,277	2,484	0,403	1,825	0,548	0,777	1,287
4,548	0,220	3,498	0,286	2,401	0,417	1,751	0,571	0,686	1,457
4,359	0,229	3,342	0,299	2,287	0,437	1,654	0,605	0,577	1,734
4,116	0,243	3,144	0,318	2,143	0,467	1,532	0,653	0,448	2,232
3,811	0,262	2,904	0,344	1,969	0,508	1,386	0,722	0,300	3,331

Строим кривые зависимости ускорений и обратных ускорений автомобиля от скорости движения (см. рисунок 3.12 и рисунок 3.13).

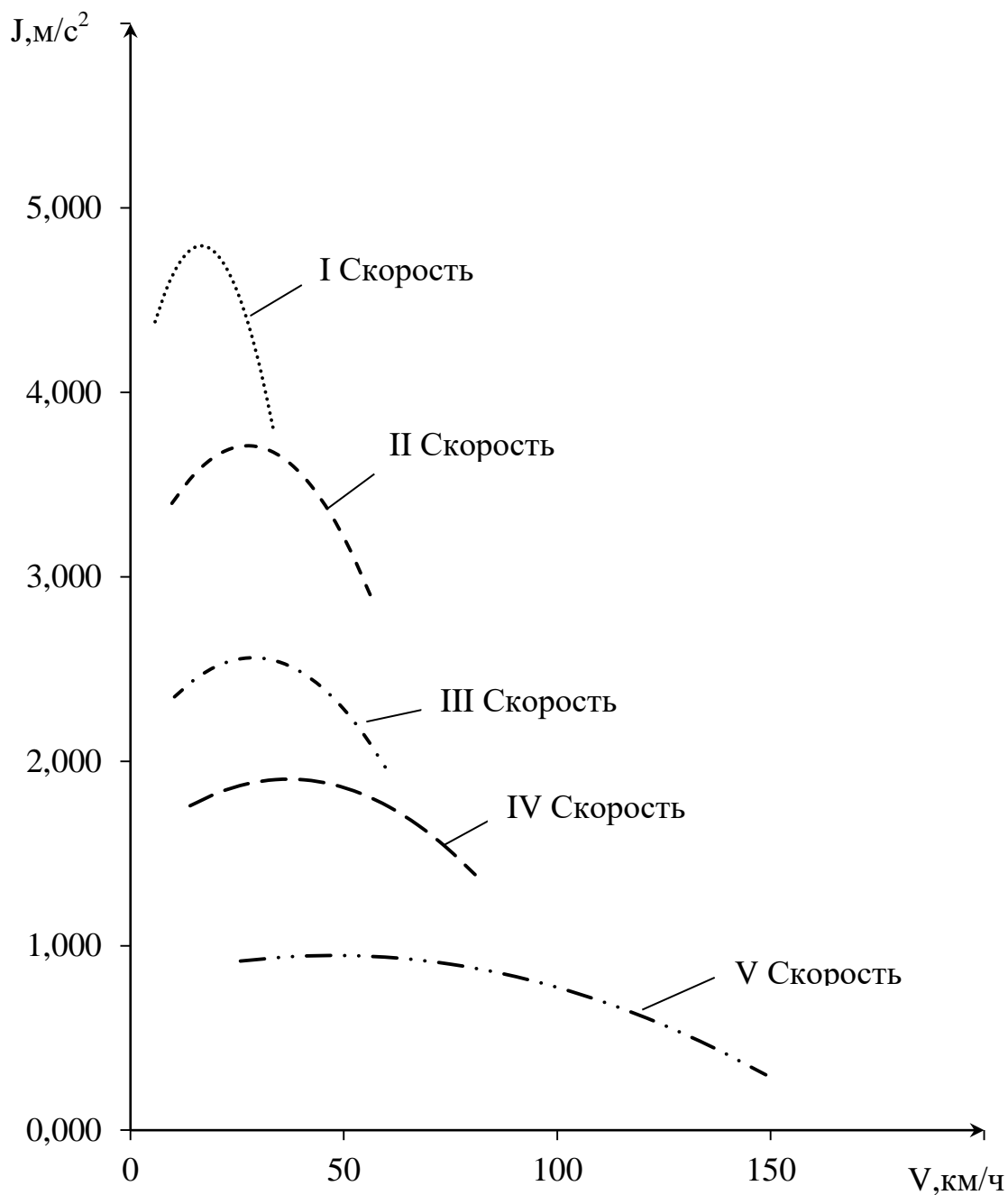


Рисунок 3.11 – График ускорений

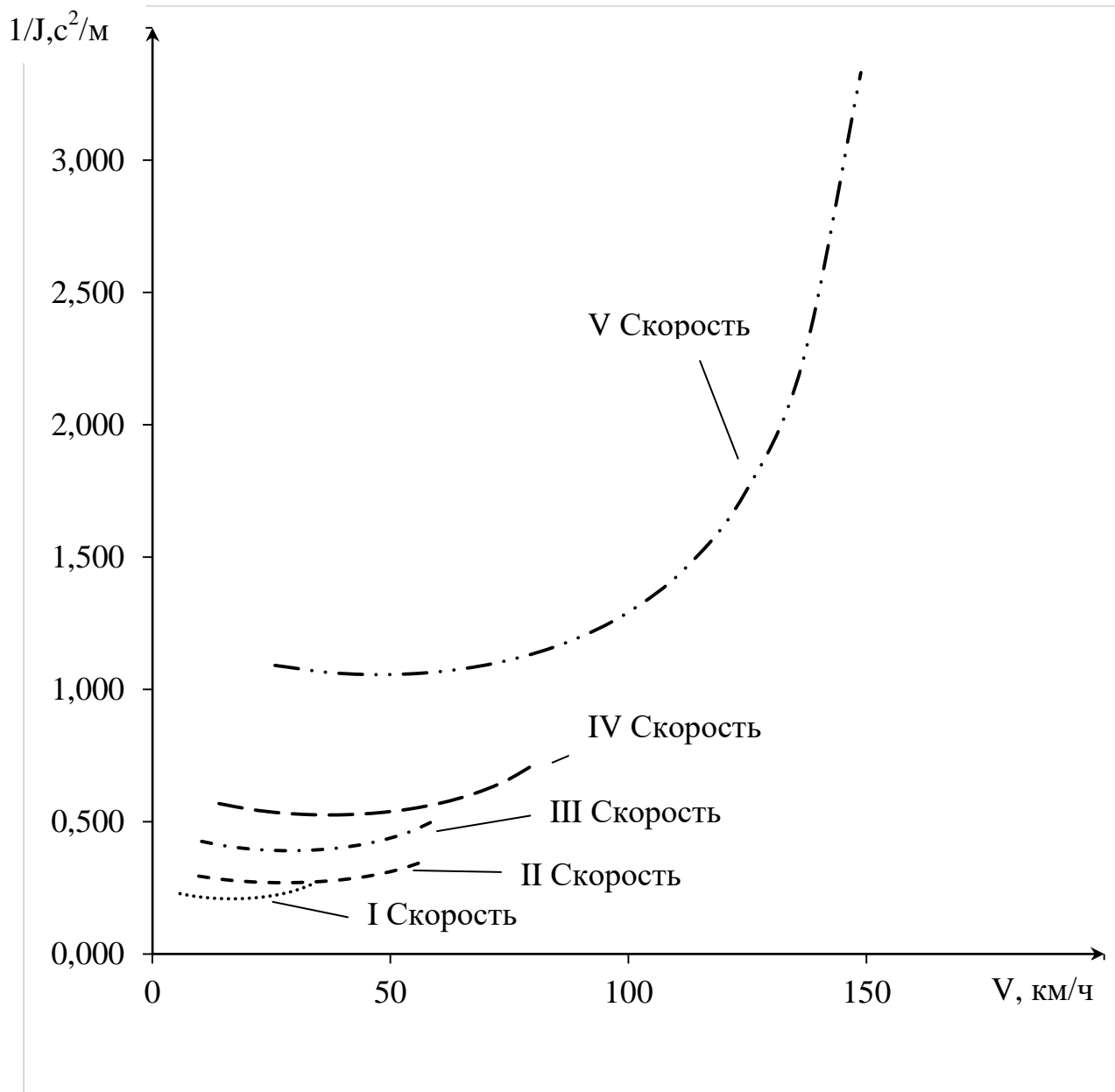


Рисунок 3.12 – График обратных ускорений

### 3.3.2 Определение времени и пути разгона

Ускорение, полностью характеризуя способность автомобиля к быстрому разгону, не дает достаточно наглядного представления о приемистости автомобиля. Поэтому определяют время и путь разгона, которые позволяют выявить приемистость автомобиля в более наглядной форме и сравнить автомобили по этим показателям.

Так как отсутствует аналитическая связь между обратным ускорением  $1/j$  и скоростью  $V$ , то время разгона обычно определяют графоаналитически.

Для построения зависимости времени разгона от скорости всю площадь под кривой  $1/j = f(V)$  разбивают вертикальными линиями на участки с интервалом скоростей 10 км/ч.

Для упрощения подсчета площадь каждого участка заменяют площадью равновеликого участка с высотой  $\frac{1}{j'_{cp}} = \frac{1/j_1 + 1/j_2}{2}$ , где  $1/j_1$  и  $1/j_2$  – обратные ускорения в начале и в конце интервала скорости. Тогда для участка, например, при изменении скорости от  $V_1$  до  $V_2$  время разгона:

$$t_1 = \frac{V_2 - V_1}{3,6j'_{cp}}. \quad (51)$$

где  $t_1$  – время, с;

$V_1$  – скорость в начале интервала, м/с;

$V_2$  – скорость в конце интервала, м/с;

$j$  – ускорение, м/с<sup>2</sup>.

Аналогично определяются  $t_2, t_3 \dots t_n$  по остальным участкам.

Путь разгона определяют из соотношения

$$V = \frac{dS}{dt}. \quad (52)$$

Этот интеграл решают также графоаналитически, используя график  $t = f(V)$ .

Для построения графика  $S = f(V)$  эту площадь разбивают горизонтальными линиями на несколько участков. Для упрощения подсчета площадь каждого участка заменяем площадью равновеликого участка с тем же основанием и высотой:

$$V'_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2}. \quad (53)$$

где  $V_1$  – скорость в начале участка, км/ч;

$V_2$  – скорость в конце участка, км/ч.

При изменении скорости от  $V_1$  до  $V_2$

$$S_1 = (t_2 - t_1) \frac{V'_{cp}}{3,6}. \quad (54)$$

где  $S_1$  – расстояние, м;

$t_2$  – время в конце интервала времени, с;

$t_1$  – время в начале интервала времени, с;

$V'_{cp}$  – средняя скорость на интервале, м/с.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

Аналогично определяются значения  $S_2, S_3 \dots S_n$  по остальным участкам. Полученные значения расчетных точек внесем в таблицу 12.

Таблица 12 – Определение времени и пути разгона

V, км/ч	t, с	S, м
0	0	0
10	1,11	3,10
20	2,12	11,68
30	2,52	21,09
40	3,14	34,68
50	4,12	56,96
60	5,65	93,85
70	6,63	128,74
80	7,94	176,66
90	10,25	255,77
100	11,59	321,66
110	13,34	407,20
120	16,65	555,32
135	21,67	811,89
145	24,53	988,44
150	29,87	1235,47

По найденным значениям построим график  $S = f(V)$  и  $t = f(V)$  (см. рис. 3.13).



Рисунок 3.12(а) – Время разгона автомобиля

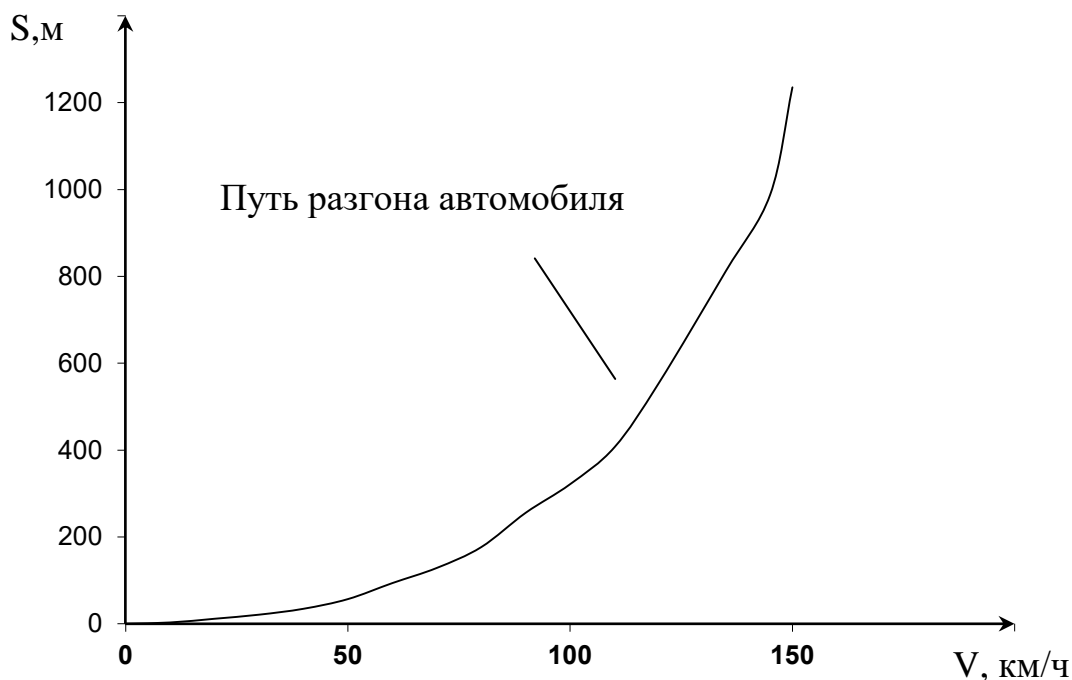


Рисунок 3.13 – Путь разгона автомобиля

### 3.3.3 Мощностной баланс

Для оценки тягово-скоростных свойств и тяговой экономичности используют уравнение мощностного баланса, которое иллюстрирует распределение мощности по видам сопротивления:

$$N_k = N_m \eta_{тр} = N_\psi + N_\omega + N_j, \quad (55)$$

где  $N_k$  – мощность на ведущих колесах, кВт;

$N_m$  – мощность двигателя при текущих оборотах, кВт;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;

$N_\psi$  – мощность на преодоление сопротивления дороги, кВт;

$N_\omega$  – мощность на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

$N_j$  – разность мощности подводимая к ведущим колесам, кВт.

Разность мощности подводимая к ведущим колесам есть:

$$N_j = N_k - (N_\psi + N_\omega) \quad \text{кВт} . \quad (56)$$

Определим значения мощности, найденные значения запишем в таблицу 13 и в таблицу 14.

Таблица 13 – Тягово-скоростные свойства

I передача			II передача			III передача		
п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	V, км/ч	п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	V, км/ч	п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	V, км/ч
900	16,17	5,7795	900	16,17	9,72	900	16,17	10,331
1330	24,88	8,5409	1330	24,88	14,36	1330	24,88	15,266
1760	33,85	11,302	1760	33,85	19,01	1760	33,85	20,202
2190	42,81	14,064	2190	42,81	23,65	2190	42,81	25,138
2620	51,47	16,825	2620	51,47	28,3	2620	51,47	30,073
3050	59,56	19,586	3050	59,56	32,94	3050	59,56	35,009
3480	66,8	22,348	3480	66,8	37,58	3480	66,8	39,945
3910	72,91	25,109	3910	72,91	42,23	3910	72,91	44,881
4340	77,62	27,87	4340	77,62	46,87	4340	77,62	49,816
4770	80,65	30,632	4770	80,65	51,52	4770	80,65	54,752
5200	81,72	33,393	5200	81,72	56,16	5200	81,72	59,688
IV передача			V передача					
п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт	п, мин <sup>-1</sup>	Nm, кВт			
900	16,17	900	16,17	900	16,17			
1330	24,88	1330	24,88	1330	24,88			
1760	33,85	1760	33,85	1760	33,85			
2190	42,81	2190	42,81	2190	42,81			
2620	51,47	2620	51,47	2620	51,47			
3050	59,56	3050	59,56	3050	59,56			
3480	66,8	3480	66,8	3480	66,8			
3910	72,91	3910	72,91	3910	72,91			
4340	77,62	4340	77,62	4340	77,62			
4770	80,65	4770	80,65	4770	80,65			
5200	81,72	5200	81,72	5200	81,72			

Таблица 14 – Мощностной баланс

V, км/ч	P <sub>ω</sub> , Н	ψ	Pψ, Н	Nψ/η, кВт	N <sub>ψ</sub> +N <sub>ω</sub> /η, кВт
0	0	0,010015031	176,6651531	0,00	0,00
15	8,5	0,010108055	178,31	1,96	3,13
30	32,14	0,010422231	183,69	3,11	6,58
45	71,22	0,010915717	192,55	6,41	10,63
60	125,65	0,011615537	204,90	10,08	15,61
75	195,43	0,012512684	220,72	14,30	21,81
90	280,56	0,013607158	240,03	19,25	29,52
105	357,73	0,014599342	257,53	25,12	37,99
120	513,55	0,016602721	292,87	31,44	51,61
135	652,61	0,018390681	324,41	40,87	66,29
150	775,57	0,019971653	352,30	50,93	81,74

По найденным значениям строим график мощностного баланса (см. рисунок 3.14).

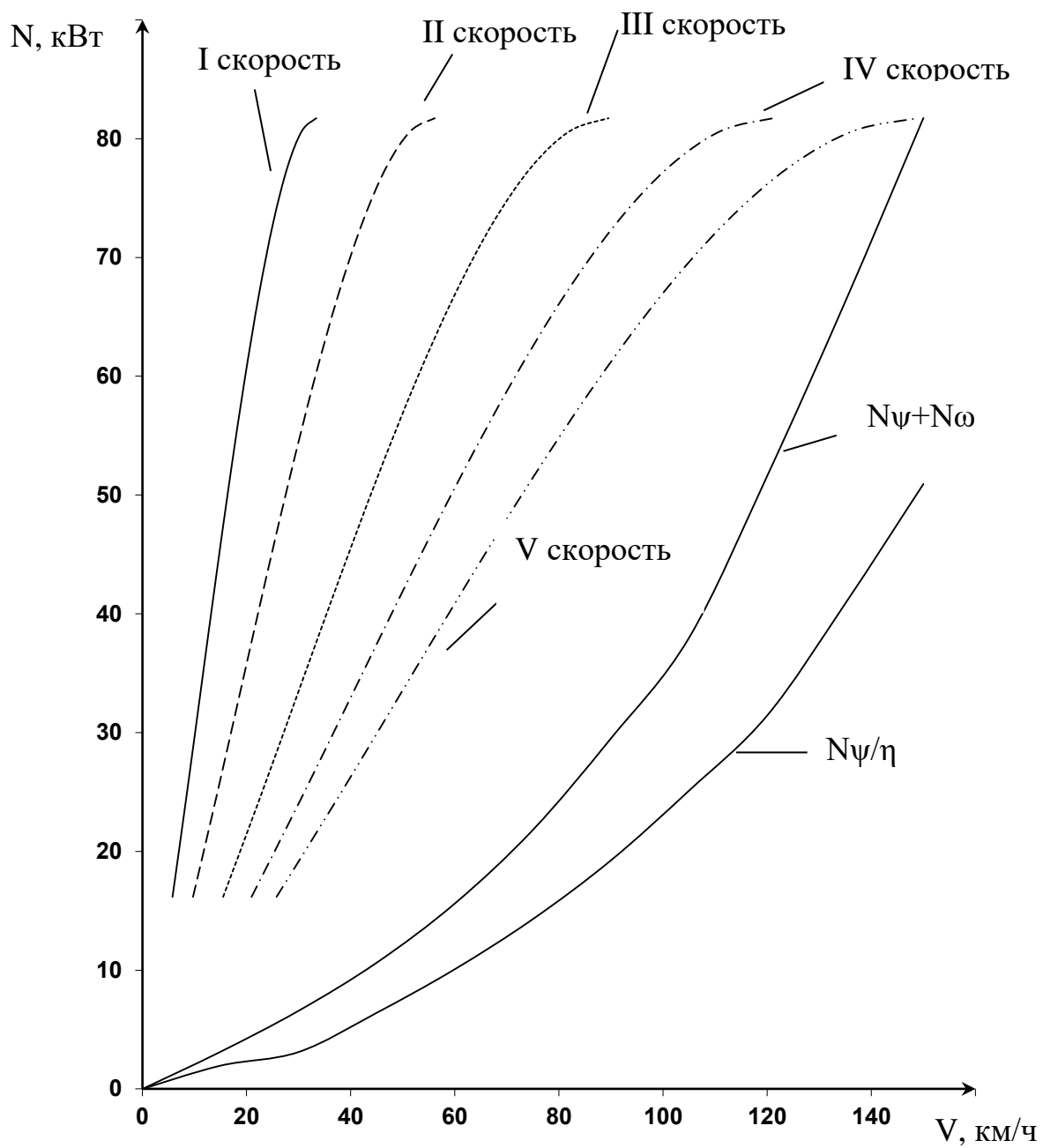


Рисунок 3.14 – Мощностной баланс



### 3.3.4 Топливная экономичность автомобиля

Топливная экономичность характеризует способность автомобиля выполнять перевозки с минимальным расходом топлива.

Топливная экономичность зависит от:

- совершенства конструкции двигателя и всего автомобиля;
- квалификации водителя;
- организации транспортного потока;
- дорожно-климатических условий.

Топливную экономичность необходимо рассчитывать при установившемся и неустановившемся движении. При установившемся движении расчет ведется на высшей передаче, здесь же необходимо рассчитать расход топлива при некотором значении ускорения. При неустановившемся движении, с максимальной интенсивностью разгона строится на каждой передаче.

При установившемся движении скорость постоянна и ускорение равно нулю:

$$N_k = N_\psi + N_\omega, \quad P_k = P_\psi + P_\omega. \quad (57)$$

При неустановившемся движении скорость не постоянна и ускорение не равно нулю:

$$N_k = N_\psi + N_\omega + N_j = VP_k = V(P_\psi + P_\omega + P_j). \quad (58)$$

Для построения графика зависимости расхода топлива от скорости движения воспользуемся следующей формулой:

$$Q = \frac{g_e (N_\psi + N_\omega + N_j)}{10\eta_{тр} V}, \quad (59)$$

где  $Q$  – расход топлива при текущей скорости движения, кг/100км ;

$g_e$  – удельный эффективный расход топлива, г/кВтч;

$V$  – текущая скорость движения, км/ч;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;

$N_\psi$  – мощность на преодоление сопротивления дороги, кВт;

$N_\omega$  – мощность на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

$N_j$  – разность мощности подводимая к ведущим колесам, кВт.

Удельный эффективный расход топлива определяется по следующей формуле:

$$g_e = g_N K_u K_\omega, \quad (60)$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		58

где  $g_N$  – удельный расход топлива при максимальной мощности, г/кВтч;  
 $K_u$  – коэффициент использования мощности двигателя;  
 $K_\omega$  – коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала.

$$K_u = 3,27 - 8,22U + 9,13U^2 - 3,18U^3, \quad (61)$$

$$K_\omega = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3, \quad (62)$$

где  $U$  – степень использования мощности

$$U = (N_\psi + N_\omega + N_j) / (N_m \eta_{тр}), \quad (63)$$

$E$  – степень использования оборотов двигателя

$$E = \omega_m / \omega_N. \quad (64)$$

Найденные значения расхода топлива при установившемся движении представлены в таблице 15.

Таблица 15 – Расход топлива

V, м/с	V, км/ч	U	KU	E	K $\omega$	ge, г/кВтч	Q, кг/100 км
7,21	25,76	0,093	2,581	0,148	1,123	957,44	8,77
10,66	38,07	0,111	2,460	0,233	1,069	868,10	10,00
14,11	50,38	0,140	2,286	0,31	1,026	774,42	11,57
17,55	62,69	0,179	2,072	0,403	0,994	680,06	13,20
21,00	75,00	0,228	1,831	0,489	0,972	587,55	14,65
24,45	87,31	0,289	1,577	0,574	0,959	499,30	15,74
27,89	99,62	0,365	1,329	0,659	0,954	418,68	16,39
31,34	111,93	0,459	1,111	0,744	0,957	351,04	16,80
34,79	124,24	0,577	0,955	0,829	0,966	304,69	17,55
38,23	136,55	0,725	0,897	0,914	0,980	290,51	19,87
41,68	148,86	0,917	0,957	1	1	316,10	25,37

Зададим ускорение  $j = 0,153$  м/с<sup>2</sup>. Найденные значения расхода топлива при движения автомобиля на высшей передаче при определенном ускорении представлены в таблице 16.

Таблица 16 – Топливная экономичность на высшей передаче при заданном ускорении

V, м/с	V, км/ч	U	KU	E	K $\omega$	g $\epsilon$ , г/кВтч	Q, кг/100км	
7,21	25,76	0,180	2,067	0,148	1,123	766,74	13,60	
10,66	38,07	0,194	1,990	0,233	1,069	702,44	14,11	
14,11	50,38	0,220	1,865	0,31	1,026	631,63	14,85	
17,55	62,69	0,257	1,702	0,403	0,994	558,52	15,63	
21,00	75,00	0,306	1,516	0,489	0,972	486,35	16,30	
24,45	87,31	0,368	1,321	0,574	0,959	418,33	16,77	
27,89	99,62	0,445	1,138	0,659	0,954	358,53	17,11	
31,34	111,93	0,542	0,990	0,744	0,957	312,78	17,64	
34,79	124,24	0,663	0,906	0,829	0,966	289,05	19,12	
38,23	136,55	0,816	0,914	0,914	0,980	295,85	22,77	
41,68	148,86	Ускорение $j = 0,153 \text{ м/с}^2$ не обеспечивается						

По данным таблицы 15 и таблицы 16 строим экономическую характеристику автомобиля (см. рис. 3.15).

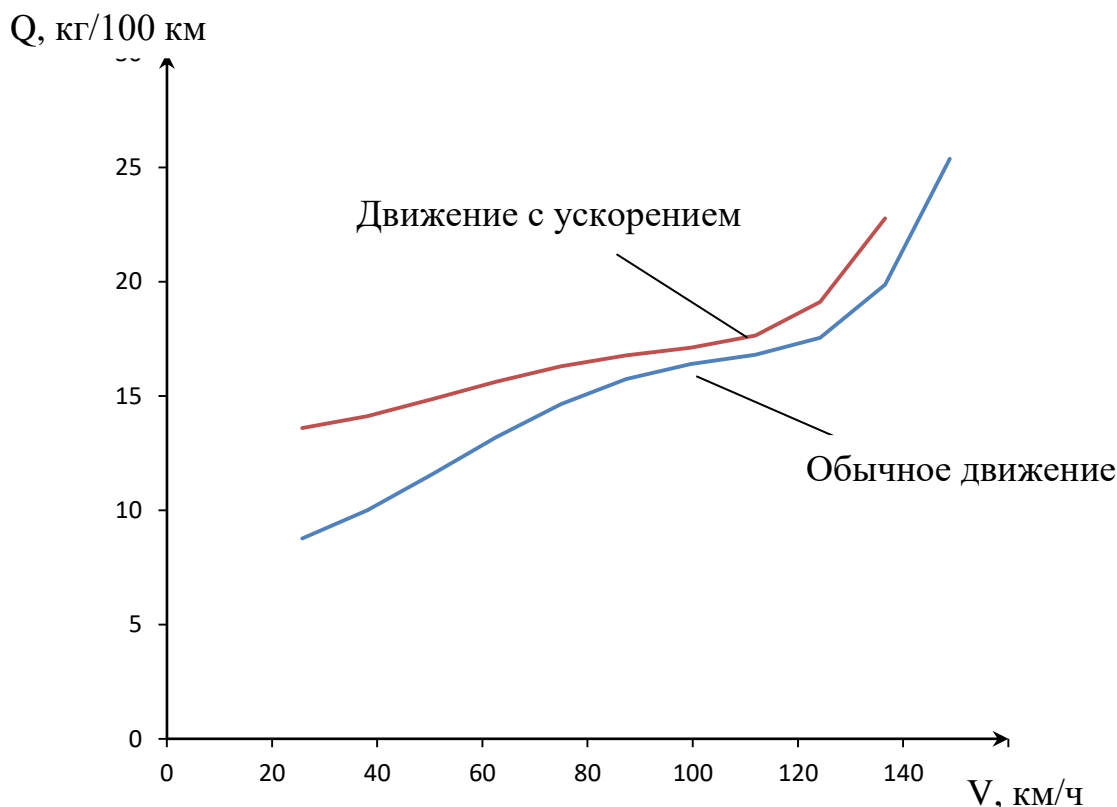


Рисунок 3.15 – Топливная экономичность на высшей передаче при заданном ускорении

Определим расход топлива при движении на каждой передаче. Найденные значения запишем в таблицу 17 и построим график (см. рис. 3.16).

Таблица 17 – Расход топлива

V, м/с	V, км/ч	N <sub>ψ</sub> , кВт	N <sub>ω</sub> , кВт	N <sub>j</sub> , кВт	ge, г/кВтч	Q, кг/100 км
Движение на I передаче						
1,62	5,78	0,326	0,0017	9,695	445,9	103,8
2,39	8,54	0,514	0,0068	15,979	424,5	103,3
3,16	11,30	0,703	0,0174	22,529	407,3	102,4
3,94	14,06	0,893	0,0355	29,073	394,9	101,1
4,71	16,82	1,086	0,0631	35,442	386,2	99,6
5,48	19,59	1,281	0,1021	41,426	380,8	97,8
6,26	22,35	1,479	0,1547	46,713	379,1	95,8
7,03	25,11	1,680	0,2227	51,294	379,4	93,4
7,80	27,87	1,884	0,3082	54,734	382,5	90,4
8,58	30,63	2,093	0,4132	56,784	388,3	86,7
9,35	33,39	2,306	0,5397	57,52	394,6	82,1
Движение на II передаче						
2,72	9,72	0,588	0,0103	13,391	353,5	63,7
4,02	14,36	0,931	0,0402	22,072	336,3	63,4
5,32	19,01	1,281	0,1022	31,08	322,8	62,9
6,62	23,65	1,64	0,2079	40,104	312,6	62,1
7,92	28,30	2,01	0,369	48,817	305,6	61,2
9,22	32,94	2,394	0,5975	56,914	301,4	60,1
10,52	37,58	2,794	0,9047	63,888	300,2	58,8
11,82	42,23	3,214	1,3024	69,937	300,4	57,4
13,12	46,87	3,655	1,8024	74,245	303,02	55,6
14,42	51,52	4,119	2,4163	76,643	307,2	53,4
15,73	56,16	4,610	3,1558	76,84	312,8	50,6
Движение на III передаче						
4,34	15,50	0,946	0,042	14,688	337,9	42,7
6,41	22,90	1,509	0,164	24,163	321,4	42,5
8,48	30,30	2,099	0,416	33,896	308,4	42,2
10,56	37,71	2,727	0,847	43,5	298,7	41,7
12,63	45,11	3,401	1,505	52,58	292,06	41,1
14,70	52,51	4,133	2,436	60,741	288,06	40,4
16,78	59,92	4,932	3,688	67,591	286,4	39,6
18,85	67,32	5,807	5,310	72,734	287,09	38,7
20,92	74,72	6,769	7,349	75,737	289,6	37,5
23,00	82,13	7,828	9,852	76,28	293,6	36,1
25,07	89,53	8,994	12,867	73,934	299,08	34,3
Движение на IV передаче						
5,87	20,96	1,44	0,143	14,83	334,5	29,4

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

8,67	30,98	2,335	0,558	24,177	318,2	29,3
11,48	41,00	3,324	1,419	33,439	305,3	29,1
14,28	51,01	4,439	2,887	42,117	295,7	28,8
17,09	61,03	5,714	5,126	49,62	289,08	28,4
19,89	71,05	7,183	8,298	55,432	285,1	28,02
22,70	81,06	8,881	12,56	59,013	283,5	27,5
25,50	91,08	10,84	18,088	59,825	284,1	26,9
28,31	101,10	13,09	25,031	57,327	286,6	26,2
31,11	111,11	15,679	33,557	50,98	290,7	25,3
33,92	121,13	18,626	43,827	40,246	296,3	24,2
Движение на V передаче						
7,21	25,76	1,919	0,324	14,456	333,7	22,7
10,66	38,07	3,178	1,265	23,117	317,4	22,7
14,11	50,38	4,646	3,214	31,073	304,6	22,5
17,55	62,69	6,401	6,540	37,545	294,9	22,3
21,00	75,00	8,52	11,611	41,756	288,3	22,1
24,45	87,31	11,078	18,794	42,924	284,3	21,8
27,89	99,62	14,152	28,456	40,273	282,8	21,5
31,34	111,93	17,819	40,967	33,022	283,5	21,1
34,79	124,24	22,156	56,693	20,316	286,1	20,7
38,23	136,55	27,239	76,003	1,53	290,6	20,1
41,68	148,86	33,144	99,263	0,471	316,6	19,5

Q, кг/100 км

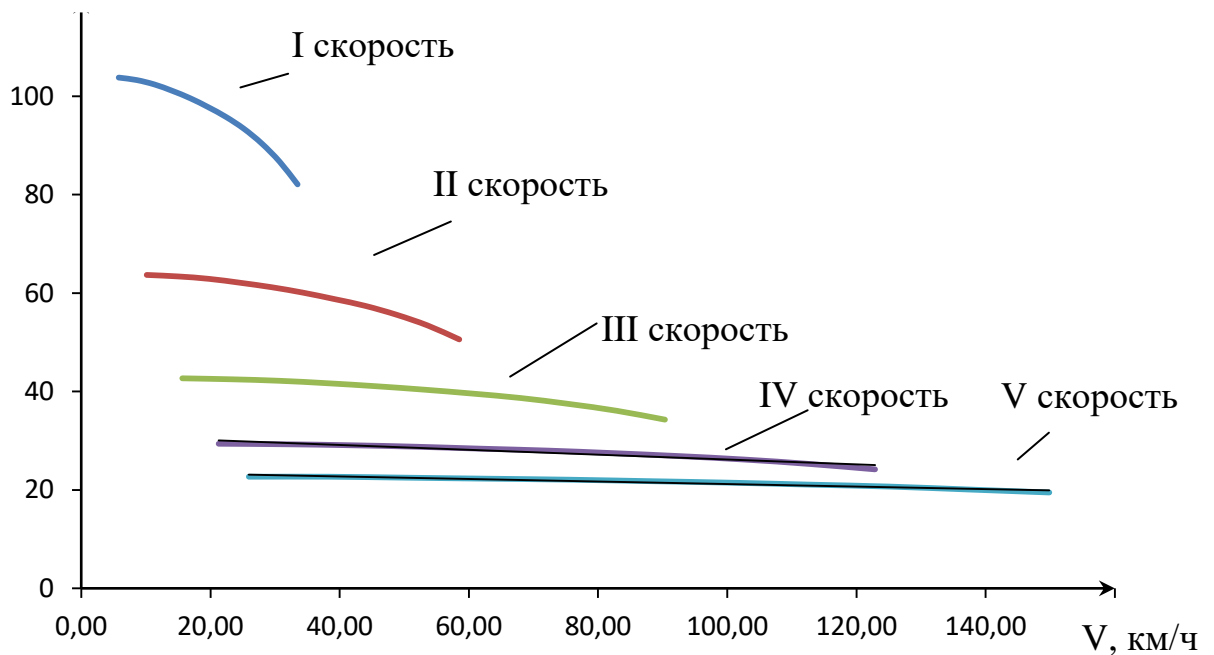


Рисунок 3.16 – Расход топлива при движении на каждой передаче

### 3.4 Расчет зубчатых зацеплений для переднего колесного редуктора

Проведем вычисления для переднего колесного редуктора, для этого вычислим основные параметры с учетом выбора материала.

Наибольшее применение в редукторах находят стальные зубчатые колеса. Механические характеристики сталей, используемых для изготовления зубчатых колес, приведены в таблице 18.

Таблица 18 – Механические характеристики сталей

Колесо $Z_2$	Шестерня $Z_1$
Сталь 15ХГН2ТА цементация HB <sub>1</sub> =269 HRC <sub>1</sub> =58...64 HRC <sub>1cp</sub> =61 $\sigma_{T1}$ =735 МПа $\sigma_{b1}$ =930 МПа	Сталь 15ХГН2ТА цементация HB <sub>1</sub> =269 HRC <sub>2</sub> =58...64 HRC <sub>2cp</sub> =61 $\sigma_{T2}$ = 735 МПа $\sigma_{b2}$ =930 МПа

Зададим общее передаточное число привода:

$$i_{ред} = 1,5;$$

Далее вычислим мощности на ведущем валу колесного редуктора,

$$N_1 = N_e \eta_{тр}, \text{ кВт}; \quad (65)$$

$$N_1 = 61 \cdot 0,88 = 53,68;$$

где  $N_e$  – номинальная мощность ДВС:

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии.

Определим мощности на ведомом валу колесного редуктора:

$$N_2 = N_1 \eta_{ред}; \quad (66)$$

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

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

Вычислим частоты вращения ведущего вала

$$n_1 = \frac{n_{Ne}}{i_{1,кпп}} i_{н.ркпп} i_{гп} \text{ мин}^{-1};$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

где  $n_{Ne}$  – обороты коленчатого вала ДВС, при номинальной мощности

$$n_1 = \frac{5000}{3,67} 2,135 \cdot 3,9 = 163,62 \text{ мин}^{-1};$$

Вычисли частоты вращения ведомого вала

$$n_2 = n_1 / i_{ред} \text{ мин}^{-1};$$

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

Далее определим момент на ведущем валу редуктора. Моменты рассчитываются при условии нахождения всех колес АТС на поверхности дорожного покрытия:

$$M_1 = M_{Nmax} i_{1.кпп} i_{н.ркпп} i_{гп} \eta_{трансм} / 4, \text{ Нм}; \quad (67)$$

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

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

$i_{н.ркпп}$  – передаточное отношение РКПП на понижающей передаче:

$i_{гп}$  – передаточное отношение главной пары:

$M_{Nmax}$  – момент, развиваемый ДВС при оборотах максимальной мощности:

Проводим вычисление момента на ведомом валу редуктора:

$$M_2 = M_1 \eta_{ред} i_{ред} \text{ Нм};$$

$$M_2 = 783,2 \cdot 0,95 \cdot 1,5 = 1116,06 \text{ Нм};$$

где  $i_{ред}$  – передаточное отношение колесного редуктора

Результаты расчётов заносим в таблицу 19:

Таблица 19 - Промежуточные данные

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

Проведем расчеты допускаемых контактных напряжений. Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле:

$$\delta_{HP} = \frac{\delta_{HlimKHL}}{S_{H1}} \text{ МПа}; \quad (68)$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

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:

$$\delta_{Hlim} = 23HRC \text{ МПа};$$

$$S_H = 1,2;$$

$$K_{HLmax} = 1,8;$$

коэффициент долговечности:

$$K_{H1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}};$$

где  $N_{H0}$  – 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:

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

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

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

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

$$N_{H02} = N_{H01};$$

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65



Эквивалентное число циклов напряжений:

$$N_{HE} = \mu_h N_{\Sigma}; \quad (69)$$

где  $\mu_h$  – коэффициент эквивалентности, определяемый в зависимости от типового режима нагружения,

$N_{\Sigma}$  – суммарное число циклов нагружения передачи за весь срок службы;

$$N_{\Sigma} = 60 n c t_h;$$

где  $n$  – частота вращения колеса, Об/мин

$c$  – число зацеплений за один оборот колеса

$t_h$  – суммарное время работы передачи в часах

$$t_h = 365 L \cdot 24 K_r K_c ПВ;$$

где  $K_r$  – коэффициент использования передачи в течении года

$K_c$  – коэффициент использования передачи в течении суток

$L$  – срок службы передачи в годах

ПВ – относительная продолжительность включения

$$K_r = 0,3$$

$$K_c = 0,3$$

$$L = 3 \text{ года}$$

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

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

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

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

$$N_{HE2} = 0,25 \cdot 3,1 \cdot 10^6 = 7,75 \cdot 10^5;$$

$$K_{H11} = \sqrt[6]{\frac{20,35 \cdot 10^6}{1,16 \cdot 10^6}} = 1,48;$$

$$K_{H12} = \sqrt[6]{\frac{20,35 \cdot 10^6}{1,29 \cdot 10^6}} = 1,584;$$

Определим допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса:

$$\delta_{Hlim1} = 23 \cdot 61 = 1403 \text{ Мпа};$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

$$\delta_{Hlim2} = 23 \cdot 61 = 1403 \text{ Мпа};$$

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

$$\delta_{HP1} = \frac{1403 \cdot 1,584}{1,2} = 1852 \text{ Мпа};$$

допускаемые когтактные напряжения для прямозубой передачи:

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

Проведем расчет допускаемых напряжений изгиба. Эти напряжения вычисляют по формуле:

$$\delta_{FP} = \frac{\delta_{Flim} K_{FL} K_{FC}}{S_F}, \text{ Мпа}; \quad (70)$$

пределы изгибной выносливости зубьев (табличные данные):

$$\delta_{Flim1} = 800, \text{ Мпа};$$

$$\delta_{Flim2} = 800, \text{ Мпа};$$

коэффициенты безопасности при изгибе:

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

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

коэффициенты, учитывающие влияние двусторонней приложения нагрузки, для реверсивного привода:

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

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

коэффициенты долговечности:

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

где  $q$  – показатель степени кривой усталости,

$q_1 = 9, q_2 = 9$  (табличные данные),

$N_{F0}$  – базовое число циклов при изгибе,

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Эквивалентное число циклов при изгибе:

$$N_{FE} = \mu_F N_{\Sigma};$$

где  $\mu_{F1} = 0,1$ ,  $\mu_{F2} = 0,1$  для средне – равновероятного режима (табличные данные),

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

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

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

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{3,1 \cdot 10^5}} = 1,329;$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

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

$$\delta_{FP2} = \frac{800 \cdot 1,329 \cdot 0,75}{1,65} = 531,6 \text{ Мпа};$$

Теперь проведем расчеты для вычисления межосевого расстояния согласно формуле:

$$a_w = K_a (i_{ред} - 1)^3 \sqrt{\frac{K_H M_1}{\psi_{ba} i_{ред} \delta_{HP}^2}}; \quad (71)$$

где  $K_a = 450$  для прямозубых передач

Коэффициент ширины зубчатого венца для прямозубых передач принимаем  $\psi_{ba} = 0,315$ . На этапе проектного расчета задаемся значением коэффициента контактной нагрузки  $K_H = 1,2$ . Тогда межосевое расстояние:

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

Примем значение межосевого расстояния для дальнейших вычислений (согласно табличным данным):

$$a_w = 50 \text{ мм};$$

Определим модуль числа зубьев и коэффициент смещения. Выбираем модуль:

$$m = 4;$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

Суммарное число зубьев передачи:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 a_w}{m};$$

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 50}{4} = 25;$$

Число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{i_{\text{ред}} - 1};$$

$$Z_1 = \frac{25}{1,5 - 1} = 50;$$

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} + Z_1;$$

$$Z_2 = 50 + 25 = 75;$$

Фактическое передаточное число:

$$i_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1};$$

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

$$\Delta i = 100 \frac{i_{\text{ред}} i_{\phi}}{i_{\text{ред}}};$$

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

Поскольку  $Z_1 > 17$ , принимаем коэффициенты смещения  $x_1 = 0, x_2 = 0$ .

Вычислим ширину зубчатых венцов и диаметры колес. Ширину зубчатого венца шестерни определим по формуле:

$$b_{w1} = \psi_{ba} a_w;$$

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

Округлим  $b_{w1}$  до ближайшего числа, из ряда нормальных линейных размеров:

$$b_{w1} = 20 \text{ мм}$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Ширину зубчатого венца колеса  $b_{w2}$  принимают на 2...5 мм больше, чем  $b_{w1}$ .  
 Примем  $b_{w2} = 24$  мм;  
 диаметры окружностей зубчатых колес:  
 делительные окружности:

$$d = m Z, \text{ мм};$$

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

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

Диаметры окружностей вершин и впадин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m(1 + x_1), \text{ мм};$$

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

$$d_{f1} = d_1 - 2m(1,25 - x_1), \text{ мм};$$

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

$$d_{a2} = d_2 - 2m(1 - x_1 - 0,2), \text{ мм};$$

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

$$d_{f2} = d_2 + 2m(1,25 + x_1), \text{ мм};$$

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

в зацеплении:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{600000}, \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

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

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

Проведем проверочный расчет передачи. Проверка контактной прочности зубьев. Проверочный расчет зубьев на контактную прочность выполняем по формуле:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

$$\delta_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H M_1 (i_\phi - 1)^3}{b_{w2} i_\phi}}, \text{ МПа}; \quad (72)$$

где  $Z_\sigma = 9600$  для прямозубых передач.

Коэффициент контактной нагрузки:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV};$$

коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями:

$$K_{H\alpha} = 1 + A (n_{ст} - 5) K_w;$$

где  $A=0,06$  для прямозубых передач:

$K_w$  – коэффициент, учитывающий приработку зубьев;  
при  $HB \leq 350$  для определения  $K_w$  используется выражение:

$$K_w = 0,002 HB_2 + 0,036 (v - 9);$$

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

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

коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_w;$$

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:

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

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

по значению  $\psi_{bd}$  определим  $K_{H\beta}^0$  методом линейной интерполяции:

$$K_{H\beta}^0 = 1,08;$$

тогда:  $K_{H\beta} = 1 + (1,08 - 1) 0,219 = 1,01752$ ;

динамический коэффициент определим методом линейной интерполяции:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

$$K_{HV} = 1,05;$$

окончательно найдем  $K_H$  и  $\delta_H$ :

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

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

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

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

$$\Delta\delta_H = 100 \frac{\delta_{HP} - \delta_H}{\delta_{HP}};$$

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

Проведем проверку изгибной прочности зубьев. Напряжения изгиба в зубе шестерни:

$$\delta_F = Y_F \frac{2000 M_1 K_F}{b_w d m}, \text{ МПа};$$

Коэффициент формы зуба при  $x=0$  равен:

$$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{Z_V};$$

где  $Z_V$  – число зубьев.

Для передач внутреннего зацепления коэффициент  $Y_F$ :

$$Y_{F1} = 3,8;$$

$$Y_{F2} = 3,75;$$

Коэффициент нагрузки при изгибе:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV};$$

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

$$K_{F\alpha} = 1 \text{ (для прямозубых передач),}$$

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 K_{H\beta}^0;$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

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

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

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

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

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

Напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\delta_{F2} = \frac{\delta_{F1} b_{w1} Y_{F2}}{b_{w2} Y_{F1}}, \text{ МПа};$$

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

Определим окружную силу согласно формуле:

$$F_t = \frac{2000 M_1}{d_1} \text{ Н}; \quad (73)$$

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

Определим распорную силу по формуле:

$$F_r = F_t \tan a_w, \text{ Н}; \quad (74)$$

$$F_r = 7830 \text{ tg } 40 = 6571,8 \text{ Н};$$

### 3.5 Расчет зубчатых зацеплений для заднего колесного редуктора

Далее проведем расчет зубчатых зацеплений для заднего колесного редуктора. Расчет проведен аналогично, расчету для переднего редуктора. Результаты расчетов представлены ниже:

Таблица 20 – Входные данные

Колесо $Z_2$	Шестерня $Z_1$
Сталь 15ХГН2ТА цементация HB <sub>1</sub> =269 HRC <sub>1</sub> =58...64 HRC <sub>1cp</sub> =61 $\sigma_{T1}$ =735 МПа $\sigma_{b1}$ =930 МПа	Сталь 15ХГН2ТА цементация HB <sub>1</sub> =269 HRC <sub>2</sub> =58...64 HRC <sub>2cp</sub> =61 $\sigma_{T2}$ = 735 МПа $\sigma_{b2}$ =930 МПа



Общее передаточное число привода:

$$i_{ред} = 1,5;$$

Таблица 21 – Крутящий момент на вале редуктора:

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

Значение межосевого расстояния, согласно табличным данным:

$$a_w = 50\text{мм};$$

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:

$$b_{w1} = 20\text{мм}.$$

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:

$$d_1 = 200\text{мм};$$

$$d_2 = 300\text{мм};$$

Проверка контактной прочности зубьев.

Окончательно найдем  $K_H$  и  $\delta_H$ :

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

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

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

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

$$\Delta\delta_H = 100 \frac{\delta_{HP} - \delta_H}{\delta_{HP}};$$

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

Проверка изгибной прочности зубьев.

Напряжение изгиба в зубьях колеса:

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

Определим окружную силу:

$$F_t = 7832 \text{ Н};$$

и распорную силу:

$$F_r = 6571,8 \text{ Н};$$

### 3.6 Расчет ведущего вала переднего колесного редуктора

Выберем исходные данные для расчета:

момент на валу  $M_1 = 783,2 \text{ Нм}$

силы, приложенные к валу со стороны зацепления:

Окружная  $F_t = 7832 \text{ Н}$

Распорная  $F_r = 6571,8 \text{ Н}$

Заданы длины участков, размеры которых показаны на рисунке 3.18.

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  $d_{II} = 40 \text{ мм}$

Диаметр участка вала со шлицами  $d_{III} = 24 \text{ мм}$

Материал вала сталь 15ХГН2ТА, термообработка – закалка в ТВЧ

$\sigma_b = 930 \text{ МПа}$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

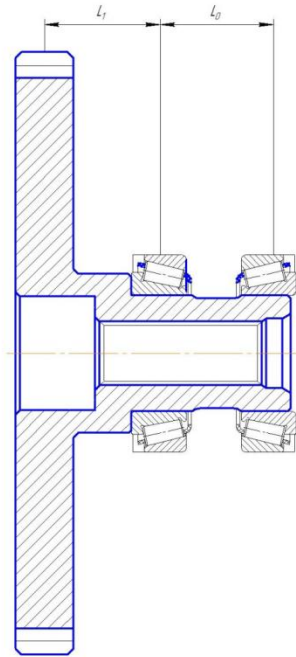


Рисунок 3.18 – Компоновка ведущего вала заднего колесного редуктора

Определим опорные реакции. Реакции в горизонтальной плоскости:

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

$$\Sigma F_x = 0; F_r + R_{2r} - R_{1r} = 0 \rightarrow R_{2r} = R_{1r} - F_r;$$

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

Реакции вертикальной плоскости:

$$\begin{aligned} \Sigma M_3 = 0; -R_{1B} (L_1 + L_0) + F_t L_0 = 0 \rightarrow R_{1B} &= \frac{F_t (L_1 + L_0)}{L_0} = \frac{7,832 (40 + 37,5)}{37,5} = \\ &= 16,1861 \text{кН}; \end{aligned}$$

$$\Sigma F_y = 0; F_t + R_{2B} - R_{1B} = 0 \rightarrow R_{2B} = R_{1B} - F_t;$$

$$R_{2B} = 16,1861 - 7,832 = 8,3541;$$

По полученным данным построим эпюры изгибающих моментов (рисунок 3.19).

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости

2 участок [0-1]

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

$$M_{x1} = F_r \cdot 0 = 6,5718 \cdot 0 = 0 \text{ Нм};$$

2 участок [0-2)

$$M_{x2} = F_r L_1 = 6,5718 \cdot 40 = 262,872 \text{ кНм};$$

3 участок [0-2]

$$M_{x3} = F_r L_1 - R_{1r} \cdot 0 = 6,5718 \cdot 40 = 262,872 \text{ кНм};$$

4 участок [0-3)

5

$$M_{x4} = F_r (L_1 + L_0) - R_{1r} L_0 = 6,5718 (40 + 37,5) - 13,5817 \cdot 37,5 = 0 \text{ Нм};$$

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости

2 участок [0-1]

$$M_{y1} = F_t \cdot 0 = 7,832 \cdot 0 = 0 \text{ Нм};$$

2 участок [0-2)

$$M_{y2} = F_t L_1 = 7,832 \cdot 40 = 313,28 \text{ кНм};$$

3 участок [0-2]

$$M_{y3} = F_t L_1 - R_{1r} \cdot 0 = 7,832 \cdot 40 = 313,28 \text{ кНм};$$

3 участок [0-3)

$$M_{y4} = F_t (L_1 + L_0) - R_{1r} L_0 = 7,832(40 + 37,5) - 16,1861 \cdot 37,5 = 0 \text{ Нм};$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

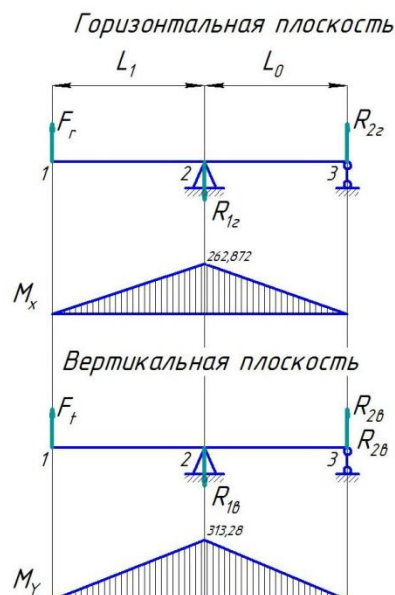


Рисунок 3.19 – Эпюры изгибающих и крутящих моментов

Согласно построенным эпюрам проведем выбор опасного сечения. В качестве опасного сечения, рассмотрим сечение, в котором, действуют наибольшие изгибающие моменты и имеются концентраторы напряжений. Как следует из рисунка 3.2, к такому сечению, относится сечение 2, для которого концентратором напряжения является посадка с натягом внутреннего кольца подшипника.

Проведем расчет вала в сечении 2. В сечении действуют: изгибающий момент  $M_{и} = 313,28$  Нм, крутящий момент  $M_1 = 783,2$  Нм.

Определим геометрические характеристики сечения. Осевой момент сопротивления:

$$W_{x2} = \frac{\pi d_2^3}{32} \text{ мм}^3; \quad (75)$$

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

Полярный момент сопротивления:

$$W_{p2} = \frac{\pi d_2^3}{16} \text{ мм}^3; \quad (76)$$

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

Площадь круглого сечения:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

$$A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \text{ мм}^2; \quad (77)$$

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

Далее проведем вычисления напряжений. Напряжения изгиба меняются по симметричному циклу с амплитудой:

$$\delta_{a2} = \frac{10^3 M_{и}}{W_{x2}} \text{ МПа};$$

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

Средние нормальные напряжения. На вал не действуют осевые силы, поэтому:

$$\delta_{m2} = \frac{10^3 F_a}{A_2} \text{ МПа};$$

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

Касательные напряжения меняются по отнулевому циклу:

$$\tau_{a2} = \tau_{m2} = \frac{10^3 M_1}{2 W_{p2}} \text{ МПа};$$

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

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

$$\delta_{-1} = 0,35 \delta_b + 100 \text{ МПа},$$

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

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

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		79

Таким образом, проведем вычисления эффективных коэффициентов концентрации напряжений и коэффициенты влияния поперечного сечения. Для посадки с натягом  $\frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta}$  определим методом линейной интерполяции:

$$\frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta} = 4,3 \text{ (табличные данные),}$$

значение  $\frac{K_t}{\varepsilon_t}$  определим по формуле:

$$\frac{K_t}{\varepsilon_t} = 0,6 \frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta};$$

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

Вычислим коэффициент влияния шероховатости поверхности. Примем, что поверхность вала под подшипник получена чистовым шлифованием с  $R_a = 0,8\text{мкм}$ . По величине  $R_a$  найдем  $K_F = 1,2$ .

В нашем случае коэффициент чувствительности к асимметрии цикла:

$$\psi_\sigma = 0,02 (1 + 0,01\delta_b);$$

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

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

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

Определим коэффициент влияния упрочнения. Примем, что участок вала упрочнен закалкой в ТВЧ. Тогда  $K_V = 1,6$  (табличные данные).

Коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали:

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

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

$$K_{\tau D} = \frac{\frac{K_t}{\varepsilon_t} + K_F - 1}{K_V};$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

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

Определим коэффициенты запаса прочности согласно выбранным материалам. Значения  $S_{\delta}$  и  $S_{\tau}$  определим по формулам:

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

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

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

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

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_{\delta} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\delta}^2 + S_{\tau}^2}};$$

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

Усталостная прочность вала в сечении 2 обеспечена.

### 3.7 Расчет ведомого вала переднего колесного редуктора

Определим исходные данные для дальнейших вычислений.

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:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 M_2}{0,2 [\tau_k]}} \text{ мм};$$

где:

$M_2$  - крутящий момент в опасном сечении вала, Н·м,

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81



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

где  $\sigma_B$  = предел прочности материала вала, МПа.

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

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

Примем значение диаметра вала  $d = 65 \text{ мм}$

Исходные данные:

Момент на валу  $M_1 = 1116,06 \text{ Нм}$

Силы, приложенные к валу со стороны зацепления:

Окружная  $F_t = 7832 \text{ Н}$

Распорная  $F_r = 6571,8 \text{ Н}$

Внешние силы:

Консольная нагрузка от муфты:  $F_k = 2560 \text{ Н}$

Осевая:  $F_a = 6515 \text{ Н}$

Размеры участков, принятые для расчетов, показаны на рисунке 3.20.

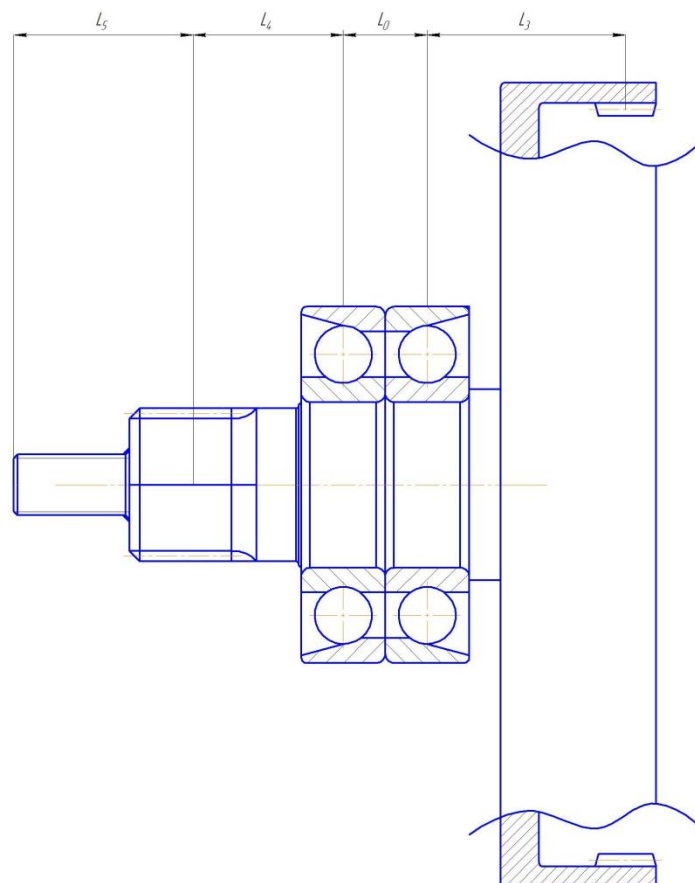


Рисунок 3.20 – Компоновка ведомого вала заднего колесного редуктора

Расстояние между опорами  $L_{02} = 33 \text{ мм}$

Расстояние от точки приложения усилия от зубчатого венца до внутренней опоры:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		82

$$L_3 = 78 \text{ мм};$$

Расстояние от точки приложения консольной нагрузки до внешней опоры:

$$L_4 = 59 \text{ мм};$$

Расстояние от точки приложения осевой нагрузки до приложения консольной нагрузки:

$$L_5 = 70,5 \text{ мм};$$

диаметр участка вала под подшипником  $d_{п3} = 65 \text{ мм}$ ,

диаметр участка вала со шлицами  $d_4 = 65 \text{ мм}$ ,

диаметр участка вала с резьбой  $d_5 = 24 \text{ мм}$ ,

материал вала сталь 15ХГН2ТА, термообработка – закалка в ТВЧ

$\sigma_b = 930 \text{ Мпа}$ ,

проведем вычисления опорных реакций и построим эпюры моментов. Определе-  
ние опорных реакций.

Реакции в вертикальной плоскости:

$$\begin{aligned} \Sigma M_3 = 0; F_k L_4 + R_{2B} L_0 - F_t (L_3 + L_0) = 0 \rightarrow R_{2B} &= \frac{-F_k L_4 + F_t (L_3 + L_0)}{L_0} = \\ &= \frac{-2,56 \cdot 59 + 7,832 (78 + 33)}{33} = 21,767 \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$\Sigma F_x = 0; F_t - R_{2B} + R_{1B} + F_k = 0 \rightarrow R_{1B} = R_{2B} + F_t - F_k;$$

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

реакции горизонтальной плоскости:

$$\Sigma M_4 = 0; -F_r L_3 + R_{1r} L_0 = 0 \rightarrow R_{1r} = \frac{F_r L_3}{L_0} = \frac{6,5718 \cdot 78}{33} = 15,533 \text{ кН};$$

$$\Sigma F_y = 0; F_r - R_{2r} + R_{1r} = 0 \rightarrow R_{2r} = R_{1r} - F_r;$$

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

определим изгибающие моменты и построим эпюры (рисунок 3.21).

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости

1 участок [0-1]

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм};$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

2 участок [0-2)

$$M_{y2} = 0 \text{ Нм};$$

3 участок [0-2]

$$M_{y3} = F_k \cdot 0 = 0 \text{ Нм};$$

4 участок [0-3)

$$M_{y4} = F_k L_4 = 2,56 \cdot 59 = 151,04 \text{ Нм};$$

6 участок [0-3]

7

$$M_{y5} = F_k L_4 + R_{1B} \cdot 0 = 2,56 \cdot 59 = 151,04 \text{ Нм};$$

8 участок [0-4)

9

$$M_{y6} = F_k (L_4 + L_0) + R_{1B} L_0 = 2,56 (59 + 33) + 11,375 \cdot 33 = 610,895 \text{ Нм};$$

10 участок [0-4]

11

$$\begin{aligned} M_{y7} &= F_k (L_4 + L_0) + R_{1B} L_0 - R_{2B} \cdot 0 = \\ &= 2,59 (59 + 33) + 11,375 \cdot 33 - 21,767 \cdot 0 = 610,895 \text{ Нм}; \end{aligned}$$

8 участок [0-5)

$$\begin{aligned} M_{x8} &= F_k (L_4 + L_0 + L_3) + R_{1B} (L_0 + L_3) - R_{2B} L_3 = \\ &= 2,56 (59 + 33 + 78) + 11,375 (33 + 78) - 21,767 \cdot 78 = 0 \text{ Нм}; \end{aligned}$$

изгибающие моменты в горизонтальной плоскости

1 участок [0-1]

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм};$$

2 участок [0-2)

$$M_{x2} = 0 \text{ Нм};$$

3 участок [0-2]

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

$$M_{x3} = F_r \cdot 0 = 0 \text{ Нм};$$

4 участок [0-3)

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм};$$

5 участок [0-3]

$$M_{x5} = R_{1r} \cdot 0 = 0 \text{ Нм};$$

6 участок [0-4)

$$M_{x6} = R_{1r} L_0 = 15,533 \cdot 33 = 512,589 \text{ Нм};$$

7 участок [0-4]

$$M_{x7} = R_{1r} L_0 - R_{2r} \cdot 0 = 15,533 \cdot 33 - 22,1018 \cdot 0 = 512,589 \text{ Нм};$$

8 участок [0-5)

$$M_{x8} = R_{1r} (L_0 + L_3) - R_{2r} L_3 = 15,533 (33 + 78) - 22,1018 \cdot 78 = 0 \text{ Нм};$$

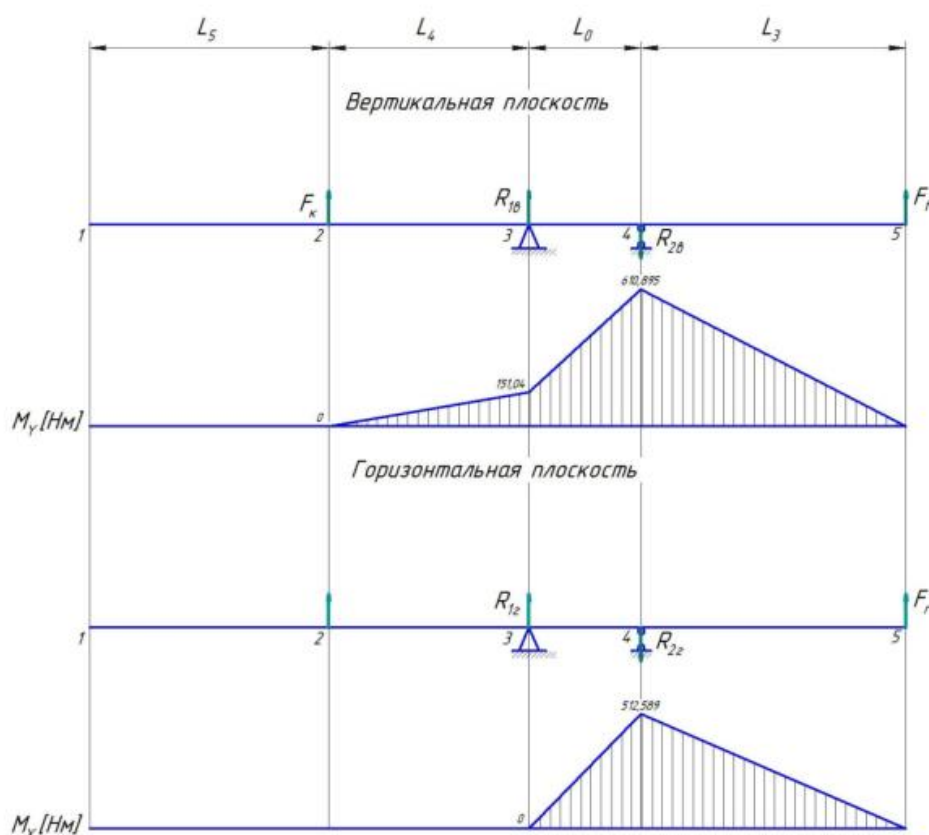


Рисунок 3.21 – Эпюры моментов

Согласно построенным эпюрам выберем опасное сечение. В качестве опасного сечения, рассмотрим сечение, в котором, действуют наибольшие изгибающие моменты и имеются концентраторы напряжений. Как следует из рисунка 3.21, к такому сечению, относится сечение 4, для которого концентратором напряжения является посадка с натягом внутреннего кольца подшипника.

Расчет вала в сечении 4. Определим нагрузки. В сечении действуют: изгибающий момент  $M_{и} = 610,895$  Нм, крутящий момент  $M_1 = 1116,06$  Нм

Геометрические характеристики в данном сечении:

Осевой момент сопротивления:

$$W_{x2} = \frac{\pi d_2^3}{32} \text{ мм}^3;$$

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

Полярный момент сопротивления:

$$W_{p2} = \frac{\pi d_2^3}{16} \text{ мм}^3;$$

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

площадь сечения:

$$A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \text{ мм}^2;$$

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

Вычислим напряжения в данном сечении. Напряжения изгиба меняются по симметричному циклу с амплитудой:

$$\delta_{a2} = \frac{10^3 M_{и}}{W_{x2}} \text{ МПа};$$

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

средние нормальные напряжения:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		86

$$\delta_{m2} = \frac{10^3 F_a}{A_2} \text{ МПа ;}$$

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

касательные напряжения меняются по отнулевому циклу:

$$\tau_{a2} = \tau_{m2} = \frac{10^3 M_2}{2 W_{p2}} \text{ Мпа;}$$

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

Пределы выносливости согласно исходным данным. Пределы выносливости легированных сталей при симметричном цикле изгиба и кручения определяются по следующим формулам:

$$\delta_{-1} = 0,35 \delta_b + 100 \text{ МПа,}$$

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

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

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

Определим эффективные коэффициенты концентрации напряжений и коэффициенты влияния поперечного сечения

Для посадки с натягом  $\frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta}$  определим методом линейной интерполяции:

$$\frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta} = 4,3 \text{ (табличные данные),}$$

значение  $\frac{K_t}{\varepsilon_t}$  определим по формуле:

$$\frac{K_t}{\varepsilon_t} = 0,6 \frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta},$$

$$\frac{K_t}{\varepsilon_t} = 0,6 \cdot 4,8 = 2,88;$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		87

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

Определим коэффициент чувствительности к асимметрии цикла:

$$\psi_{\sigma} = 0,02 (1 + 0,01 \cdot \delta_b);$$

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

$$\psi_{\tau} = 0,5 \psi_{\sigma};$$

$$\psi_{\tau} = 0,5 \cdot 0,206 = 0,103;$$

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

Далее определим коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали:

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

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

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

$$K_{\tau D} = \frac{2,88 + 1,2 - 1}{1,6} = 1,925;$$

коэффициенты запаса прочности в нашем случае определяется следующим образом. Значения  $S_{\delta}$  и  $S_{\tau}$  определим по формулам:

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

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

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

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		88

общий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_\delta S_\tau}{\sqrt{S_\delta^2 + S_\tau^2}};$$

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

таким образом усталостная прочность вала в сечении 4 обеспечена.

### 3.8 Конструирование шестерни заднего бортового редуктора

Принимаем для ведущей шестерни заднего бортового редуктора плоскую форму (рисунок 3.22).

Ширина ступицы  $L_{ст1} = b_{w1}$ , мм:

$$L_{ст1} = 20 \text{ мм};$$

Фаски на торцах зубчатого венца:

$$C_{1вд} = 0,5 \text{ т мм};$$

$$C_{1в\delta} = 0,5 \cdot 4 = 2 \text{ мм};$$

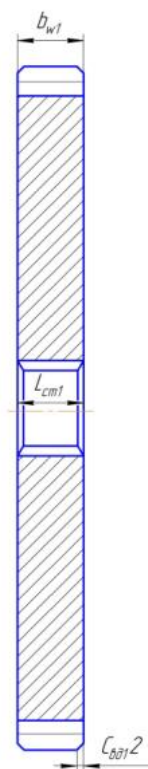


Рисунок 3.22 – Ведущая шестерня заднего колесного редуктора

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89



### 3.9 Расчет ведущего вала заднего колесного редуктора

Определим исходные данные для дальнейших вычислений.

Момент на валу  $M_1 = 783,2 \text{ Нм}$ ,

силы, приложенные к валу со стороны зацепления:

окружная  $F_t = 7832 \text{ Н}$ ;

распорная  $F_r = 6571,8 \text{ Н}$ ;

заданы следующие длины участков (рисунок 3.23).

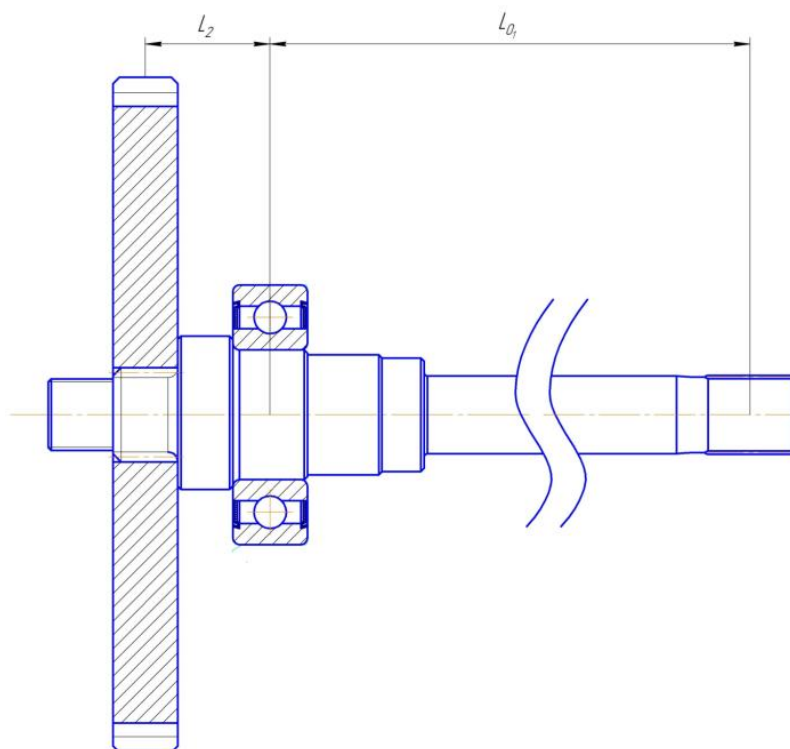


Рисунок 3.23 – Компоновка ведущего вала заднего колесного редуктора

Расстояние между опорами  $L_{01} = 640 \text{ мм}$ .

Расстояние от точки приложения усилия от зубчатого венца до наружной опоры:

$$L_2 = 38,6 \text{ мм};$$

диаметр участка вала под подшипником  $d_{п1} = 40 \text{ мм}$ ;

диаметр участка вала под зубчатым колесом  $d_{к1} = 29 \text{ мм}$ .

Материал вала сталь 15ХГН2ТА, термообработка – закалка в ТВЧ,

$$\sigma_b = 930 \text{ Мпа};$$

проведем расчеты механических характеристик, т.е. определим опорные реакции, моменты и построим эпюры.

Реакции в горизонтальной плоскости:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		90

$$\Sigma M_3 = 0; -F_r (L_2 + L_0) + R_{1r} L_0 = 0 \rightarrow R_{1r} = \frac{F_r (L_2 + L_0)}{L_0} =$$

$$= \frac{6,571 (640 + 38,6)}{640} = 6,967 \text{ кН};$$

$$\Sigma F_x = 0; -F_r - R_{2r} + R_{1r} = 0 \rightarrow R_{2r} = R_{1r} - F_r;$$

$$R_{2r} = 6,967 - 6,571 = 0,396 \text{ кН}.$$

Реакции вертикальной плоскости:

$$\Sigma M_3 = 0; -F_t (L_2 + L_0) + R_{1B} \cdot L_0 = 0 \rightarrow R_{1B} = \frac{F_t (L_2 + L_0)}{L_0} =$$

$$= \frac{7,832 (640 + 38,6)}{640} = 8,304 \text{ кН};$$

$$\Sigma F_y = 0; -F_t - R_{2B} + R_{1B} = 0 \rightarrow R_{2B} = R_{1B} - F_t;$$

$$R_{2B} = 8,304 - 7,832 = 0,472 \text{ кН};$$

определим изгибающие моменты в горизонтальной плоскости

2 участок [0-3]

$$M_{x1} = R_{2r} \cdot 0 = 0,396 \cdot 0 = 0 \text{ Нм};$$

2 участок [0-2)

$$M_{x2} = R_{2r} L_0 = 0,396 \cdot 640 = 250,344 \text{ кНм};$$

3 участок [0-2]

$$M_{x3} = R_{2r} L_0 - R_{1r} \cdot 0 = 0,396 \cdot 640 - 6,967 \cdot 0 = 253,44 \text{ кНм};$$

3 участок [0-1)

$$M_{x4} = R_{2r} (L_0 + L_2) - R_{1r} L_2 = 0,396 \cdot (640 + 38,6) - 6,967 \cdot 38,6 = 0 \text{ Нм};$$

изгибающие моменты в вертикальной плоскости

2 участок [0-3]

$$M_{y1} = R_{2B} \cdot 0 = 0,472 \cdot 0 = 0 \text{ Нм};$$

2 участок [0-2)

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		91

$$M_{y2} = R_{2B} L_0 = 0,472 \cdot 640 = 302,08 \text{ Нм};$$

3 участок [0-2]

$$M_{y3} = R_{2Г} L_0 - R_{1B} \cdot 0 = 0,472 \cdot 640 - 8,304 \cdot 0 = 302,08 \text{ Нм};$$

3 участок [0-1)

$$M_{y4} = R_{2Г}(L_0 + L_2) - R_{1Г} L_2 = 0,472(640 + 38,6) - 8,304 \cdot 38,6 = 0 \text{ Нм};$$

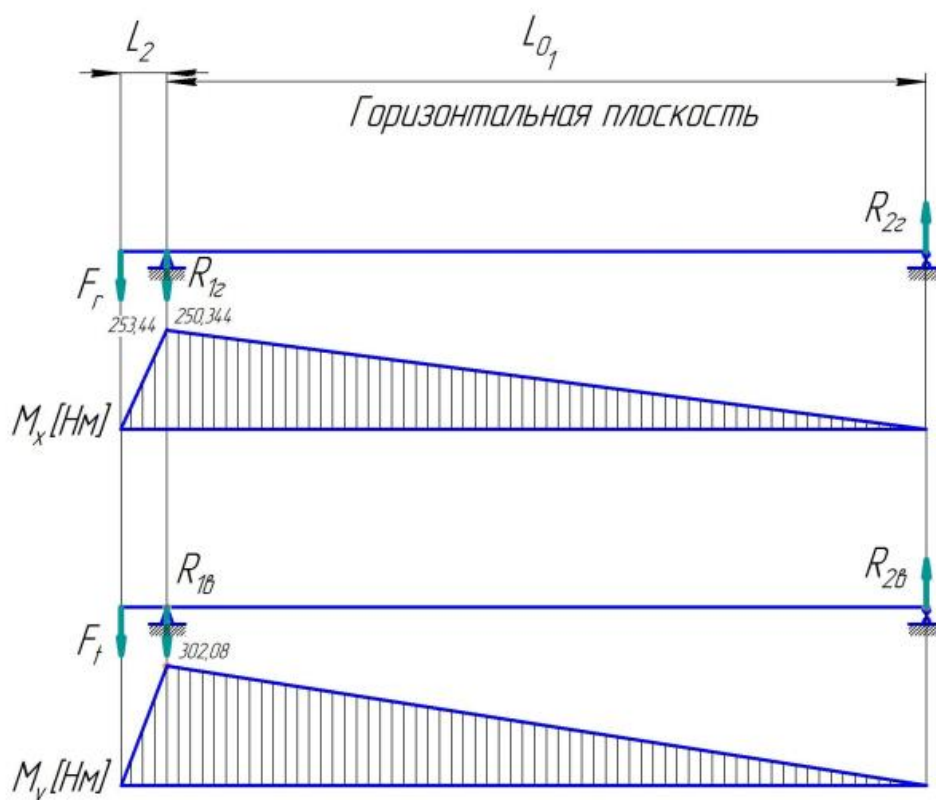


Рисунок 3.24 – Эпюры изгибающих моментов

Согласно построенным эпюрам в качестве опасного сечения, рассмотрим сечение, в котором, действуют наибольшие изгибающие моменты и имеются концентраторы напряжений. Как следует из рисунка 3.24, к такому сечению, относится сечение 1, для которого концентратором напряжения является посадка с натягом внутреннего кольца подшипника.

Таким образом определим нагрузки

В сечении действуют: изгибающий момент  $M_{и} = 302,08 \text{ Нм}$ , крутящий момент  $M_1 = 783,2 \text{ Нм}$

Согласно выбранному сечению геометрические характеристики сечения равны: осевой момент сопротивления:

$$W_{x2} = \frac{\pi d_2^3}{32} \text{ мм}^3;$$

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

полярный момент сопротивления:

$$W_{p2} = \frac{\pi d_2^3}{16} \text{ мм}^3;$$

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

площадь сечения:

$$A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \text{ мм}^2;$$

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

получаем напряжения:

напряжения изгиба меняются по симметричному циклу с амплитудой

$$\delta_{a2} = \frac{10^3 M_{и}}{W_{x2}}, \text{ МПа} \quad \delta_{a2} = \frac{10^3 \cdot 302,08}{6280} = 48,1 \text{ МПа};$$

средние нормальные напряжения:

$$\delta_{m2} = \frac{10^3 F_a}{A_2} \text{ МПа};$$

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

касательные напряжения меняются по отнулевому циклу:

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

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

$$\delta_{-1} = 0,35\delta_b + 100 \text{ МПа},$$

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

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

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

Таким образом, эффективные коэффициенты концентрации напряжений и коэффициенты влияния поперечного сечения.

Для посадки с натягом  $\frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta}$  определим методом линейной интерполяции:

$$\frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta} = 4,3;$$

значение  $\frac{K_t}{\varepsilon_t}$  определим по формуле:

$$\frac{K_t}{\varepsilon_t} = 0,6 \frac{K_\delta}{\varepsilon_\delta};$$

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

Получаем коэффициент влияния шероховатости поверхности. Примем, что поверхность вала под подшипник получена чистовым шлифованием с  $R_a = 0,8 \text{ мкм}$ . По величине  $R_a$  найдем  $K_F = 1,2$ .

Далее коэффициент чувствительности к асимметрии цикла:

$$\psi_\sigma = 0,02(1 + 0,01\delta_b);$$

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

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

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

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

Коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали:

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

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

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

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

Определим для нашего случая коэффициенты запаса прочности.

Значения  $S_{\delta}$  и  $S_{\tau}$  определим по формулам:

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

$$S_{\delta} = \frac{425,5}{2,813 \cdot 48,1 + 0,206 \cdot 0} = 3,145;$$

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

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

общий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_{\delta} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\delta}^2 + S_{\tau}^2}};$$

$$S = \frac{3,145 \cdot 4,44}{\sqrt{3,145^2 + 4,44^2}} = 2,57 > [S] = 2;$$

усталостная прочность вала в сечении 1 обеспечена.

### 3.10 Расчет ведомого вала заднего колесного редуктора

Расчет проведен аналогично, расчету для переднего редуктора. Результаты расчетов представлены ниже.

Определим исходные данные для вычисления

момента на валу  $M_1 = 783,2 \text{ Нм}$ ,

силы, приложенные к валу со стороны зацепления:

окружная  $F_t = 7832 \text{ Н}$ ,

распорная  $F_r = 6571,8 \text{ Н}$ ,

заданы следующие длины участков (рисунок 3.25).

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

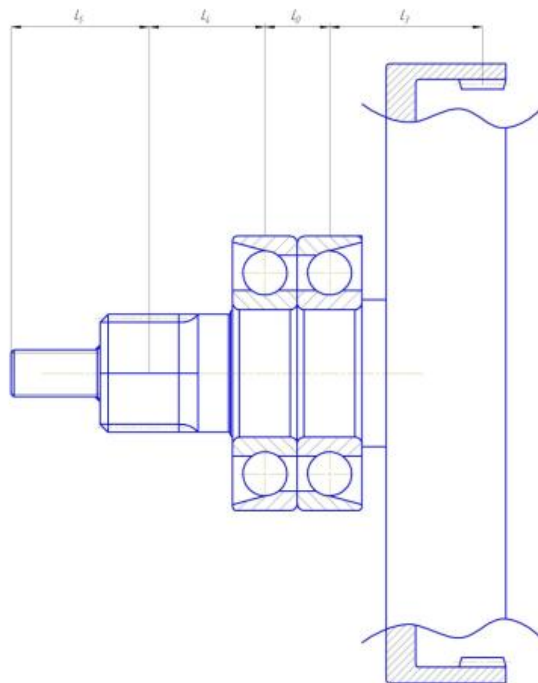


Рисунок 3.25 – Компоновка ведомого вала заднего колесного редуктора.

Расстояние между опорами:

$$L_{02} = 33\text{мм.}$$

Расстояние от точки приложения усилия от зубчатого венца до внутренней опоры:

$$L_3 = 78\text{мм.}$$

Расстояние от точки приложения консольной нагрузки до внешней опоры:

$$L_4 = 59\text{мм.}$$

Расстояние от точки приложения осевой нагрузки до приложения консольной нагрузки:

$$L_5 = 70,5\text{мм;}$$

диаметр участка вала под подшипником:

$$d_{пз} = 65\text{мм;}$$

диаметр участка вала со шлицами:

$$d_4 = 65\text{мм;}$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

диаметр участка вала с резьбой:

$$d_5 = 24\text{мм};$$

материал вала сталь 15ХГН2ГА, термообработка – закалка в ТВЧ:

$$\sigma_b = 930 \text{ МПа.}$$

Расчет вала в опасном сечении. Определим нагрузки.

В сечении действуют: изгибающий момент  $M_H = 302,08\text{Нм}$ , крутящий момент :

$$M_1 = 783,2\text{Нм};$$

общий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_\delta S_\tau}{\sqrt{S_\delta^2 + S_\tau^2}};$$

$$S = \frac{3,122 \cdot 4,19}{\sqrt{3,122^2 + 4,19^2}} = 2,5 > [S] = 2;$$

усталостная прочность вала в сечении 2 обеспечена.

### 3.11 Расчет подшипников ведущего вала переднего колесного редуктора

Проведем выбор подшипника. Выбираем подшипник 3007708А. Диаметр участка вала под подшипник равен 40мм

Далее вычислим опорные реакции. Размер подшипника левой опоры:

Наружный диаметр  $D_1 = 80\text{мм}$

Ширина  $B_1 = 23\text{мм}$

$$C_1 = 70,8\text{кН};$$

$$C_{01} = 50\text{кН};$$

Конструкция ведущего вала переднего редуктора показана на рисунке 3.26.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		97



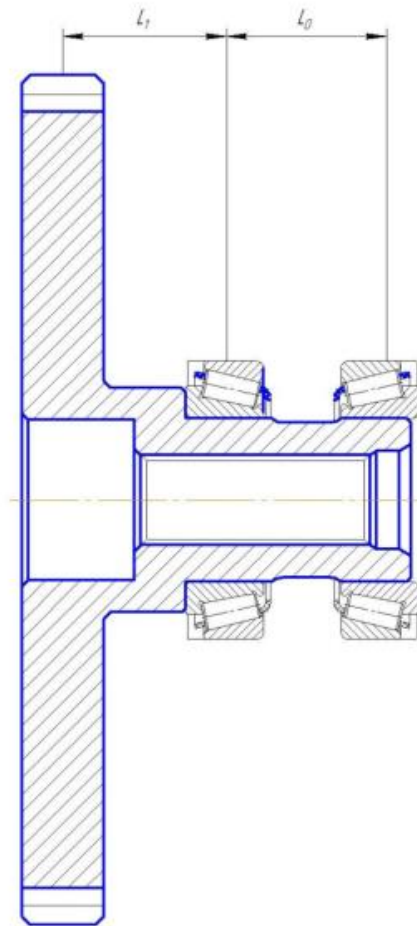


Рисунок 3.26 – Конструкция ведущего вала переднего редуктора

Момент на валу  $M_1 = 783,2 \text{ Нм}$

$n_1 = 163,62 \text{ об/мин.}$

Силы, приложенные к валу со стороны зацепления:

окружная  $F_t = 7832 \text{ Н;}$

распорная  $F_r = 6571,8 \text{ Н;}$

расстояние между опорами  $L_0 = 39 \text{ мм.}$

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  $d_{ш} = 24 \text{ мм;}$

материал вала сталь 15ХГН2ТА, термообработка – закалка в ТВЧ:

$\sigma_b = 930 \text{ Мпа;}$

проведем дальнейшие вычисления опорных реакций.

Реакции в горизонтальной плоскости:

$$\begin{aligned} \Sigma M_3 = 0; -R_{1r}(L_1 + L_0) + F_r L_0 = 0 \rightarrow R_{1r} = \\ = \frac{F_r(L_1 + L_0)}{L_0} = \frac{6,5718(40 + 39)}{39} = 13,31 \text{ кН;} \end{aligned}$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист 98
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Sigma F_x = 0; F_r + R_{2r} - R_{1r} = 0 \rightarrow R_{2r} = R_{1r} - F_r;$$

$$R_{2r} = 13,31 - 6,5718 = 6,738 \text{ кН};$$

реакции вертикальной плоскости:

$$\Sigma M_3 = 0; -R_{1B}(L_1 + L_0) + F_t L_0 = 0 \rightarrow R_{1B} =$$

$$= \frac{F_t(L_1 + L_0)}{L_0} = \frac{7,832(40 + 39)}{39} = 15,86 \text{ кН};$$

$$\Sigma F_y = 0; F_t + R_{2B} - R_{1B} = 0 \rightarrow R_{2B} = R_{1B} - F_t;$$

$$R_{2B} = 15,86 - 7,832 = 8,03;$$

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1r}^2 + R_{1B}^2}, \text{кН};$$

$$F_{r1} = \sqrt{13,31^2 + 15,86^2} = 20,7 \text{ кН};$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{2r}^2 + R_{2B}^2}, \text{кН};$$

$$F_{r2} = \sqrt{6,738^2 + 8,03^2} = 10,48 \text{ кН};$$

расчет подшипника на долговечность.

Расчет подшипника ведем для наиболее нагруженной левой опоры.

Определим параметры осевого нагружения. Для каждого подшипника определим:

$$e = 0,43;$$

получаем осевые составляющие от радиальных нагрузок:

$$S_1 = 0,83 \cdot e_1 \cdot F_{r1} \text{ кН};$$

$$S_1 = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 20,7 = 7,38 \text{ кН};$$

$$S_2 = 0,83 \cdot e_2 \cdot F_{r2} \text{ кН};$$

$$S_2 = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 10,48 = 3,74 \text{ кН}.$$

Вычислим внешние осевые силы, действующие на подшипник. Поскольку для данной системы выполняется неравенство:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		99

$$F_a > S_1 - S_2 = 7,38 - 3,74 = 3,64;$$

$$F_a - F_{a1} - F_{a2} = 0;$$

то внешние осевые силы, действующие на подшипник, определяются по формулам:

$$F_{a1} = S_1 - F_a = 7,38 - 0 = 7,38 \text{ кН};$$

$$F_{a2} = S_1 = 7,38 \text{ кН};$$

расчет подшипника ведем для наиболее нагруженной правой опоры, далее определим все коэффициенты. Коэффициент вращения: при вращении внутреннего кольца подшипника  $V_1 = 1$ .

Коэффициенты нагрузки:

вычислим отношение  $\frac{F_{a2}}{V \cdot F_{r2}} = \frac{7,38}{1 \cdot 20,7} = 0,356$ .

Учитывая, что  $\frac{F_{a2}}{V \cdot F_{r2}} < e_1$ ;

принимаем  $X = 1, Y = 0$ ;

температурный коэффициент:

при рабочей температуре  $t_1 < 105^\circ\text{C}$  принимаем  $K_{t1} = 1$ ;

коэффициент безопасности:

зубчатая передача имеет 8-ю степень точности. Коэффициент безопасности в этом случае  $K_{\beta 1} = 1,3$ .

Определим эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P = K_{\beta} K_t (XV F_{r1} + Y F_{a1}), \text{ кН};$$

$$P = 1,3 \cdot 1 (1 \cdot 1 \cdot 20,7 + 0 \cdot 7,54) = 26,91 \text{ кН}.$$

Проведем вычисления долговечности подшипника при максимальной нагрузке:

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 n_1} \left( \frac{C}{P} \right)^m \text{ ч};$$

где  $m=10/3$  – показатель степени кривой усталости для шарикоподшипников:

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot 163,62} \left( \frac{70,4}{26,91} \right)^{3,33} = 2505 \text{ ч}.$$

Таким образом, эквивалентная долговечность подшипника:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		100

$$L_{E1} = \frac{L_{h1}}{\mu_{h1}}, \text{ ч};$$

где  $\mu_{h1} = 0,47$  коэффициент для средне равновероятного режима нагружения:

$$L_{E1} = \frac{10759,7}{0,23} = 10891 \text{ ч};$$

поскольку  $L_{E1} > 10000 \text{ ч}$ , то выбранный подшипник удовлетворяет заданным условиям работы.

### 3.12 Расчет подшипников ведомого вала переднего колесного редуктора

Проведем выбор подшипника (геометрические размеры). Диаметр вала под подшипник определим по формуле:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{1000M_2}{0,2[\tau]}} \text{ мм};$$

где  $[\tau]$  – пониженные допускаемые напряжения на кручение:

$$[\tau] = 20 \text{ Мпа};$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 1116,06}{0,2 \cdot 20}} = 65 \text{ мм};$$

проведем вычисления опорных реакций. Вариант быстроходного вала с установленными на нем деталями представлен на рисунке 3.27. Для расчетов примем, что вал опирается на два шариковых радиально упорных подшипника, установленных «врастяжку». Приняты подшипники 66313К со следующими параметрами:

наружный диаметр  $D_1 = 140 \text{ мм}$ ;

ширина  $B_1 = 33 \text{ мм}$ ;

$$C_1 = 113 \text{ кН};$$

$$C_0 = 75 \text{ кН};$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		101

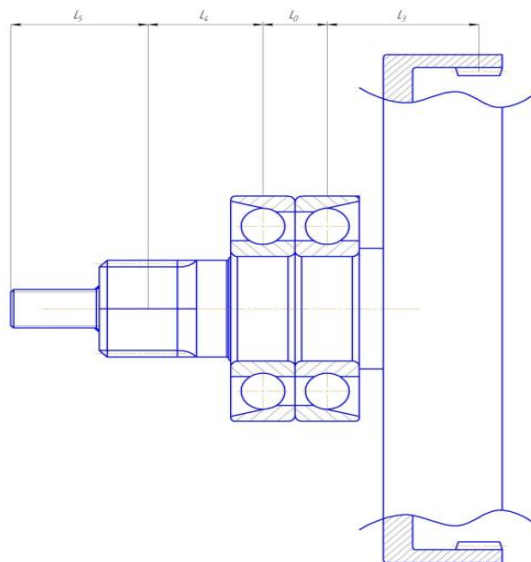


Рисунок 3.27 – Конструкция ведомого вала колесного редуктора

Расстояние между опорами  $L_{02} = 33\text{мм}$ ;

расстояние от точки приложения усилия от зубчатого венца до внутренней опоры  $L_3 = 78\text{мм}$ ;

расстояние от точки приложения консольной нагрузки до внешней опоры  $L_4 = 59\text{мм}$ ;

расстояние от точки приложения осевой нагрузки до приложения консольной нагрузки  $L_5 = 70,5\text{мм}$ ;

диаметр участка вала под подшипником  $d_{пз} = 65\text{мм}$ ;

диаметр участка вала со шлицами  $d_4 = 65\text{мм}$ ;

диаметр участка вала с резьбой  $d_5 = 24\text{мм}$ ;

материал вала сталь 15ХГН2ТА, термообработка – закалка в ТВЧ  
 $\sigma_b = 930\text{ Мпа}$ ;

силы, приложенные к валу со стороны зацепления:

окружная  $F_t = 7832\text{Н}$ ,

распорная  $F_r = 6571,8\text{Н}$ ,

внешние силы:

консольная нагрузка от муфты:  $F_k = 2560\text{Н}$ ;

осевая:  $F_a = 6515\text{Н}$ ;

расстояние  $a$  между центром опоры и торцом подшипника определим по формуле:

$$a = \frac{B + 0,5(d - D)\text{tg}\alpha}{2} \text{ мм};$$

где:  $\alpha$  – угол контакта для подшипников 36000:

$$a = \frac{33 + 0,5(140 - 65)\text{tg}12^\circ}{2} = 20,485\text{мм};$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		102

проведем вычисления опорных реакций, моментов.

Реакции в вертикальной плоскости:

$$\begin{aligned}\Sigma M_3 = 0; F_k L_4 + R_{2B} L_0 - F_t (L_3 + L_0) &= 0 \rightarrow R_{2B} = \frac{-F_k L_4 + F_t (L_3 + L_0)}{L_0} = \\ &= \frac{-2,56 \cdot 59 + 7,832(78 + 33)}{33} = 21,767 \text{ кН};\end{aligned}$$

$$\Sigma F_x = 0; F_t - R_{2B} + R_{1B} + F_k = 0 \rightarrow R_{1B} = R_{2B} + F_t - F_k;$$

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

реакции горизонтальной плоскости:

$$\Sigma M_4 = 0; -F_r L_3 + R_{1r} L_0 = 0 \rightarrow R_{1r} = \frac{F_r L_3}{L_0} = \frac{6,5718 \cdot 78}{33} = 15,533 \text{ кН};$$

$$\Sigma F_y = 0; F_r - R_{2r} + R_{1r} = 0 \rightarrow R_{2r} = R_{1r} - F_r;$$

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

суммарные опорные реакции:

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1r}^2 + R_{1B}^2} \text{ кН};$$

$$F_{r1} = \sqrt{11,375^2 + 15,533^2} = 19,253 \text{ кН};$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{2r}^2 + R_{2B}^2} \text{ кН};$$

$$F_{r2} = \sqrt{22,1018^2 + 21,767^2} = 31,025 \text{ кН};$$

Расчет подшипника на долговечность. Расчет подшипника ведем для наиболее нагруженной левой опоры. Параметр осевого нагружения. Для каждого подшипника определим по формуле:

$$e_1 = 0,574 \left( \frac{F_{r1}}{C_0} \right),$$

$$e_1 = 0,574(19,253/75)^{0,215} = 0,428;$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		103

$$e_2 = 0,574 \left( \frac{F_{r2}}{C_0} \right),$$

$$e_2 = 0,574(31,025/75)^{0,215} = 0,475;$$

таким образом, осевые составляющие от радиальных нагрузок:

$$S_1 = e_1 F_{r1} \text{ кН};$$

$$S_1 = 0,428 \cdot 19,253 = 8,24 \text{ кН};$$

$$S_2 = e_2 F_{r2} \text{ кН};$$

$$S_2 = 0,475 \cdot 31,025 = 14,737 \text{ кН}.$$

Вычислим внешние осевые силы, действующие на подшипник. Условия равновесия вала под действием приложенных к нему осевых сил:

$$F_a - F_{a1} - F_{a2} = 0;$$

поскольку для данной схемы нагружения выполняется неравенство:

$$F_a > S_1 + S_2;$$

то внешние осевые силы, действующие на подшипник, определяются по формулам:

$$F_{a1} = S_2 - F_a = 14,737 - 6,515 = 8,222 \text{ кН};$$

$$F_{a2} = S_2 = 14,737 \text{ кН};$$

расчет подшипника ведем для наиболее нагруженной правой опоры, далее проведем расчеты основных механических коэффициентов. Коэффициент вращения:

при вращении внутреннего кольца подшипника  $V_1 = 1$ .

Коэффициенты нагрузки:

вычислим отношение  $\frac{F_{a2}}{V \cdot F_{r2}} = \frac{14,737}{1 \cdot 31,025} = 0,475;$

учитывая, что  $\frac{F_{a2}}{V \cdot F_{r2}} < e_1;$

принимаем  $X_1 = 0,46$ .

Коэффициент нагрузки  $Y_1$  вычислим по формуле:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		104

$$Y_1 = \frac{1-X_1}{e_1},$$

$$Y_1 = \frac{1-0,46}{0,428} = 1,262;$$

температурный коэффициент:

при рабочей температуре  $t_1 < 105^\circ\text{C}$  принимаем  $K_{t1} = 1$ ,

коэффициент безопасности:

зубчатая передача имеет 8-ю степень точности. Коэффициент безопасности в этом случае  $K_{\beta 1} = 1,3$ .

Таким образом, эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P_1 = K_{\beta 1} K_{t1} (X_1 V_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) \text{ кН};$$

$$P_1 = 1,3 \cdot 1(0,46 \cdot 1 \cdot 19,253 + 1,262 \cdot 8,222) = 25,002 \text{ кН}.$$

Вычислим долговечность подшипника при максимальной нагрузке по формуле:

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \left( \frac{C_1}{P_1} \right)^m \text{ ч};$$

где  $m$  – показатель степени кривой усталости для шарикоподшипников:

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot 109,08} \left( \frac{113}{25,002} \right)^3 = 14106 \text{ ч};$$

получаем эквивалентную долговечность подшипника:

$$L_{E1} = \frac{L_{h1}}{\mu_{h1}} \text{ ч};$$

где  $\mu_{h1}$  – коэффициент для средне равновероятного режима нагружения :

$$L_{E1} = \frac{14106}{0,23} = 61330 \text{ ч};$$

поскольку  $L_{E1} > 10000 \text{ ч}$ , то выбранный подшипник удовлетворяет заданным условиям работы.

### 3.13 Расчет подшипников ведущего вала заднего колесного редуктора

Проведем выбор подшипника. Выбираем подшипник 2508 взамен 180508. Диаметр участка вала под подшипник равен 40мм.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		105



Далее проведем аналогичные расчеты, описанные выше. Определим опорные реакции. Вариант быстроходного вала с установленными на нем деталями представлен на рисунке 3.28.

Размер подшипника левой опоры:

наружный диаметр  $D_1 = 80\text{мм}$ ;

ширина  $B_1 = 23\text{мм}$ ;

$$C_1 = 56,1\text{кН};$$

$$C_0 = 35\text{кН};$$

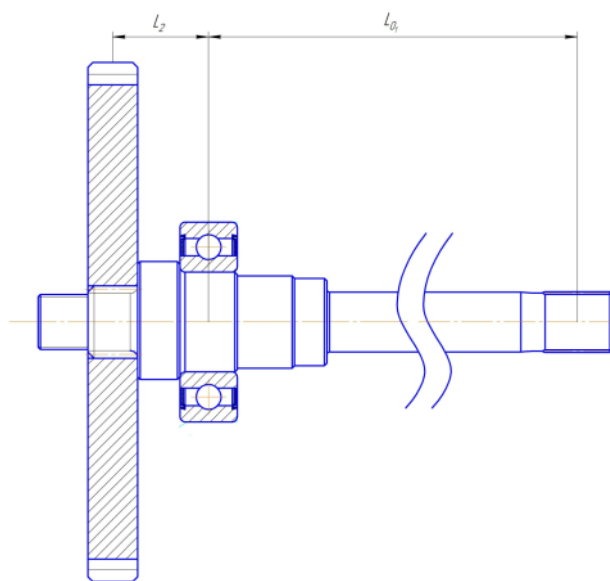


Рисунок 3.28 – Конструкция заднего ведущего вала

Расстояние между опорами  $L_0 = 640\text{мм}$ ;

расстояние от точки приложения усилия от зубчатого венца до наружной опоры  $L_2 = 38,6\text{мм}$ ;

диаметр участка вала под подшипником  $d_{\text{п}} = 40\text{мм}$ ;

диаметр участка вала под зубчатым колесом  $d_{\text{к}} = 29\text{мм}$ ;

материал вала сталь 15ХГН2ГА, термообработка – цементация

$\sigma_b = 930\text{ Мпа}$ :

Реакции в горизонтальной плоскости:

$$\Sigma M_3 = 0; -F_r(L_2 + L_0) + R_{1r}L_0 = 0 \rightarrow R_{1r} = \frac{F_r(L_2 + L_0)}{L_0} =$$

$$= \frac{6,5718(640 + 38,6)}{640} = 6,98\text{кН};$$

$$\Sigma F_x = 0; -F_r - R_{2r} + R_{1r} = 0 \rightarrow R_{2r} = R_{1r} - F_r;$$

$$R_{2r} = 6,98 - 6,5718 = 0,4082\text{кН};$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.636.00 ПЗ

Лист

106

реакции вертикальной плоскости:

$$\begin{aligned}\Sigma M_3 = 0; -F_t(L_2 + L_0) + R_{1B}L_0 = 0 \rightarrow R_{1B} &= \frac{F_t(L_2 + L_0)}{L_0} = \\ &= \frac{7,832(640+38,6)}{640} = 8,304 \text{кН};\end{aligned}$$

$$\Sigma F_y = 0; -F_t - R_{2B} + R_{1B} = 0 \rightarrow R_{2B} = R_{1B} - F_t;$$

$$R_{2B} = 8,304 - 7,832 = 0,472 \text{кН};$$

суммарные опорные реакции:

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1r}^2 + R_{1B}^2}, \text{кН};$$

$$F_{r1} = \sqrt{6,98^2 + 8,304^2} = 10,84 \text{кН};$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{2r}^2 + R_{2B}^2}, \text{кН};$$

$$F_{r2} = \sqrt{0,4082^2 + 0,472^2} = 0,624 \text{кН}.$$

Проведем расчет подшипника на долговечность:  
расчет подшипника ведем для наиболее нагруженной левой опоры. Параметр осевого нагружения:

$$e = 0,518 \left( \frac{F_a}{C_0} \right),$$

т.к. подшипник не воспринимает осевой нагрузки,  $e = 0$ .

Определим коэффициент вращения: при вращении внутреннего кольца подшипника  $V_1 = 1$ .

Вычислим коэффициенты нагрузки;

учитывая, что  $\frac{F_a}{V_1 \cdot F_{r1}} < e$ , принимаем  $X_1 = 1, Y_1 = 0$ ,

затем температурный коэффициент:

при рабочей температуре  $t_1 < 105^\circ\text{C}$  принимаем  $K_{t1} = 1$ .

Коэффициент безопасности:

зубчатая передача имеет 8-ю степень точности. Коэффициент безопасности в этом случае  $K_{\beta 1} = 1,3$ .

Эквивалентная динамическая нагрузка:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		107

$$P_1 = K_{\beta 1} K_{t1} (X_1 V_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) \text{ кН};$$

$$P_1 = 1,3 \cdot 1 (1 \cdot 1 \cdot 10,84 + 0) = 14,092 \text{ кН};$$

определим долговечность подшипника при максимальной нагрузке:

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 n_1} \left( \frac{C_1}{P_1} \right)^m \text{ ч};$$

где:  $m$  – показатель степени кривой усталости для шарикоподшипников:

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot 163,62} \left( \frac{56,1}{14,092} \right)^3 = 6427 \text{ ч}.$$

Таким образом, эквивалентная долговечность подшипника:

$$L_{E1} = \frac{L_{h1}}{\mu_{h1}} \text{ ч};$$

где:  $\mu_{h1}$  – коэффициент для средне равновероятного режима нагружения:

$$L_{E1} = \frac{6427}{0,23} = 27943 \text{ ч};$$

поскольку  $L_{E1} > 10000 \text{ ч}$ , то выбранный подшипник удовлетворяет заданным условиям работы.

### 3.14 Расчет подшипников ведомого вала заднего колесного редуктора

Расчет проведен аналогично, расчету для подшипников ведомого вала переднего редуктора. Результаты расчетов представлены ниже.

Вариант быстроходного вала с установленными на нем деталями представлен на рисунке 3.29. Для расчетов примем, что вал опирается на два шариковых радиально-упорных подшипника, установленных «врастяжку». Приняты подшипники 66313К со следующими параметрами:

наружный диаметр  $D_1 = 140 \text{ мм}$ ;

ширина  $B_1 = 33 \text{ мм}$ ,

$$C_1 = 113 \text{ кН};$$

$$C_0 = 75 \text{ кН};$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		108



$$\sigma_b = 930 \text{ МПа};$$

силы, приложенные к валу со стороны зацепления:

$$\text{окружная } F_t = 7832 \text{ Н};$$

$$\text{распорная } F_r = 6571,8 \text{ Н};$$

внешние силы:

$$\text{консольная нагрузка от муфты: } F_k = 1380 \text{ Н};$$

$$\text{осевая: } F_a = 6515 \text{ Н};$$

эквивалентная долговечность подшипника:

$$L_{E1} = \frac{10759,7}{0,23} = 46781 \text{ ч};$$

поскольку  $L_{E1} > 10000 \text{ ч}$ , то выбранный подшипник удовлетворяет заданным условиям работы:

расчет шлицевых соединений:

соединение ступица – передний ведомый вал:

выбранное соединение проверим на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 M_1 K_3}{d_{ср} z h l_p} \leq [\sigma_{см}], \text{ МПа};$$

где  $M_1$  – передаваемый крутящий момент Нм,

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

$d_{ср}$  – средний диаметр соединения мм,

$h$  – рабочая высота зубьев,

$l_p$  – рабочая длина соединения,

$[\sigma_{см}]$  – допускаемые напряжения смятия :

$$[\sigma_{см}] = 70 \text{ МПа};$$

для прямобочных соединений:

$$d_{ср} = 0,5(d + D), \text{ мм};$$

$$h = 0,5(D - d) - 2C, \text{ мм};$$

где  $C$  – размер фаски шлица:

$$d_{ср} = 0,5(56 + 65) = 60,5 \text{ мм};$$

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		110

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

Условие прочности при смятии для данного шлицевого соединения соблюдается.

Соединение зубчатое колесо – задний ведущий вал:  
выбранное соединение проверим на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000M_1K_3}{d_{\text{ср}}zhl_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ МПа} ;$$

где  $M_1$  – передаваемый крутящий момент Нм,

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

$d_{\text{ср}}$  – средний диаметр соединения мм,

$h$  – рабочая высота зубьев,

$l_p$  – рабочая длина соединения,

$[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемые напряжения смятия ,

$[\sigma_{\text{см}}] = 70 \text{ МПа}$ ,

для прямобочных соединений:

$$d_{\text{ср}} = 0,5(d + D) \text{ мм};$$

$$h = 0,5(D - d) - 2C \text{ мм};$$

где  $C$  – размер фаски шлица:

$$d_{\text{ср}} = 0,5(36 + 45) = 40,5 \text{ мм};$$

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

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

Условие прочности при смятии для данного шлицевого соединения соблюдается.

Соединение ступица – задний ведомый вал:  
выбранное соединение проверим на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{200M_1K_3}{d_{\text{ср}}zhl_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ МПа} ;$$

где  $M_1$  – передаваемый крутящий момент Нм

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		111

$d_{cp}$  – средний диаметр соединения мм.,  
 $h$  – рабочая высота зубьев,  
 $l_p$  – рабочая длина соединения,  
 $[\sigma_{см}]$  – допускаемые напряжения смятия  $[\sigma_{см}] = 70\text{Мпа}$ ,  
 для прямобочных соединений:

$$d_{cp} = 0,5(d + D)\text{мм};$$

$$h = 0,5(D - d) - 2C_{мм}[2];$$

где  $C$  – размер фаски шлица:

$$d_{cp} = 0,5(52 + 60) = 56\text{мм};$$

$$h = 0,5(60 - 52) - 2 \cdot 0,5 = 3\text{мм};$$

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 1116,06 \cdot 1,2}{56 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 40} = 50 \leq [\sigma_{см}];$$

Условие прочности при смятии для данного шлицевого соединения соблюдается.

### 3.15 Расчет резьбовых соединений

Рассмотрим соединение корпуса переднего колесного редуктора и поворотного кулака. Болт, поставленный с зазором, воспринимает нагрузку, перпендикулярную к оси (рисунок 3.30):

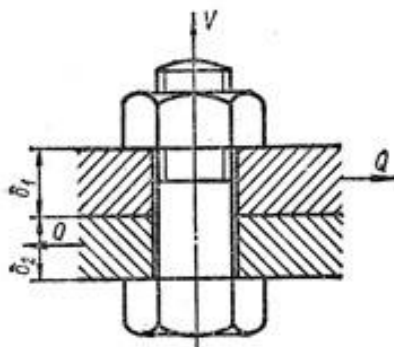


Рисунок 3.30 – Поперечное сечение

Допускаемые напряжения:  
 примем для болтов крепления класс прочности 8.8:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{K}, \text{Мпа};$$

где  $K$  – коэффициент запаса прочности:

$K = 1,8$  при переменной нагрузке:

$$[\sigma] = \frac{640}{1,8} = 400 \text{ Мпа};$$

расчет болта установленного с зазором, усилие затяжки:

$$V = \frac{KQ}{f_i} \text{ Н};$$

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 чугуновых 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:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi[\sigma]}} \text{ мм};$$

где  $Q_p$  – расчетное усилие растягивающее болт:

$$Q_p = 1,3V, \text{ Н};$$

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

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 39963}{3,14 \cdot 400}} = 11,3 \text{ мм};$$

примем Болт М12х1,5.

Рассмотрим соединение корпуса заднего колесного редуктора и корпуса заднего моста. Болт, поставленный с зазором, воспринимает нагрузку, перпендикулярную к оси (Рисунок 28):

допускаемые напряжения:

примем для болтов крепления класс прочности 6.6:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		113



$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{K} \text{ Мпа};$$

где K – коэффициент запаса прочности;

K = 1,8 при переменной нагрузке:

$$[\sigma] = \frac{360}{1,8} = 200 \text{ Мпа};$$

расчет болта установленного с зазором, усилие затяжки:

$$V = \frac{KQ}{f \cdot i} \text{ Н};$$

где V – усилие затяжки:

Q – сдвигающая сила:

в данном случае, сдвигающей силой является часть веса автомобиля, приходящаяся на колесо:

$$Q = 1380 \text{ Н};$$

i – число стыков (i=1):

f – коэффициент трения для стыка:

для сухих обработанных стыков стальных или чугунных деталей f = 0,15,

$$V = \frac{1,8 \cdot 1380}{0,15 \cdot 1} = 16560 \text{ Н};$$

расчетное значение внутреннего диаметра резьбы определим по формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q_P}{\pi[\sigma]}} \text{ мм};$$

где: Q<sub>P</sub> – расчетное усилие растягивающее болт:

$$Q_P = 1,3V \text{ Н};$$

$$Q_P = 1,3 \cdot 16560 = 21528 \text{ Н};$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 21528}{3,14 \cdot 200}} = 11,7 \text{ мм};$$

примем Болт М12х1,5.

### 3.16 Расчет корпуса редуктора

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		114

Толщина стенки корпуса редуктора:

$$\delta = 2,6 \cdot \sqrt[4]{0,1M_2} \text{ мм};$$

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

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:

$$\delta_b = (0,6\delta) + 1 \text{ мм};$$

$$\delta_b = (0,6 \cdot 10) + 1 = 7 \text{ мм};$$

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

Расстояние между болтами соединяющими корпус:

$$l_b \approx 12 \delta_b \text{ мм};$$

$$l_b \approx 12 \cdot 7 = 84 \text{ мм};$$

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

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

$$V = \frac{\pi d_k n_k}{600000} \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

где  $d_k$  – делительный диаметр колеса:

$n_k$  – частота вращения колеса.

Частота вращения колеса редуктора, при 2000 об/мин коленчатого вала на низшей передаче  $n=198,9$  об/мин:

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

необходимая вязкость масла  $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ :

для смазки колесных редукторов применяем масло 80-W90 GL5.

Глубина погружения колеса в масло составляет 28,5мм.

Объем масла для одного редуктора 0,24л.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		115

Выводы по разделу три

Обязательно надо следить за уровнем масла в колесных редукторах.

## 4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

### 4.1 Определение типа производства

Технология изготовления деталей в значительной степени зависит от производства. Следовательно, на начальной стадии проектирования необходимо установить тип производства данной детали, учитывая ее массу и размер годового выпуска.

Масса детали вычислена с помощью построения 3D модели детали и равна:  $M = 22$  кг.

В соответствии с заданием годовая программа выпуска равна 2000 шт.

С учетом годовой программы и массы детали определяется тип производства. Для рассматриваемого варианта производство является среднесерийным.

Известно, что серийное производство характеризуется запуском деталей в производство партиями. Эту величину можно определить по следующей формуле:

$$n = \frac{aN}{260}; \quad (78)$$

где  $a$  – число дней, на которые необходимо иметь запас деталей для бесперебойной работы сборочного цеха.

260 – число рабочих дней в году при пятидневной рабочей неделе.

В данном случае для среднесерийного производства можно принять :

$$a = 5;$$

$$n = \frac{5 \cdot 2000}{260} = 39 \text{ деталей};$$

Необходимо учитывать, что в условиях серийного производства используются универсальные станки, оснащенные как специальными, так и универсально – сборочными приспособлениями, что позволяет снизить трудоемкость и себестоимость изготовления изделия.

Кроме того, с увеличением размера партии уменьшаются затраты времени на переналадку станков, но, с другой стороны, возрастают затраты на незавершенное производство, складирование заготовок и готовых деталей.

### 4.2 Анализ исходных данных для проектирования и выбор концепции обработки

Для правильного положения детали (рисунок 4.1) в сборочном узле требуется обеспечить перпендикулярность двух торцов относительно общей оси и соосность наружной и внутренней цилиндрических поверхностей.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		116

Эти требования задают схему базирования заготовки в приспособлении и последовательность обработки.

На первом этапе необходимо подготовить технологические базы для дальнейшей обработки, а, следовательно, обработать предварительно или окончательную наружную цилиндрическую поверхность и торец, которые позволят при их использовании в качестве баз за один установ обработать большинство оставшихся поверхностей и обеспечить их соосность. Далее, используя подготовленные технологические базы, производится обработка других поверхностей и прилегающих к ним торцов.

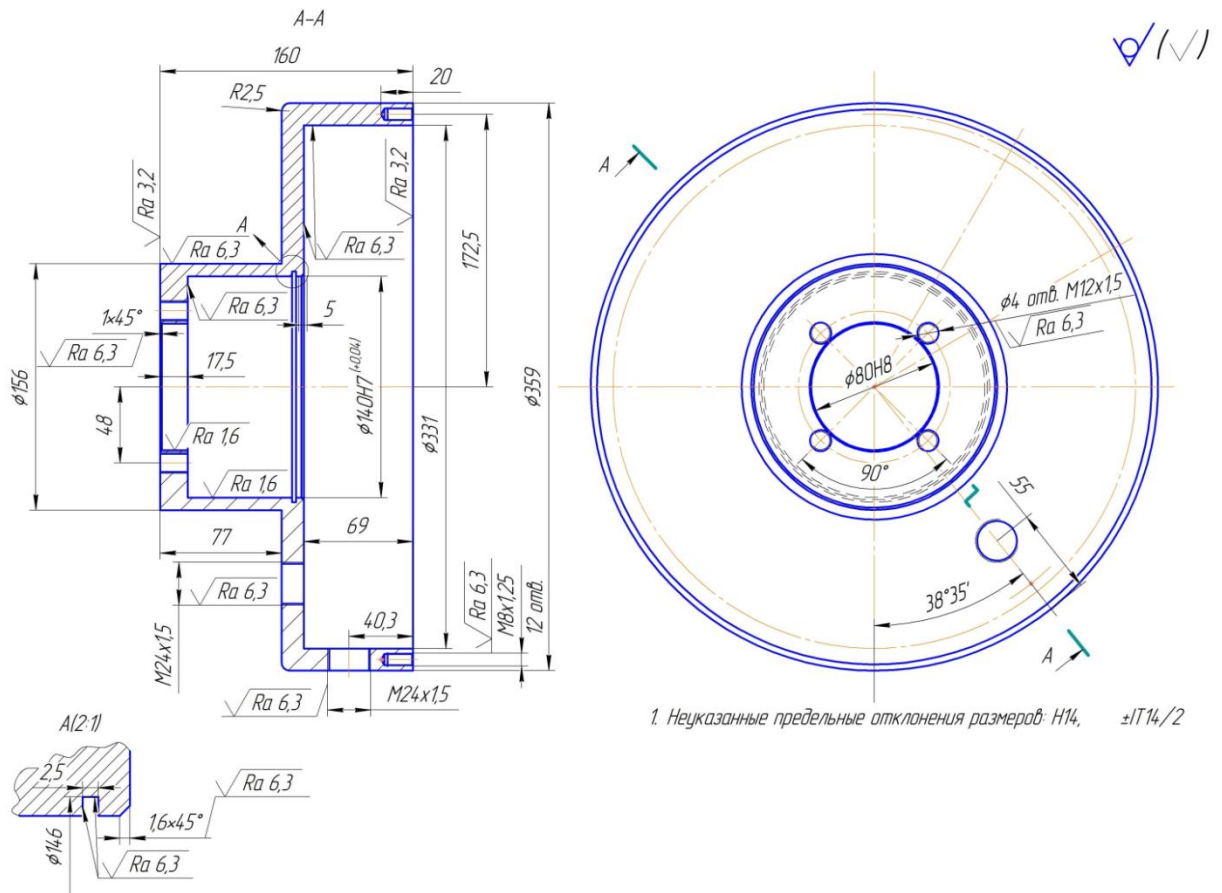


Рисунок 4.1 – Корпус редуктора

### 4.3 Нумерация обрабатываемых поверхностей

Для удобства проектирования маршрутов обработки каждой поверхности детали необходимо предварительно эти поверхности пронумеровать (рисунок 4.2). Номера торцевых поверхностей слева направо должны увеличиваться. Их желательно обозначать нечетными номерами, что облегчит проведение размерного анализа. Тогда цилиндрические поверхности, фаски, лыски, а также несоосные отверстия можно обозначить четными номерами в направлении слева направо по часовой стрелке.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		117

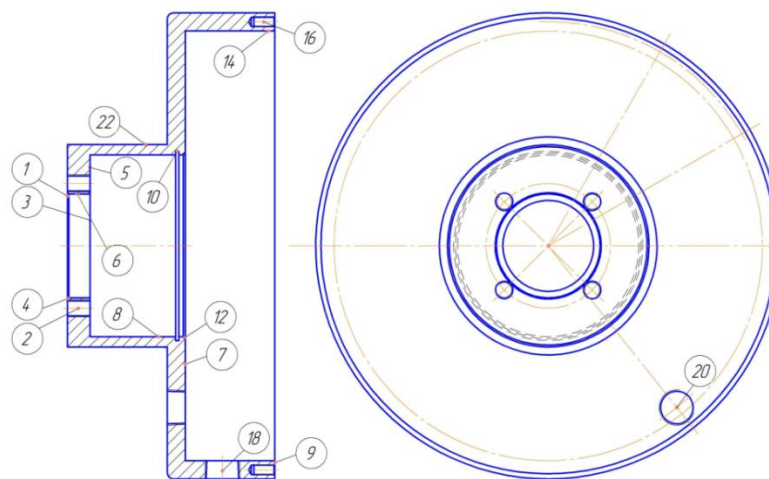


Рисунок 4.2 – Нумерация обрабатываемых поверхностей детали

#### 4.4 Формирование исходной заготовки

При выборе метода получения заготовки учитывают следующие факторы:

- материал заготовки;
- конфигурация изделия;
- тип производства;

При среднесерийном производстве желательно получение формы заготовки, максимально приближенной к форме детали. Так же необходимо учитывать не только эксплуатационные условия работы детали, ее размеры и форму, но и экономичность производства.

Учитывая эти факторы, выбран метод получения заготовок в виде литья в кокиль.

Заготовка располагается в двух половинах кокиля, а плоскость разъема проходит через плоскость перпендикулярную оси заготовки.

Определим параметры отливки по ГОСТ Р 53464-2009. Зададим сходные данные.[9]

Отливка – сталь 25Л, среднесерийное производство, наибольший габаритный размер отливки – 359 мм, толщина стенки 14 мм, высота отливки 160 мм, сложность отливки – низкая.

Отливка изготавливается в кокиль. Диапазон класса точности – от 7 до 12. Для отливок из стали невысокой сложности в условиях механизированного серийного производства назначаем 7 класс размерной точности отливки.

Для указанного вида литья при массе отливки от 10 до 100 кг диапазон класса точности массы от 6 до 13. С учетом дополнительных условий, указанных выше, назначаем 7 класс точности массы отливки.

Для данного вида литья диапазон степени точности поверхности с наибольшим габаритным размером от 250 до 630 мм составляет от 10 до 17 степени. С учетом дополнительных условий, указанных выше, назначаем 10 степень точности поверхности.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		118

Допуск неровностей поверхности для 10 степени точности составляет 0,4 мм, что соответствует значению шероховатости Ra 20,0 мкм. Ряд припусков на обработку отливок 4.

Определим степень коробления отливки. Степень коробления элементов отливки определяется на основании отношения наименьшего размера элемента отливки к наибольшему. Для данной отливки наименьшее отношение (толщины стенки отливки (14 мм) к ее длине (359 мм)) составляет 0,04. Диапазон степени коробления отливок необрабатываемых термически и получаемых в многоразовых формах, составляет от 4 до 7. Для отливки низкой сложности устанавливаем 4 степень коробления. Допуски формы и расположения отдельных элементов отливки назначаем по номинальному размеру нормируемого участка.

#### Определение припусков на обрабатываемые поверхности

Определение припусков на механическую обработку и допусков на размеры произведем в соответствии с ГОСТ Р 53464-2009[9]. Назначение припусков и допусков, определение типа обработки в таблице 12.

Таблица 12 – Допуски, припуски, тип обработки поверхностей.

Размер детали	Допуск размера отливки			Допуск размера детали	Припуск на обработку	Тип обработки
	На размер	Формы и расположения	Общей			
Ø359	1,6	0,8	1,8	0,89	4	Черновая
Ø331	1,6	0,8	1,8	0,89	4	Черновая
Ø156	1,2	0,32	1,2	0,63	4	Черновая
Ø140	1,2	0,32	1,2	0,04	4	Чистовая
Ø80	1,1	0,24	1,2	0,046	4	Чистовая
160	1,2	0,32	1,2	0,63	3	Черновая
146	1,2	0,32	1,2	0,63	3	Черновая
83	1,1	0,24	1,2	0,54	3	Черновая
77	1,1	0,24	1,2	0,46	3	Черновая

Для облегчения выемки отливки и модели из формы назначаются минимальные формовочные уклоны. Формовочные уклоны в отливках величинами допусков не учитываются и, за счет этих уклонов размеры отливок могут быть увеличены или уменьшены на величину уклонов.

Применение уклонов увеличивает металлоемкость заготовок и трудоемкость их механической обработки, поэтому величина уклонов заготовки должна быть оптимальной, по возможности сведена к одному виду и назначена в соответствии с ГОСТ 3212 – 92[9].

Внутренние поверхности выполняются с уклоном 30', наружные 45'.

Отверстия в отливках усложняют технологический процесс литья, особенно, если они имеют малый диаметр и большую глубину. При литье в кокиль отверстия в отливках из стали высверливаются, если их диаметры не превышают 40мм.

Радиусы закруглений, для отливок в кокиль:

$$r = a / 3 \text{ (мм);}$$

$$r = 14/3=5\text{мм;}$$

где а – толщина стенки отливки, мм.

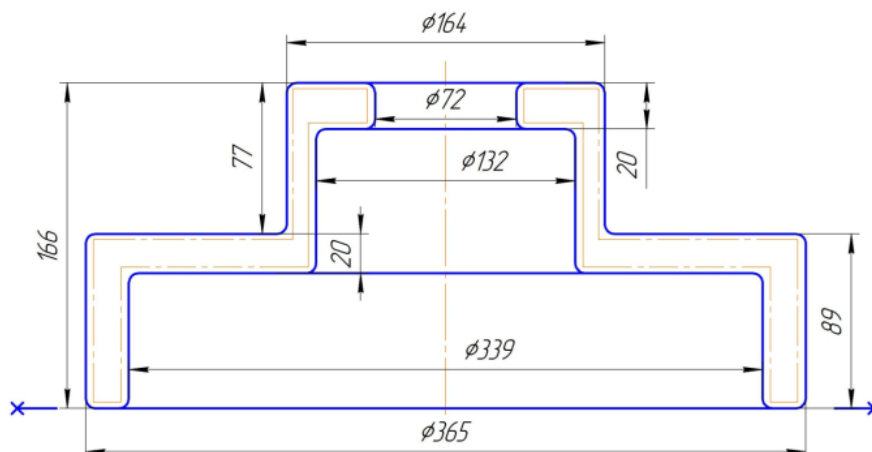


Рисунок 4.3 – Эскиз заготовки

Таблица 13 – Этапы обработки поверхностей

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	Этап	Состояние поверхностей	
																Квалитет	Ra
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	I	14-12	≥6,3
	○				○		○							○	II	11-10	6,3-3,2
					○		○								III	9-8	3,2-1,6
															IV	7-6	1,6-0,4

#### 4.5 Назначение режимов резания

Пример расчета приводится для операции 005 Токарная.

- 1) Обработка выполняется резцом, установленном в переднем резцедержателе. Материал режущей части резца – Т5К10.
- 2) Глубина резания  $t=2$  мм.
- 3) Подача  $S=S \cdot K_s = 0,6 \cdot 0,45 = 0,27$  мм/об. В соответствии с паспортом станка принимаем подачу  $S=0,28$  мм/об.
- 4) Табличное значение скорости резания  $V_{\text{табл}} = 77$  м/мин .  
Корректируем скорость при помощи поправочных коэффициентов:

$$V = V_{\text{табл}} K_T K_M K_C K_I K_b K_q K_\phi K_{\phi 1} K_D =$$

$$= 77 \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot 1 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,9 \times$$

$$\times 0,92 \cdot 1 \cdot 1 = 145,53 \approx 66 \text{ м/мин.}$$

5) Частота вращения шпинделя  $n = \frac{1000V}{\pi D_d} = \frac{1000 \cdot 66}{3,14 \cdot 156} = 134,8 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ . По паспорту станка  $n = 150 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ .

6) Уточним скорость резания в соответствии с принятым значением частоты:

$$V = \pi \cdot 156 \frac{150}{1000} = 73,48 \text{ м/мин} \approx 70 \text{ м/мин.}$$

7) Сила резания при точении  $P_z = P_{z \text{ табл}} t = 0,53 \cdot 2 = 1,06 \text{ кН}$ .

$P_{z \text{ табл}}$  – главная составляющая силы резания табл. [3]. Мощность резания:

$$N_p = P_z \frac{V}{60} = 1,06 \frac{70}{60} = 1,24 \text{ кВт.}$$

Сравним полученное значение мощности резания с мощностью станка:

$$N_{\text{ст}} = \eta N_{\text{дв}} = 0,9 \cdot 1,24 = 1,116 \text{ кВт.}$$

$$N_{\text{ст}} \geq N_p \text{ – условие выполнено.}$$

Расчеты для остальных операций выполняются по аналогии.

#### 4.6 Нормирование технологического процесса

Под нормированием технологического процесса понимается время, необходимое для выполнения заданного объема работы при определенных условиях. Приведен пример расчета одной операции, остальные операции сведены в таблицу 2.

Норма времени на станочную операцию  $T_{\text{ш}}$ , мин:

$$T = T_O + T_B + T_{\text{от}} + T_{\text{обс}};$$

где  $T_O$  – основное (машинное время);

$T_B$  – вспомогательное время, состоящее из времени на установку и снятие детали, времени, связанного с переходом времени на измерение, смену инструмента и изменение режимов резания;

$T_{\text{от}}$  – время на отдых и естественные надобности;

$T_{\text{обс}}$  – время на обслуживание.

Основное время рассчитывается по формуле:

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		121



$$T_o = \frac{L}{S_m} i;$$

где  $i$  – количество рабочих ходов;

$L = l + l_1 + l_2$  – расчетная длина обработки в направлении подачи, здесь

$l$  – длина обработки по чертежу;

$l_1$  – дополнительная длина на врезание и перебег инструмента;

$l_2$  – дополнительная длина на взятие пробных стружек резания.

$S_m = s_0 \cdot n$  – минутная подача.

Вспомогательное время  $T_B$  состоит из затрат времени на отдельные приемы:

$$T_B = t_{yc} + t_{в.оп.} + t_{контр.};$$

где  $t_{yc}$  – время на установку и снятие детали;

$t_{в.оп.}$  – вспомогательное время, связанное с выполнением операции;

$t_{контр.}$  – время на контрольное измерение детали.

Операция 005.

Установка 1.

Основное время  $T_o$ , мин:

$$T_o = \frac{77 + 2 + 1}{0,28 \cdot 150} \cdot 2 = 1,9 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время  $T_B$ , мин:

$$T_B = 0,7 + 2 + 0,5 = 3,2 \text{ мин.}$$

$$T_{шт} = 1,9 + 3,2 + 2 + 5 = 12,1 \text{ мин.}$$

Полученные данные сведем в таблицу 14.

Таблица 14 – Нормы времени

№ Операции	Операция	Время штучное $T_{шт}$ , мин
005	Токарно-винторезная	12,1
010	Радиально-сверлильная	8,9
015	Внутришлифовальная	18
Итого		39

## 5 ОРГАНИЗАЦИОННО ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

### 5.1 Введение

Тема квалификационной работы: «Усовершенствование конструкции трансмиссии автомобиля ВАЗ–21310 с конструктивной разработкой колесных редукторов».

Производитель позиционирует автомобиль ВАЗ–21310 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 «Hunter»

### 5.2 Определение общей трудоемкости работы разработчиков

Таблица 15 – Общая трудоёмкость работы разработчиков

п/п	Наименование этапа	Трудоёмкость, час.
11	эскизный проект	20
22	технический проект	60
33	разработка технической документации	60
44	отладка опытного образца	20
55	испытания на надёжность	10
66	эксплуатационные испытания	10
77	корректировка технической документации	20
ИТОГО:		200

$$C_p = 3Pr / (PД ЧС);$$

где 3Pr – средняя месячная заработная плата одного разработчика, руб.

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

ЧС – длительность одной рабочей смены (8 часов)

### 5.3 Оценка единовременных вложений

С учётом сложности планируемых работ, предполагаем, что для дальнейших расчётов необходимо заложить среднюю месячную заработную плату одного разработчика в размере 25 000 руб. Следовательно, можно произвести следующий расчёт.

$$Cp = 25000 / (21 \cdot 8) = 148,81 \text{ руб./ч.}$$

Для дальнейших расчётов этот результат можно округлить до 150 руб./ч.

Предполагаемый объём выпуска колесных редукторов составляет 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 16.

Таблица 16 – 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

где ЕВЗ – общая сумма единовременных затрат для реализации технического решения

СО – предполагаемый срок окупаемости ЕВЗ

ОП – предполагаемый объём производства изделий в год

ЕВЗед – общая сумма единовременных затрат, приходящаяся на 1 единицу нового изделия :

$$ЕВЗ = \text{ФОТр} (1 + \text{ЕСН}) + \text{ПР},$$

где ФОТр – фонд оплаты труда разработчиков технического решения,

ЕСН – ставка единого социального налога (Единый социальный налог по факту был отменен в 2010 году. В действительности ЕСН заменен на страховые выплаты. Чтобы не перепутать данные понятия, многие экономисты используют прежний термин – ЕСН. Страховые выплаты немного отличаются от бывшего ЕСН, но в большинстве случаев сохранились прежние характеристики. Так, база страховых выплат практически равна предыдущему ЕСН. В 2015 году правительство внесло изменения в ставки, которые платятся в рамках страховых выплат. Теперь отчисления в Пенсионный фонд составляют 23%, Фонд соцстрахования – 3%, Фонд обязательного медицинского страхования – 5,5%. Итого: 31,5%. Данные ставки сохраняются и в 2018 году)

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		124



где А – общая сумма амортизационных отчислений, приходящаяся на выпуск единицы нового изделия

Ртор – расходы на техническое обслуживание и ремонт оборудования, приходящиеся на выпуск единицы нового изделия:

$$A = \sum \frac{C_0 T_{\text{тор}}}{\text{СПИ} \Phi_{\text{г}}},$$

где С<sub>0</sub> – стоимость единицы оборудования, руб.;

СПИ – срок полезного использования, лет;

Φ<sub>г</sub> – годовой фонд времени использования оборудования (3 880 часов при двухсменном режиме работы)

Таблица 18 – Специальная информация для расчётов

п/п	Операция (описание)	Время, час.	Оборудование	С <sub>0</sub> , руб.	СПИлет
1	Токарная	12	1К62	1 500 000	5
2	Фрезерная	20	ХК5032А	1 300 000	5
3	Шлифовальная	2	3К225А	2 100 000	4
4	Сверлильная	2	2Н135	400 000	4

$$P_{\text{тор}} = \sum \frac{C_0 K_{\text{тор}} T_{\text{тор}}}{\Phi_{\text{г}}},$$

где К<sub>тор</sub> – коэффициент, отражающий сумму годовых затрат на ремонт и техническое обслуживание оборудования в виде доли от его стоимости (для данных расчётов принимается в размере 5%)

Таблица 19 – Расчёт СиМ

п/п	Наименование	Ед.изм.	Цед, руб.	Р, ед.	Итого, руб.
11	Сталь 25Л	кг	75	60	4500
22	Сталь 15ХГН2ТА	кг	120	40	4800
33	Сталь АС14ХГН	кг	90	10	900
Всего:					10200

Таблица 20 – Расчет ПК

П/П	Наименование	Ед.изм.	Цед, руб.	Р, ед.	Итого, руб.
1	Подшипник 66131К	шт	1800	8	14400
2	Манжета 60x80 ГОСТ 8752-79	шт	150	4	600
3	Гайка М24x1,5	шт	4	80	320
4	Гайка М22x1,5	шт	2	70	140
5	Болт М12x1,5 18мм	шт	4	8	32
6	Болт М8x1 30мм	шт	2	48	96
7	Шайба С.8.37	шт	1	48	48
Всего:					15636

Для расчёта ФОТопр с ЕСН воспользуемся исходными данными. Соответствующие результаты расчёта представлен в таблице 21.

Таблица 21 – Расчёт ФОТопр с ЕСН

п/п	Операция (описание)	Время, час.	Сопр, руб.	Итого, руб.
11	Токарная	12	180	2 160
22	Фрезерная	20	250	5 000
33	Шлифовальная	2	200	400
44	Сверлильная	2	150	300
ЕСН:				1447
Всего:				5847

Для расчёта РСЭО воспользуемся исходными данными из таблицы 21. Ниже представлены примеры расчёта А и Ртор для первой операции:

$$A_1 = \sum \frac{1500000 \cdot 12}{5 \cdot 3880} = 928 \text{ руб.}$$

$$P_{\text{тор}1} = \sum \frac{1500000 \cdot 0,05 \cdot 12}{3880} = 232 \text{ руб.}$$

$$A_2 = \sum \frac{1300000 \cdot 20}{5 \cdot 3880} = 1340 \text{ руб.}$$

$$P_{\text{тор}2} = \sum \frac{1300000 \cdot 0,05 \cdot 20}{3880} = 335 \text{ руб.}$$

$$A_3 = \sum \frac{2100000 \cdot 2}{4 \cdot 3880} = 271 \text{ руб.}$$

$$P_{\text{тор}_3} = \sum \frac{2100000 \cdot 0,05 \cdot 2}{3880} = 55 \text{ руб.}$$

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

$$P_{\text{тор}_4} = \sum \frac{400000 \cdot 0,05 \cdot 2}{3880} = 11 \text{ руб.}$$

Результаты расчёта РСЭО представлены в таблице 22.

Таблица 22 – Расчёт РСЭО

П/П	Операция (описание)	А, руб.	Ртор, руб.
11	токарная	928	232
22	фрезерная	1340	335
33	шлифовальная	271	55
44	сверлильная	52	11
ИТОГО:		3224	

Окончательный результат расчёта себестоимости нового изделия представлен в таблице 23.

Таблица 23 – Результат расчёта себестоимости

Показатель	Значение, руб.
Сырьё и материалы (СМ)	10 200
Покупные комплектующие (ПК)	15 636
Фонд оплаты труда основных производственных рабочих с единым социальным налогом (ФОТопр с ЕСН)	5 847
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования (РСЭО)	3 224
Единовременные затраты на 1 единицу нового изделия (ЕВЗед)	133
Себестоимость единицы нового изделия (Ссед)	35040

## 5.5 Экономическая оценка

Расчет эффективности новой конструкции в сфере ее эксплуатации.

Расчет единовременных затрат. 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 текущих затрат потребителя на эксплуатацию базового автомобиля

Определение затрат для потребителя производим в расчете на 1 км пробега автомобиля.

1. Расчет показателей объема транспортной работы

Годовой пробег автомобиля рассчитываем по формуле:

$$Z = V_{\text{ср}} D_{\text{к}} T_{\text{н}} a_{\text{п}},$$

где  $V_{\text{ср}} = 30$  км/ч – средняя эксплуатационная скорость

$D_{\text{к}} = 150$  дней – количество рабочих дней в году

$T_{\text{н}} = 4$  ч – среднее время пребывания в пути за сутки

$a_{\text{п}} = 0,6$  – коэффициент использования автомобиля.

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

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

$$З = З_{\text{т}} + З_{\text{см}} + З_{\text{ТО}} + З_{\text{а}} + З_{\text{ш}} + З_{\text{нр}},$$

где  $З_{\text{т}}$  – затраты на топливо

$З_{\text{см}}$  – затраты на смазочные и обтирочные материалы

$З_{\text{ТО}}$  – затраты на техобслуживание и эксплуатационный ремонт

$З_{\text{а}}$  – затраты на амортизацию

$З_{\text{ш}}$  – затраты на ремонт и восстановление шин

$З_{\text{нр}}$  – затраты на накладные расходы.

Расчет статьи «Затраты на топливо» производим по формуле:

$$З_{\text{т}} = (Ц_{\text{т}} N_{\text{т}} k_{\text{з}}) / 100,$$

где  $Ц_{\text{т}} = 33$  руб. – средняя цена топлива АИ-92:

$N_{\text{т}} = 12$  л/100 км – норма среднего расхода топлива:

$k_{\text{з}} = 1,1$  – коэффициент, учитывающий повышенный расход топлива в зимний период.

$$З_{\text{т}} = \frac{33 \cdot 12 \cdot 1,1}{100} = 4,36 \text{ руб./100км;}$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		129



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

$$Z_{\text{см}} = (\Pi_{\text{м}} H_{\text{м}} + \Pi_{\text{тр}} H_{\text{тр}} + \Pi_{\text{пс}} H_{\text{пс}}) / 100,$$

где  $\Pi_{\text{м}} = 240$  руб./л,  $\Pi_{\text{тр}} = 90$  руб./л,  $\Pi_{\text{пс}} = 80$  руб./кг – цены на применяемые смазки, машинного масла, трансмиссионного масла и пластической смазки соответственно

$H_{\text{м}} = 10$  мл,  $H_{\text{тр}} = 5$  мл,  $H_{\text{пс}} = 3$  мг – нормы расхода машинного масла, трансмиссионного масла и пластической смазки на 100 км пробега.

$$Z_{\text{см}} = (240 \cdot 0,01 + 90 \cdot 0,005 + 80 \cdot 0,003) / 100 = 0,03 \text{ л}, 0,03 \text{ лм.}$$

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

$$Z_{\text{ТО}} = (C_{\text{ТО2}} - C_{\text{ТО1}}) k_{\text{н}} / Z_{\text{ТО2}} + (C_{\text{ТО1}} - C_{\text{ЕО}}) k_{\text{н}} / Z_{\text{ТО1}} + C_{\text{ЕО}} k_{\text{н}} / Z_{\text{ЕО}} + (C_{\text{эр}} k_{\text{н}} / 1000),$$

где  $C_{\text{ТО1}} = 4500$  руб.,  $C_{\text{ТО2}} = 5500$  руб.,  $C_{\text{ЕО}} = 30$  руб. – стоимость по нормам затрат ТО-1, ТО-2, ЕО.

$C_{\text{эр}} = 300$  руб. – средняя стоимость эксплуатационных ремонтов на 1000 км пробега;

$Z_{\text{ТО1}} = 15000$  км,  $Z_{\text{ТО2}} = 30000$  км,  $Z_{\text{ЕО}} = 100$  км – нормативный пробег автомобиля до ТО-1, ТО-2, ЕО;

$k_{\text{н}} = 0,5$  – коэффициент учитывающий снижение затрат на техническое обслуживание и эксплуатационный ремонт для нового автомобиля (условно новым автомобиль считаем до первого капитального ремонта, т.е. примерно 3 года).

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

Расчет статьи «Затраты на амортизацию» производим по формуле:

$$Z_{\text{а}} = \Pi_{\text{о}} \left( H_{\text{авв}} / (Z \cdot 100) + H_{\text{акр}} / (Z_{\text{кр}} \cdot 100) \right),$$

Где  $\Pi_{\text{о}} = 435700$  руб. – цена автомобиля

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

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		130

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

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

$$Z_a = 435700 \left( \frac{0,167}{10800} + \frac{0,1}{200000} \right) = 6,96 \text{руб/км.}$$

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

$$Z_{ш} = C_{ш} n_{ш} k_{ш} / Z_{аш},$$

где  $C_{ш} = 2500$  руб. – оптовая цена на одну шину:

$n_{ш} = 4$  – количество ходовых шин:

$Z_{аш} = 40000$  км – амортизационный пробег шин, т.е. ходимость шин:

$k_{ш} = 1,1$  – коэффициент, учитывающий затраты на ремонт шин.

$$Z_{ш} = 2500 \cdot 4 \cdot 1,1 / 40000 = 0,275 \text{руб/км.}$$

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

$$Z_{нр} = H_p / Z,$$

где  $H_p = 4500$  руб. – норматив годовых накладных расходов на 1 автомобиль (налоги, отчисления, страховка и т.п.).

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

Затраты на 1 км пробега автомобиля по формуле (7.18):

$$Z_{нр} = 4,36 + 0,031 + 0,466 + 6,96 + 0,275 + 0,417 = 12,509 \text{руб/км.}$$

Расчет эксплуатационных затрат для проектируемого автомобиля и автомобиля УАЗ Hunter, произведены аналогично расчетам для базового автомобиля. Результаты расчетов представлены в Таблице 23.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		131

Таблица 24 – Эксплуатационные затраты

№	Виды затрат	Затраты на 1 км, руб./км			ΔЗ, руб./км (Базовый по сравнению с проектируемым)	ΔЗ, руб./км (УАЗ «Hunter» по сравнению с проектируемым)
		Базовый автомобиль	Проектируемый автомобиль	УАЗ Hunter		
1.	Затраты на топливо	4,36	5,81	6,54	1,45	-0,73
2.	Затраты на смазку	0,031	0,032	0,046	0,001	-0,014
3.	Затраты на ТО и ремонт	0,466	0,469	0,784	0,003	-0,315
4.	Затраты на амортизацию	6,96	7,91	9,62	0,95	-1,71
5.	Затраты на ремонт шин	0,275	0,275	0,44	0	-0,165
6.	Затраты на накладные расходы	0,417	0,417	0,648	0	-0,231
Итого		12,509	14,913	18,078	2,404	-3,165

Показатели эффективности в сфере эксплуатации

1. Годовое удорожание эксплуатации усовершенствованного автомобиля, по сравнению с базовым определяются по формуле:

$$П_{\text{год}} = \Delta Z,$$

где  $\Delta Z = 2,431$  руб./км – удорожание эксплуатации усовершенствованного автомобиля при перерасчете на 1 км пробега.

$$П_{\text{год}} = 2,404 \cdot 10800 = 25964 \text{руб/год.}$$

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

$$П_{\text{год}} = \Delta Z,$$

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		132

где  $\Delta Z = 2,866$  руб./км – удешевление эксплуатации усовершенствованного автомобиля, по сравнению с автомобилем УАЗ Хантер, при перерасчете на 1 км пробега.

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

Вывод к разделу пять

Внедрение в конструкцию автомобиля ВАЗ-21310 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.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
						133
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 6 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНИ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Автомобиль является источником повышенной опасности, как при его эксплуатации, так и при его обслуживании и ремонте. Для обеспечения безопасности необходимо на этапе проектирования предусмотреть все потенциально возможные риски возникновения опасностей, угрожающие как жизни и здоровью людей, так и окружающей природе.

Безопасность жизнедеятельности – это система знаний о безопасном взаимодействии человека с окружающей средой, на всех стадиях жизненного цикла. Деятельность человека считается безопасной, если при её осуществлении достигается минимальная возможность причинения ущерба, не только здоровью или жизни человека, но и минимальные убытки в производственной и непроизводственной сферах жизни людей [17].

### 6.1 Определение области применения автомобиля

Автомобиль ВАЗ–21310 - легковой автомобиль с колесной формулой 4x4 предназначен эксплуатации на дорогах общей сети при температуре окружающего воздуха от минус 45 до плюс 40 градусов, пассажироместимость не более 5 человек [8].

В квалификационной работе рассмотрена модернизация трансмиссии автомобиля ВАЗ-21310, путем особого согласования режима работы гидротрансформатора с двигателем. Данная модернизация дает ряд преимуществ перед таким же автомобилем штатной комплектации и трансмиссией:

- увеличение максимальной скорости свыше 150 км/ч;
- сокращение времени разгона до 100 км;
- сокращение пути разгона до 100 км;
- расход топлива при установившемся движении меньше;
- расход топлива при ускорении меньше.

Ресурс автомобиля при первой категории условий эксплуатации в соответствии с ГОСТ 21624–81 [18] составляет 500 000 км. Гарантийный срок автомобиля ограничен заводом производителя и составляет 5 лет с момента выпуска автомобиля.

В течение всего указанного периода допускается необходимая замена агрегатов узлов и деталей, прошедших установленный пробег, и также пришедших в негодность изделий, ресурс которых, меньше ресурса автомобиля, установленный документацией завода–изготовителя и стандартами. Автомобиль, исправность и безопасность которого отвечает производитель, давая обязательства со своей стороны, при условии правильной эксплуатации и обслуживании (указанной в сопроводительных документах).

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		134

## 6.2 Идентификация опасностей, расчет и оценка риска

Гидромеханическая трансмиссия автомобиля представляет собой совокупность сборочных единиц и механизмов, передаваемых крутящий момент от двигателя к ведущими колесами автомобиля. Основные агрегаты, рассмотренные в данном проекте: двигатель, гидротрансформатор, главная передача.

При проведении технического осмотра или ремонта, а также обслуживании узлов трансмиссии автомобиля необходимо соблюдать комплекс установленных мер по безопасности жизнедеятельности в соответствии с системой стандартов безопасности.

### 6.2.1 Идентификация механических опасностей

При проведении технических работ, осмотра и обслуживания агрегатов и узлов трансмиссии автомобиля, необходимо учитывать, что узлы трансмиссии автомобиля имеют большие габариты и вес. Во избежание травмы опасных ситуаций, необходимо учитывать особенности конструктивной сборки для устранения непредвиденных факторов, угрожающих здоровью и жизни.

В узлах трансмиссии есть детали, которые могут явиться причиной порезов травм и ушибов.

Крутящий момент в трансмиссии автомобиля от двигателя к ведущим колесам передается через валы, все виды работ следует проводить при выключенном двигателе. В противном случае могут явиться источником следующих опасностей: затягивание инструмента, одежды, частей тела человека во вращающиеся деталями трансмиссии, нанесение травм выступающим частям, незакрепленные детали могут разлететься, а так как частота вращения узлов трансмиссии очень велика, и велика угроза получения травм от разлетающихся деталей.

### 6.2.2 Идентификация термических опасностей

Основной принцип работы гидротрансформатора построен на работе жидкости, турбинного масла. Масло в гидротрансформаторе нагревается в результате длительной работы, и имеет рабочий диапазон температур от 60 до 115° С. В результате все части гидротрансформатора нагревает масло и силы трения, в том числе его корпус. Так как основные детали в трансмиссии несут в себе металлическую основу, проводя обслуживание трансмиссии автомобиля, велика вероятность возникновения ожогов при соприкосновении с узлами трансмиссии. При нарушении герметизации гидротрансформатора может вытечь масло, которое в свою очередь тоже приводит к ожогам.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		135

### 6.2.3 Опасности от материалов и веществ

По степени воздействия на организм человека турбинные масла относятся к 4-му классу опасности по ГОСТ 12.1.007 [19] с предельно допустимой концентрацией паров углеводородов в воздухе рабочей зоны 300 мг/м<sup>3</sup> и к 3-му классу опасности с предельно допустимой концентрацией масляного тумана 5 мг/м<sup>3</sup>.

Турбинные масла не обладают способностью к кумуляции, не вызывают усиленного роста тканей. При длительном контакте с маслом, а также при работе с присадками в зависимости от индивидуальной восприимчивости кожи могут возникнуть дерматиты и экземы. Не желательно попадание масла в глаза, рот, нос и уши, так как может произойти химическое отравление.

### 6.2.4 Опасности от шума и вибрации

Степень вредности шума и вибрации зависит частоты, уровня, продолжительности и регулярности их действия. Длительные вибрации могут вызвать вибрационную болезнь. При уровне звукового давления 130 дБ и более в ушах появляется боль, а при 145 дБ возможен разрыв барабанной перепонки. Особенно опасны вибрации с частотами, близкими к частоте собственных колебаний человеческого тела. Нормирование производственного шума производится в соответствии с ГОСТ 12.1.003–83 [20] ССБТ. «Шум. Общие требования безопасности». Гигиенические нормы вибрации в производственных условиях и лабораториях установлены ГОСТ 12.1.012–96 [21] и ГОСТ 12.4.046–78 ССБТ [22]. «Методы и средства вибрационной защиты».

Связанные с обслуживанием или ремонтом трансмиссии работы, при включенном двигателе могут привести к ухудшению восприятия речи, звуковых сигналов, тугоухости, повреждению ЦНС, к сдвигам в обменных процессах, к повреждению барабанной перепонки.

### 6.2.5 Опасность возгорания

Турбинные масла представляют собой горючие жидкости с температурой вспышки не ниже 180° С. По классификации ГОСТ 12.1.004 [23] представляют собой средневоспламеняемые жидкости. При возгорании масла существует ряд опасных факторов, таких как повышенная температура, пламя, задымление, изменение газовой среды, токсичные продукты горения и термического Разложения, пониженная концентрация кислорода, разрушение несущих конструкций. Эти факторы несут вред здоровью и угрозу жизни человека.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		136

## 6.2.6 Опасности, обусловленные выбросом жидкости

Рабочая жидкость в гидротрансформаторе находится под высоким давлением, поэтому при обслуживании трансмиссии есть опасность нанесения вреда здоровью обслуживающего персонала.

Опасность при сбросе давления, падении давления или потере герметичности. Давление в магистрали отражено в таблице 24.

Таблица 24 – Давление в магистрали [4].

Режим	Давление, МПа (кг/см <sup>2</sup> )	
	Положение «D», «1», «2»	Положение «R»
Холостой ход	0,41 (4,18)	0.57(5.81)
Пробуксовка	1.4 (14,28)	2,14(21,83)

## 6.3 Устранение опасностей и защитные меры по снижению риска

### 6.3.1 Комплекс мер по устранению механических опасностей

Исключение спонтанного запуска двигателя. Отключить снять клемму с аккумулятора.

Основные детали трансмиссии представляют собой тела вращения, которые должны быть остановлены, выключением двигателя автомобиля. Все узлы трансмиссии помещены в защитный корпус, который защитит его от воздействий агрессивной окружающей среды, корпус скрывает острые кромки узлов. На этапе проектирования трансмиссии необходимо учитывают размеры агрегатов их форму, вес, крепления. Обеспечена доступность всех узлов конструкции, и возможность оценки их работоспособности. Учтены физиологические возможности человека, физически возможный доступ к креплениям конструкции, частоту повторяющихся движений, чтобы исключить заторможенность, нагрузку при обслуживании трансмиссии автомобиля. Узлы трансмиссии имеют специальные крепления для возможности подъема и переноса специальными подъемными установками. Механизация и автоматизация погрузочно–разгрузочных работ и в общем манипулировании.

Обслуживание трансмиссии автомобиля должно производиться на станциях технического обслуживания (СТО), оборудованных специализированным инструментом и приспособлениями, а также квалифицированным персоналом.





### 6.3.5 Комплекс мер по устранению опасности возгорания

Герметичность гидротрансформатора обеспечивается уплотнениями, как на входном валу насосного колеса, так и на выходном валу – первичный вал коробки перемены передач.

Рабочая температура турбинного масла колеблется в пределах 60 – 115° С, а температура вспышки не ниже 180° С [7].

Исключение работ по обслуживанию трансмиссии вблизи открытого огня.

При тушении турбинных масел применяют распыленную воду, пену, при объемном тушении – углекислый газ, состав СЖБ, состав "3,5", пар.

При разливе масла необходимо собрать его в отдельную тару, место разлива протереть сухой тканью, при разливе на открытой площадке – место разлива засыпать песком с последующим его удалением.

### 6.3.6 Комплекс мер по устранению опасности, обусловленной выбросом жидкости

Герметичность корпуса гидротрансформатора обеспечивается сварным швом.

Наличие в конструкции гидротрансформатора устройств, исключающих избыточное давление в гидросистеме.

В гидросистеме присутствуют устройства измеряющие давление масла.

Обслуживающий персонал должен иметь СИЗ.

### 6.4 Требования безопасности и охраны окружающей среды

Гидропередачи должны соответствовать требованиям

безопасности, предусмотренным ГОСТ 12.2.003 [24], конструкторской и эксплуатационной документацией на гидропередачу:

– пожаро и взрывобезопасность гидропередачи – по ГОСТ 12.1.004 [ 23]и ГОСТ 12.1.010 [25].

– Электробезопасность передачи – по ГОСТ 12.1.019 [21].

– Наименьшая температура самовоспламенения рабочей жидкости, определяемая по ГОСТ 12.1.044 [27], должна превышать максимальную температуру рабочей жидкости не менее чем на 25 %.

– Двойная амплитуда вибрации гидропередачи в зоне корпусов подшипников входного и выходного валов не должна превышать 0,1 мм.

– Максимально допустимый уровень шума от стендовой установки, включающей двигатель и гидропередачу, на расстоянии одного метра от задней стенки корпуса гидропередачи на уровне оси входного вала во всем;

– соединения и уплотнения, применяемые в конструкции гидропередачи, должны обеспечивать ей плотность в процессе эксплуатации.

– Для безопасности проведения погрузочно–разгрузочных работ и транспортных операций согласно ГОСТ 12.2.003 [27] в конструкции гидропередачи должны быть предусмотрены устройства (приливы, рамы и др.), обеспечивающие надежной фиксирование гидропередачи в определенном положении.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		139

– Гидропередачи в части окраски должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.3.005 [29], санитарных норм, действующим на железнодорожном транспорте, нормативных и технических документов на гидропередачу.

Гидропередачи должны удовлетворять следующим требованиям охраны окружающей среды:

- рабочие жидкости, применяемые в гидропередачах, должны быть нетоксичны;
- неметаллические материалы, применяемые в конструкции гидропередачи, не должны выделять токсичных веществ и неприятных запахов.

## 6.5 Информация для потребителя

Управление режимами работы гидротрансформатора осуществляется из салона автомобиля и является безопасным для водителя.

Для обеспечения безопасности здоровья и жизнедеятельности человека необходимо:

- использовать автомобиль только в пределах той области применения, для которой он был спроектирован;
- планово проходить техническое обслуживание и технический осмотр;
- все виды работ по устранению неисправностей производить только в специализированном центре.

## 6.6 Комплекс дополнительных мер

Комплекс дополнительных мер предусматривает:

- элементы оборудования, трубопроводы и шланги были защищены от вредных внешних воздействий;
- все узлы и агрегаты доступны для осмотра или ремонта только при - использовании автоподъемника или ямы;
- все агрегаты и узлы выполнены в соответствии с техническими стандартами, не требуют специфических инструментов и оборудования.

## Выводы по разделу шесть

Задача по разработке информации для пользователя, средств защиты и дополнительных защитных мер безопасной конструкции трансмиссии автомобиля заполнена.

Предусмотрены все риски возникновения опасностей при эксплуатации, обслуживании и ремонте. Автомобиль всегда является источником повышенной опасности. Для безопасности жизни и здоровья необходимо строго соблюдать все предусмотренные нормы, технику безопасности, правила эксплуатации, и оценивать риски вероятного возникновения непредвиденных опасных последствий.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		140

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе рассмотрена конструкция автомобиля ВАЗ–21310 с установкой на него колесных редукторов . Разработаны колесные редукторы для переднего и заднего мостов. Данная работа включает в себя тяговый расчет двигателя автомобиля, обоснование установки колесных редукторов, расчеты параметров редуктора, разработку технологического процесса изготовления детали – корпус редуктора, расчеты экономической эффективности усовершенствования трансмиссии, а также рассмотрены меры по обеспечению безопасности эксплуатации автомобиля. Внедрение в конструкцию автомобиля ВАЗ-21310 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.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		141

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Баженов Е.Е. Теория автомобиля и трактора / Е.Е. Баженов. – Екатеринбург: УГТУ – УПИ, 2000. – 126 с.
- 2 Баранов, Г. Л. Расчёт деталей машин: учебное пособие / Г. Л. Баранов. — Екатеринбург: ИВТОБ УГТУ-УПИ, 2007. – 220 с.
- 3 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.: ил.
- 4 Анурьев, В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 3 / В.Н. Анурьев – 5-е изд. доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с.
- 5 Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / М-во автомоб. трансп. РСФСР. – М.: Транспорт, 1988. – 78 с.
- 6 Решетов, Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов – 4-е издание доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
- 7 Галимзянов, Р.К. Теория автомобиля: учебное пособие / Р.К. Галимзянов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 220 с.
- 8 М.Г. Галкин, В.Н. Ашихмин, А.С. Гаврилюк. Механическая обработка тел вращения: учебно-методическое пособие / Екатеринбург: УГТУ - УПИ, 2015. – 161 с.
- 9 ГОСТ Р 53464-2009. Отливки из металлов и сплавов. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку. М.: Изд-во стандарт. 2010. – 62 с.
- 10 Барановский Ю.В., 1972. Режимы резания металлов / Ю. В. Барановского. – Изд. 3-е. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1972. – 408с.
- 11 "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ
- 12 ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление. М.: Изд-во стандарт. 1982. – 8 с.
- 13 НПБ 105-03. Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности / утв. Приказом МЧС России №314 от 18.06.03. М.: ФГУ ВНИИПО МЧС России, 2003.
- 14 СНиП 31-03-2001. Производственные здания. М.: ГУП ЦПП, 2001.
- 15 СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки. М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 1997.
- 16 ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2002. – 34 с.
- 17 ГОСТ 12.2.062-81 ССБТ. Оборудование производственное. Ограждения защитные. М.: стандартинформ, 2006. – 4 с.
- 18 СНиП 23-05-95 Строительные нормы и правила. Нормы проектирования. Естественное и искусственное освещение. М.: Стройиздат, 1980. Ч.П. гл.4. – 57 с.
- 19 ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. М.: стандартинформ, 1988. – 78 с.
- 20 ГОСТ 12.4.021-75 Системы вентиляционные. М.: стандартинформ, 1977. – 6 с.

					<i>23.05.01.2018.636.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		142

- 21 СНиП 41-01-2003 Отопление вентиляция и кондиционирование.
- 22 ГОСТ 12.4.123-83 Система стандартов безопасности труда. Средства коллективной защиты от инфракрасных излучений. Общие технические требования. М.: стандартиформ, 1984. – 4 с.
- 23 ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. М.: стандартиформ, 1989. – 95 с.
- 24 СНиП 23-05-95 Естественное и искусственное освещение.
- 25 ГОСТ 12.1.003-83 Шум. Общие требования безопасности. М.: стандартиформ, 1984. – 12 с.
- 26 ГОСТ 12.1.029-80 Средства и методы защиты от шума. М.: стандартиформ, 1981. – 6 с.
- 27 СП 12.1330.2009 Определение категорий помещений, зданий и наружных установок. По взрывоопасной и пожарной опасности.
- 28 СП 5.13130.2009. Установки пожарной сигнализации и пожаротушения автоматические. Нормы и правила проектирования.
- 29 СНиП 21.07.97 Пожарная безопасность зданий и сооружений.
- 30 Р 2.2.755-99 “Критерии оценки и классификация условий труда по показателям вредности и опасности факторов производственной среды, тяжести и напряженности трудового процесса”.
- 31 ГОСТ 12.1.003-83 (СТ СЭВ 1930-79) "Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности". М.: стандартиформ, 1983. – 9 с.
- 32 ГОСТ 23941-2002 «Шум машин. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования». М.: стандартиформ, 2002. – 11 с.
- 33 ГН 2.1.6.1338-03 Предельно допустимые (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест.

					23.05.01.2018.636.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		143