

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей

(наименование)

23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль)/специализация)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)

на тему **Разработка конструкции ведущего моста грузового автомобиля
большой грузоподъемности**

Студент

Е.В. Никулин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент И.Р. Галиев

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

Консультанты

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

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

канд. экон. наук, доцент О.М.Сярдова

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

Тольятти 2021

Аннотация

Объектом разработки является ведущий мост грузового автомобиля большой грузоподъемности.

Цель проекта – разработка конструкции ведущего моста грузового автомобиля большой грузоподъемности.

В процессе проектирования выполнены следующие разработки: расчет тягово-динамических характеристик грузового транспортного средства с построением графиков; расчет главной передачи транспортного средства; прочностные расчеты зубчатых передач трансмиссии транспортного средства; расчет рессорной подвески транспортного средства; прочностные расчеты узлов и деталей транспортного средства.

Областью практического применения результатов дипломного проектирования является автомобилестроение в направлении конструкций автомобилей большой грузоподъемности.

В дипломном проекте прорабатывается комплекс ходовой и трансмиссионной части на примере переднего и заднего моста грузового транспортного средства. В работе используются наработки из открытых источников, а также реализуется практические знания, полученные в ходе обучения.

Abstract

The object of development is the drive axle of a heavy-duty truck.

The goal of the project is to develop the design of the drive axle of a heavy-duty truck.

During the design process, the following developments were carried out: calculation of the traction and dynamic characteristics of a cargo vehicle with the construction of graphs; calculation of the main gear of the vehicle; strength calculations of transmission gears of a vehicle; calculation of the vehicle spring suspension; strength calculations of units and parts of a vehicle.

The area of practical application of the results of the diploma design is the automotive industry in the direction of the structures of heavy-duty vehicles.

In the diploma project, a complex of chassis and transmission parts is being worked out on the example of the front and rear axles of a cargo vehicle. The work uses developments from open sources, and also implements the practical knowledge gained during the training.

Содержание

Введение	7
1 Информационно-патентный обзор материалов по теме дипломного проекта	9
1.1 Обзор схем и конструкций передних ведущих мостов автомобилей	9
1.2 Примеры конструкций передних ведущих мостов автомобилей	11
1.3 Патентный обзор проектируемых узлов	17
1.3.1 Патентный обзор схем и конструкций ведущих мостов автомобилей ..	17
1.3.2 Патентный обзор схем и конструкций ведущих мостов автомобилей ..	19
2 Выбор конструкции проектируемых узлов	23
2.1 Выбор конструкции переднего ведущего моста	23
2.2 Выбор конструкции подвески моста	24
3 Тягово-динамический и топливно-экономический расчет автомобиля	25
3.1 Скоростная характеристика двигателя	25
3.2 Тяговая характеристика автомобиля	28
3.3 Мощностная характеристика автомобиля	29
3.4 Динамическая характеристика автомобиля	32
3.5 Ускорения автомобиля на передачах	33
3.6 Время и путь разгона автомобиля	33
3.7 Топливная характеристика установившегося движения автомобиля	37
4 Расчет основных параметров редукторных узлов переднего ведущего моста	41
4.1 Выбор основных параметров редукторных узлов ведущего моста	41
4.2 Определение основных параметров передачи моста	45
4.2.1 Геометрический расчет одноступенчатой конической главной передачи	45
4.2.2 Подбор дифференциала	47
4.2.3 Привод к ведущим колесам	48
4.2.4 Подбор колесного редуктора	48

4.3 Прочностные расчеты элементов передачи моста	49
4.3.1 Расчет нагруженности одинарной конической главной передачи	49
4.3.2 Расчет зубчатой пары одинарной конической главной передачи на сопротивление усталости	50
4.3.3 Расчет подшипников на выносливость	56
4.3.4 Расчет нагруженности полуоси разгруженного типа	61
4.3.5 Расчет на прочность ШРУС сдвоенного типа	62
5 Технологическая часть проекта	65
5.1 Описание объекта производства и назначение его в узле	65
5.2 Анализ технологичности конструкции детали	66
5.2.1 Качественная оценка технологичности конструкции	67
5.2.2 Количественная оценка технологичности конструкции	67
5.3 Выбор метода получения заготовки с экономическим обоснованием проектируемого варианта	68
5.4 Анализ базового варианта технологического процесса механической обработки	69
5.5 Назначение припусков под механическую обработку	73
5.6 Назначение режимов резания	74
5.7 Нормирование технологического процесса механической обработки ...	76
6 Безопасность и экологичность объекта дипломного проекта	78
6.1 Описание условий труда	78
6.2 Идентификация вредных производственных факторов	79
6.3 Требования эргономики при работе за компьютером	80
6.4 Расчет вентиляции в помещении	86
7 Экономическая часть проекта	90
7.1 Исходные данные	90
7.2 Расчет затрат по изготовлению проектируемой машины	91
7.3 Расчет затрат по эксплуатации проектируемой машины	93
7.4 Расчет инвестиций в капитальные вложения на стадии производства проектируемой машины	99

7.5 Расчет инвестиций в капитальные вложения на стадии эксплуатации проектируемой машины	101
7.6 Оценка экономической эффективности проектируемой машины	103
Заключение	107
Список используемых источников	110
Приложение А Графики тягового расчета	115

Введение

Целью дипломного проектирования, как заключительного этапа обучения студента в высшем учебном заведении, является определение степени подготовки студента к самостоятельной работе, а также, способен ли он применить полученные в процессе обучения знания при решении конкретных производственных, технических, технологических, научных и экономических задач в условиях современного производства.

Тематика дипломных проектов должна быть актуальной, соответствующей современному состоянию и перспективам развития науки и техники, направленной на решение приоритетных задач автомобилестроения.

Темой данного дипломного проекта является проектирование ведущего моста и подвески автомобиля большой грузоподъемности.

Ведущий мост – одна из частей трансмиссии, который соединяет между собой ведущие колёса одной оси. Посредством подвески мост крепится к раме машины или к её несущему кузову.

«Назначение ведущего моста сводится к выполнению следующих функций:

- изменять подведённый крутящий момент и передавать его на ведущее колесо;
- при повороте обеспечивать ведущим колёсам возможность двигаться с разными скоростями;
- передавать тяговое усилие и реактивный момент от ведущих колёс к раме автомобиля;
- воспринимать силу веса и боковые реакции, возникающие при движении машины на повороте или на косогоре.» [27]

В соответствии с вышесказанным, определяем задачи данного дипломного проекта:

1. Проектирование ведущего моста автомобиля большой грузоподъемности с учетом требований, предъявляемых к данному узлу трансмиссии.

2. Выполнение технологической части дипломного проекта, включающей в себя разработку технологического процесса изготовления детали трансмиссии.

3. Выполнение экономической части дипломного проекта, включающей в себя расчет экономической целесообразности применения разработанных переднего ведущего моста и подвески автомобиля.

Выполнение поставленных задач будет являться критерием выполнения выпускной квалификационной работы.

1 Информационно-патентный обзор материалов по теме дипломного проекта

1.1 Обзор схем и конструкций передних ведущих мостов автомобилей

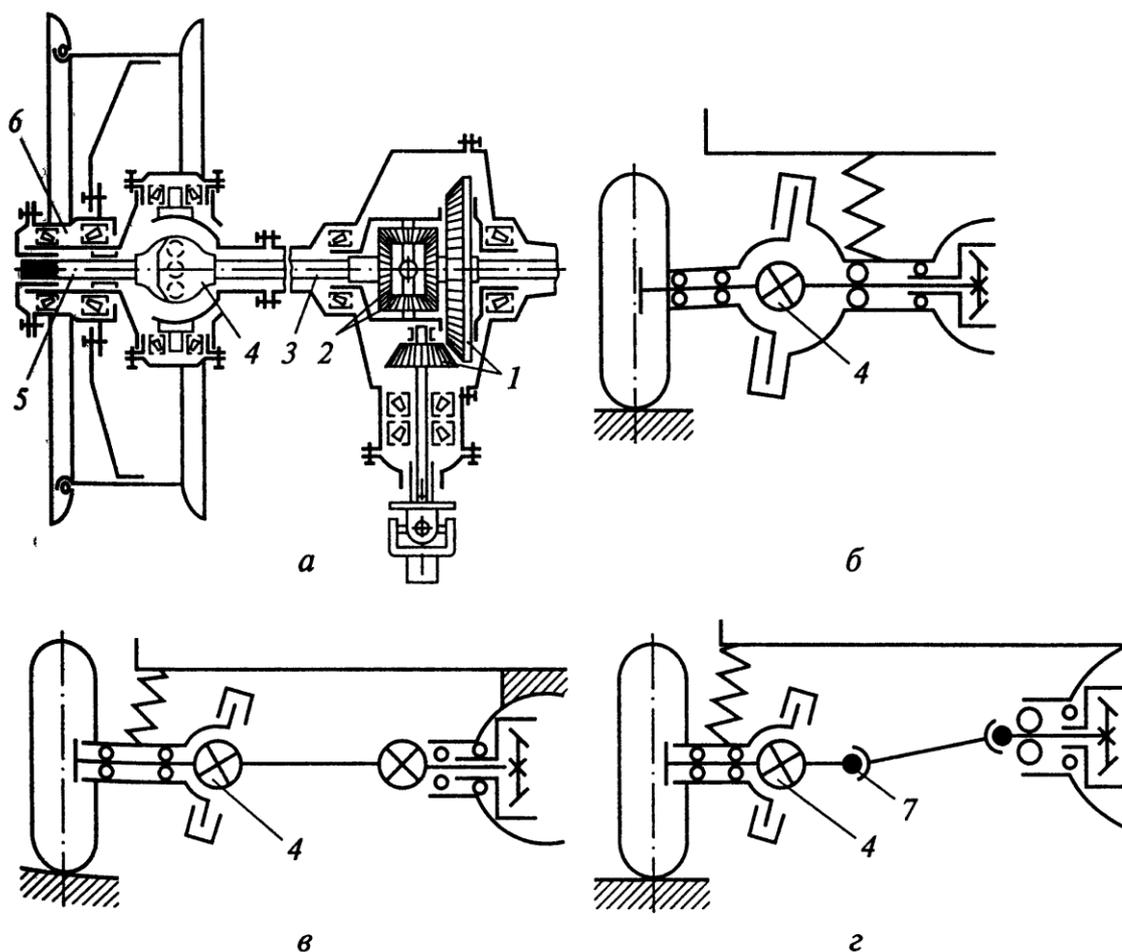
Мостом называется агрегат автомобиля, соединяющий колеса одной оси между собой и через подвеску – с несущей системой. Передний мост автомобиля воспринимают действующие между опорной поверхностью и рамой или кузовом вертикальные, продольные и поперечные нагрузки, которые передаются элементами подвески. При передаче крутящего момента на ведущем мосту возникает реактивный момент, стремящийся повернуть мост в направлении, противоположном направлению вращения ведущих колес. При торможении на мост автомобиля действуют тормозные моменты, имеющие обратное направление. Эти моменты передаются от мостов на раму или через рессоры или через рычаги и штанги.

Передний ведущий мост (или иначе комбинированный) выполняет функции ведущего и управляемого мостов одновременно.

«Дополнительно к общим требованиям к конструкции автомобиля к передним управляемым мостам автомобиля предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми мосты должны:

- иметь минимальную массу, наименьшие габаритные размеры, высокую жесткость;
- обеспечивать стабильные углы установки управляемых колес и осей их поворота (шкворней).» [1]

Мост, представленный на рисунке 1, состоит из главной передачи 1, дифференциала 2 и привода ведущих управляемых колес.



1 – главная передача; 2 – дифференциал; 3 и 5 – полуоси; 4 и 7 – карданные шарниры; 6 – ступица

Рисунок 1 – Схема ведущего моста (а) и привода (б, в, г) ведущих управляемых колес

«Главная передача 1 и дифференциал 2 имеют такую же конструкцию, как главная передача и дифференциал заднего ведущего моста. Привод ведущих управляемых колес представляет собой карданную передачу с карданными шарнирами травных угловых скоростей. Конструкция привода ведущих управляемых колес зависит от типа их подвески.

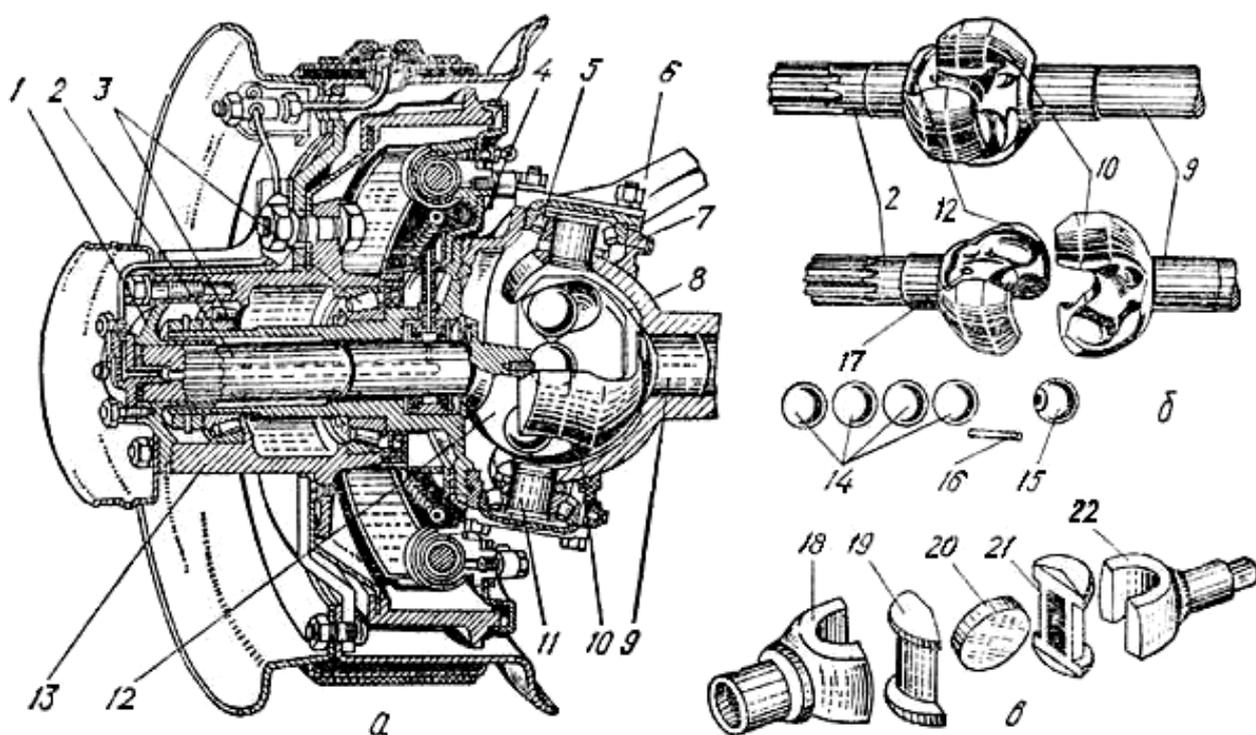
У грузовых автомобилей при зависимой подвеске колес (рисунок 1.1, а, б) и неразрезной балке ведущего моста в приводе колес применяют карданные передачи с одним карданным шарниром равных угловых скоростей. Крутящий момент к карданному шарниру подводится от дифференциала 2 внутренней полуосью 3. Наружная полуось 5 имеет

фланец, от которого крутящий момент передается на ступицу б колеса. Ступица установлена на поворотной цапфе на двух подшипниках, и полуоси 3 и 5 передают только крутящий момент.» [16]

1.2 Примеры конструкций передних ведущих мостов автомобилей

Рассмотрим примеры передних ведущих мостов грузовых автомобилей.

Передний ведущий мост автомобиля ГАЗ – 66 (рисунок 2, а) состоит из картера, в котором смонтированы главная передача, дифференциал и полуоси.



а – устройство; б – шариковый карданный шарнир; в – кулачковый карданный шарнир.

Рисунок 2 – Передний ведущий мост автомобиля ГАЗ-66

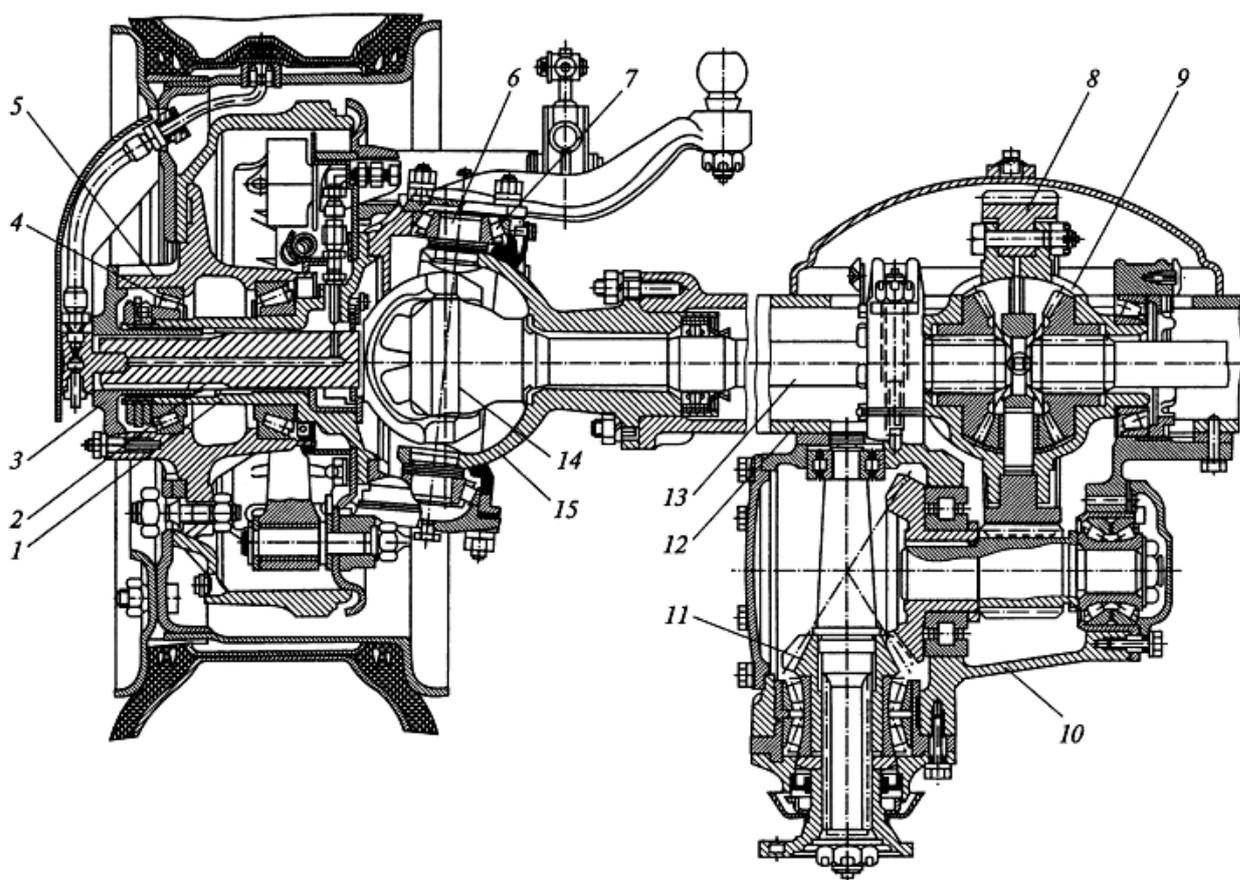
«Особенность моста состоит в том, что крутящий момент от полуосевых шестерен к ступицам колес передается под изменяющимся углом. Поэтому каждая полуось расчленена. Между двумя частями полуоси 2 и 9 устанавливается карданный шарнир равных угловых скоростей (рисунок

1.2, б), состоящий из двух фасонных вилок 10 и 12 с овальными канавками, одного центрирующего 15 и четырех ведущих 14 шариков. Центрирующий шарик имеет сверление, лыску, и крепится на пальце 16, затем стопорится шпилькой, проходящей через отверстие 17 вилки.» [25]

«При вращении ведущей вилки усилие на ведомую передается через шарики. Так как они свободно перекатываются в своих канавках, то угол между вилками шариками делится пополам в каждый данный момент, что и обеспечивает равномерную передачу крутящего момента на повернутые управляемые колеса под углом до 40°. Вал 2 ведомой вилки 12 проходит внутри полой поворотной цапфы 4 и своими шлицами входит в шлицы фланца 1, соединенного шпильками со ступицей колеса 13. Ступица смонтирована на поворотной цапфе на двух роликовых конических подшипниках 3. Поворотная цапфа 4 вместе со ступицей установлена в разъемном корпусе 7 на шипах 11 шкворней на роликовых конических подшипниках 5. Шипы приварены к сферической чашке 8 кожуха полуоси. Поворотная цапфа рычага 6 соединяется с тягами рулевого управления автомобиля.» [1]

«На рисунке 3 представлена конструкция переднего ведущего моста грузовых автомобилей ЗИЛ высокой проходимости.

Главная передача моста – двойная центральная. Она состоит из двух пар шестерен – конической 11 со спиральными зубьями, и цилиндрической 8 с косыми зубьями. Дифференциал 9 – конический, симметричный, малого трения, 4–сателлитный.» [25]

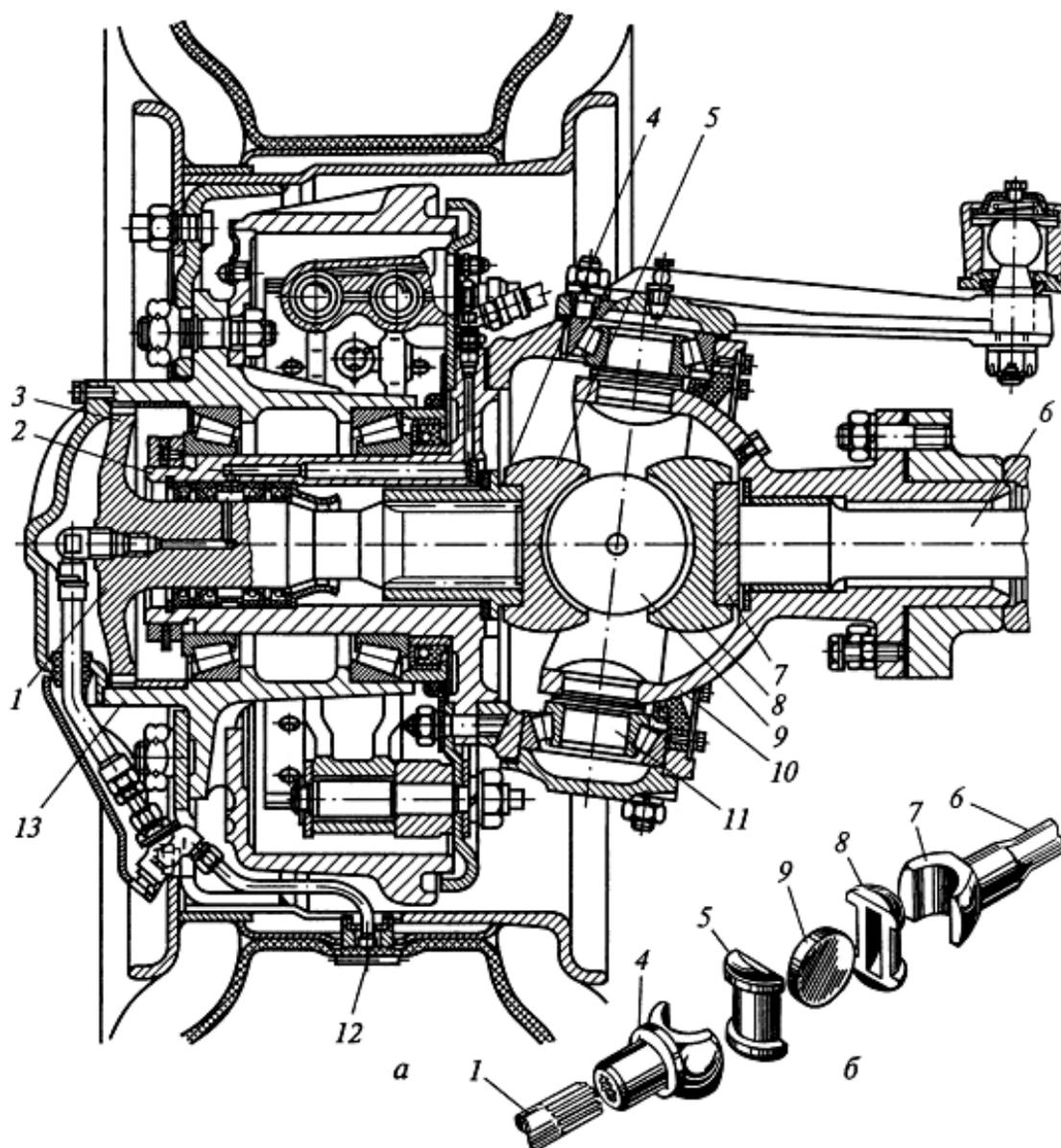


«1 – цапфа; 2, 13 – полуоси; 3 – фланец; 4, 7 – подшипники; 5 – ступица; 6 – шип; 8, 11 – шестерни; 9 – дифференциал; 10 – картер; 12 – балка; 14 – карданный шарнир; 15 – опора» [1]

Рисунок 3 – Передний ведущий мост автомобиля ЗИЛ высокой проходимости

«Шкворень для поворота колеса сделан разрезным и состоит из двух шипов 6, которые жестко закреплены в шаровой опоре. На шкворне на роликовых конических подшипниках 7 установлена поворотная цапфа, а на ней также на роликовых конических подшипниках 4 – ступица колеса, имеющего шину с регулируемым давлением.» [1]

«Ведущий мост грузовых автомобилей «Урал» высокой проходимости показан на рисунке 4.» [11]

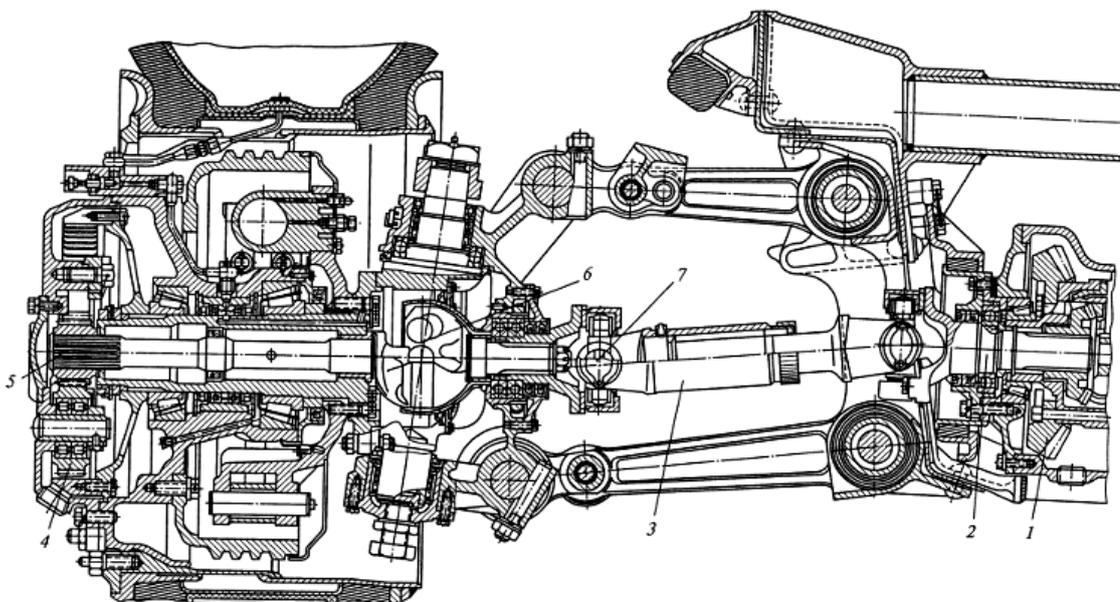


«1, 6 – полуоси; 2 – цапфа; 3 – фланец; 4, 7 – вилки; 5, 8 – кулачки; 9 – диск; 10 – шаровая опора; 11 – шип; 12 – шина; 13 – ступица» [1]

Рисунок 4 – Ведущий мост грузовых автомобилей «Урал» высокой проходимости

«Наружная полуось 1 крепится к ступице 13 колеса при помощи зубчатого фланца 3. Шкворень поворотной цапфы состоит из двух отдельных шипов 11, закрепленных в шаровой опоре. На шипах шкворня на конических роликовых подшипниках установлена поворотная цапфа 2 колеса.» [1]

На рисунке 5 представлен передний ведущий мост четырехосного грузового автомобиля МАЗ. Колеса моста имеют независимую подвеску.



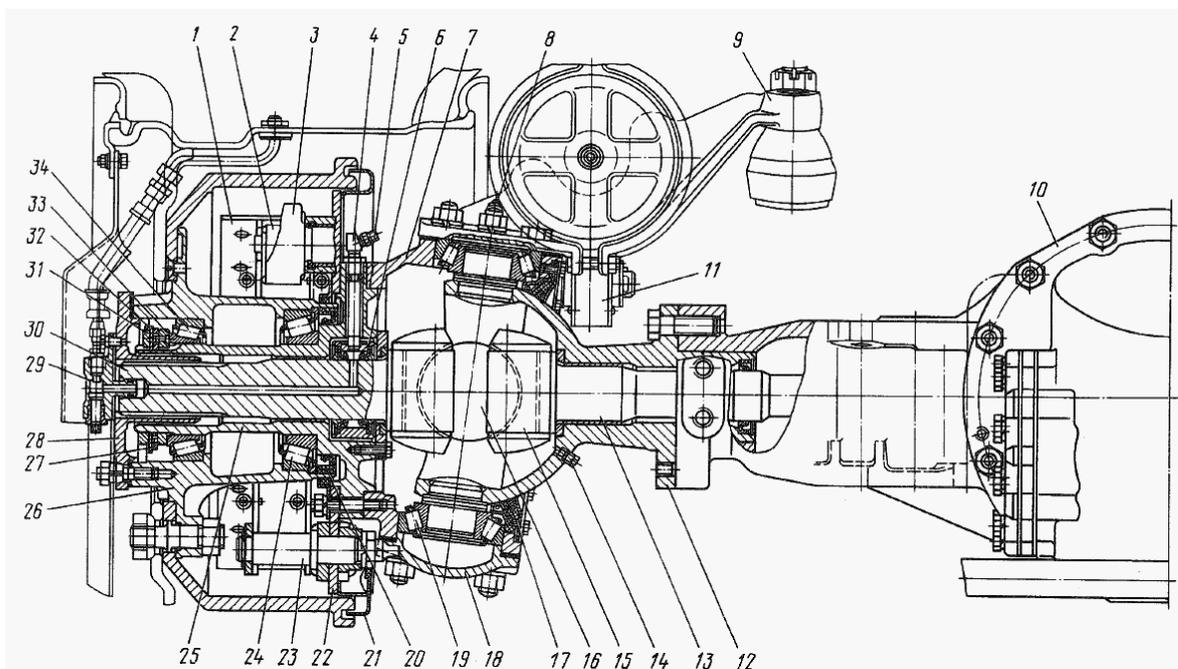
«1 – главная передача; 2, 5 – полуоси; 3 – карданная передача; 4 – колесная передача; 6, 7 – шарниры» [1]

Рисунок 5 – Передний ведущий мост четырехосного автомобиля МАЗ

«Колеса моста имеют независимую подвеску. Главная передача моста разнесенная. Центральная коническая передача 1 вместе с коническим 4–сателлитным симметричным дифференциалом малого трения расположены в картере, установленном на раме автомобиля.

Колесные передачи 4 планетарного типа. Связь между центральной и колесной передачей осуществляется через внутреннюю полуось 2, карданную передачу 3 с двумя карданными шарнирами 7 неравных угловых скоростей, шариковый карданный шарнир 6 равных угловых скоростей и наружную полуось 5 разгруженного типа.» [1]

На рисунке 6 представлен передний ведущий мост грузового автомобиля КАМАЗ.



«1 – колодка переднего тормозного механизма; 2 – ролик колодки; 3 – разжимной левый кулак; 4 –штуцер; 5 – переходной штуцер; 6 – головка подвода воздуха; 7 – левый корпус поворотного кулака; 8 – масленка; 9 – рычаг поворотного кулака; 10 – главная передача переднего моста; 11 – регулировочный рычаг; 12 – шаровая опора поворотного кулака; 13 – внутренний левый кулак шарнира; 14 – пробка; 15 – вкладыш кулака шарнира; 16 – диск шарнира; 17 – манжета; 18 – нижняя накладка кулака; 19, 24, 34 – подшипники; 20 – набивка манжеты; 21 – щиток тормозного механизма; 22 – суппорт переднего тормозного механизма; 23 – ось тормозных колодок; 25 – левая цапфа поворотного кулака; 26 – ступица с тормозным барабаном; 27, 32 – замковые шайбы; 28 – ведущий фланец; 29 – кран запора воздуха; 30 – наружный кулак шарнира; 31 – контргайка подшипников; 33 – гайка подшипников» [1]

Рисунок 6 – Передний ведущий мост автомобиля КАМАЗ

«Картер переднего моста отлит как одно целое с левым коротким кожухом полуоси. Правый кожух запрессован в картер моста. К фланцам кожухов полуоси на шпильках прикреплены шаровые опоры с приваренными шкворнями. В шаровые опоры запрессованы бронзовые втулки, в которых установлены внутренние кулаки шарниров равных угловых скоростей.

На шкворнях размещены корпуса поворотных кулаков, которые поворачиваются на конических роликовых подшипниках. К корпусам поворотных кулаков прикреплены на шпильках цапфы и суппорты

тормозных механизмов. В цапфы запрессованы бронзовые втулки, в которых вращаются наружные кулаки шарниров.

Крутящий момент от внутреннего кулака к наружному передается через шарнир равных угловых скоростей. На шлицевом конце наружного кулака установлен ведущий фланец, который прикреплен к ступице шпильками.» [2]

1.3 Патентный обзор проектируемых узлов

1.3.1 Патентный обзор схем и конструкций ведущих мостов автомобилей

Ведущий мост.

«Изобретение относится к транспортным средствам, в частности к трансмиссиям автомобилей, тракторов, строительных машин. Механизм дифференциала ведущего моста расположен возле ступицы одного колеса, а главная передача - возле ступицы другого колеса. Ведомая шестерня связана с корпусом дифференциала посредством трубчатого вала, расположенного в балке моста.» [11]

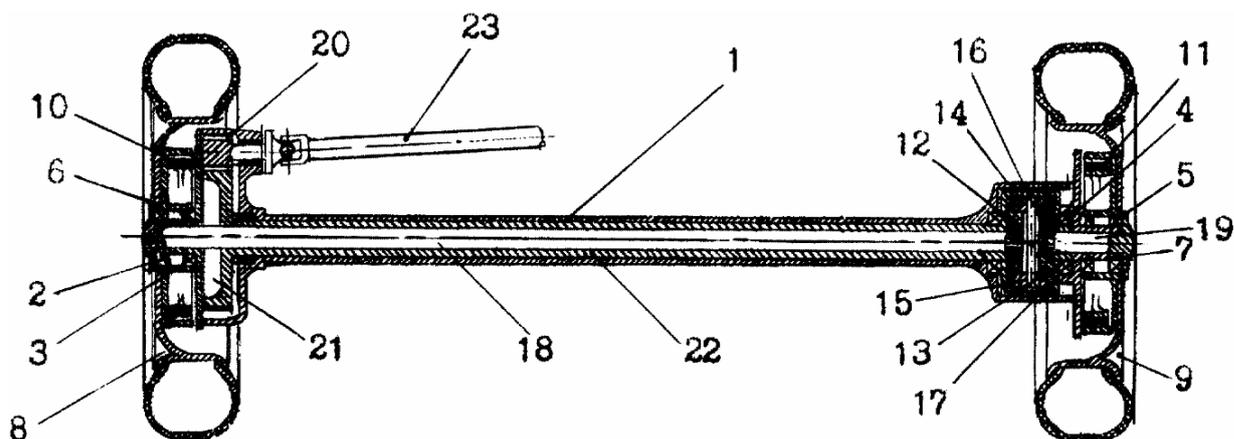


Рисунок 7 – Ведущий мост

«Ведущий мост (рисунок 7) состоит из несущей балки 1, на концах которой на подшипниках 2, 3 и 4, 5 установлены ступицы 6, 7 колес 8 и 9. Ступицы 6 и 7 снабжены тормозами 10 и 11. В несущей балке 1 возле колеса

9 расположен механизм дифференциала, состоящий из конических шестерен 12 и 13, связанных между собой посредством сателлитов 14 и 15, установленных на оси 16, которая своими концами закреплена в корпусе дифференциала 17. Полуоси 18 и 19 связывают конические шестерни 12 и 13 с колесами 8 и 9.

Возле колеса 8 расположена главная передача, состоящая из ведущей шестерни 20 и ведомой шестерни 21, которая связана с корпусом дифференциала 17 посредством трубчатого вала 22. Карданный вал 23 связывает ведущую шестерню 20 с силовой установкой транспортного средства.» [25]

«Работает ведущий мост следующим образом. Карданный вал 23 приводится во вращение от силовой установки, как например на фиг.2, 3, 4, и передает крутящий момент ведущей шестерни 20, которая в свою очередь вращает ведомую шестерню 21, посаженную наглухо на трубчатый вал 21. Трубчатый вал 22 приводит во вращение корпус дифференциала 17, где связанные с ним посредством оси 16 сателлиты 14 и 15 приводят во вращение конические шестерни 12 и 13, которые в свою очередь через полуоси 18 и 19 приводят во вращение колеса 8 и 9.» [1]

В результате повышается проходимость транспортных средств

Ведущий управляемый мост транспортного средства.

«Устройство относится к конструкции ведущих управляемых мостов транспортных средств. Ведущий управляемый мост содержит корпус 1 (рисунок 8), к которому через рукава 2 и поворотные оси 3 прикреплены корпуса 4 с колесными планетарными редукторами, соосно установленные приводные двигатели 5 и тормоза в виде многодисковых муфт 6. Роторы приводных двигателей 5 связаны с солнечными шестернями 14 первых планетарных ступеней редукторов, которые посредством сателлитов 17 и водил 18 соединены с солнечными шестернями 9 вторых ступеней, связанных посредством сателлитов 11, водил 10 и коронных шестерен 12 с колесами. Многодисковые муфты 6 тормозов размещены между

планетарными ступенями и снабжены фрикционными дисками 22 и нажимными дисками 23, установленными с возможностью осевого перемещения под воздействием силовых механизмов управления. Приводные двигатели 5 размещены в корпусе 1 моста. Первые планетарные ступени редукторов и многодисковые муфты 6 тормозов также размещены в корпусе 1 моста между двигателями 5 и поворотными осями 3. Тормоза снабжены вторыми многодисковыми муфтами 24. Силовые механизмы управления тормозами размещены между муфтами 6, 24. Фрикционные диски 22 и нажимные диски 23 муфты 6 размещены на коронных шестернях 19, установленных на водилах 18 первых планетарных ступеней, и в корпусе 1 моста. Фрикционные диски 25 и нажимные диски 26 муфты 24 установлены на промежуточных дисках 27 и в корпусе моста. Достигается повышение надежности моста.» [25]

1.3.2 Патентный обзор схем и конструкций ведущих мостов автомобилей

Сдвоенная рессорная подвеска для транспортного средства с j-образным пружинным элементом.

«Изобретение относится к системам подвески для транспортных средств. Подвеска имеет балку шасси, продольную ось, первичную и вторичную пластинчатые пружины и ограничивающий изгиб элемент. Ось расположена ортогонально к балке шасси. Первичная пружина имеет первый конец для шарнирного соединения с шасси транспортного средства у первого шарнирного соединения и второй конец для соединения с шасси транспортного средства у второго шарнирного соединения, а также участок соединителя, расположенный между первым и вторым концами. Вторичная пружина имеет первый конец для шарнирного соединения с шасси транспортного средства у шарнирного соединения и второй конец для соединения с продольной осью. Ограничивающий изгиб элемент соединен с первичной или вторичной пружиной для контроля расстояния между ними.

Ограничивающий изгиб элемент выполнен как J-образный пружинный элемент, расположенный между первичной и вторичной пружинами.

Система 100 подвески (рисунок 10) транспортного средства имеет шасси, обозначенное в целом позицией 110. Шасси 110 имеет пару главным образом параллельных балок 112a и 112b шасси, которые соединены друг с другом при помощи поперечин 116 и 118.» [25]

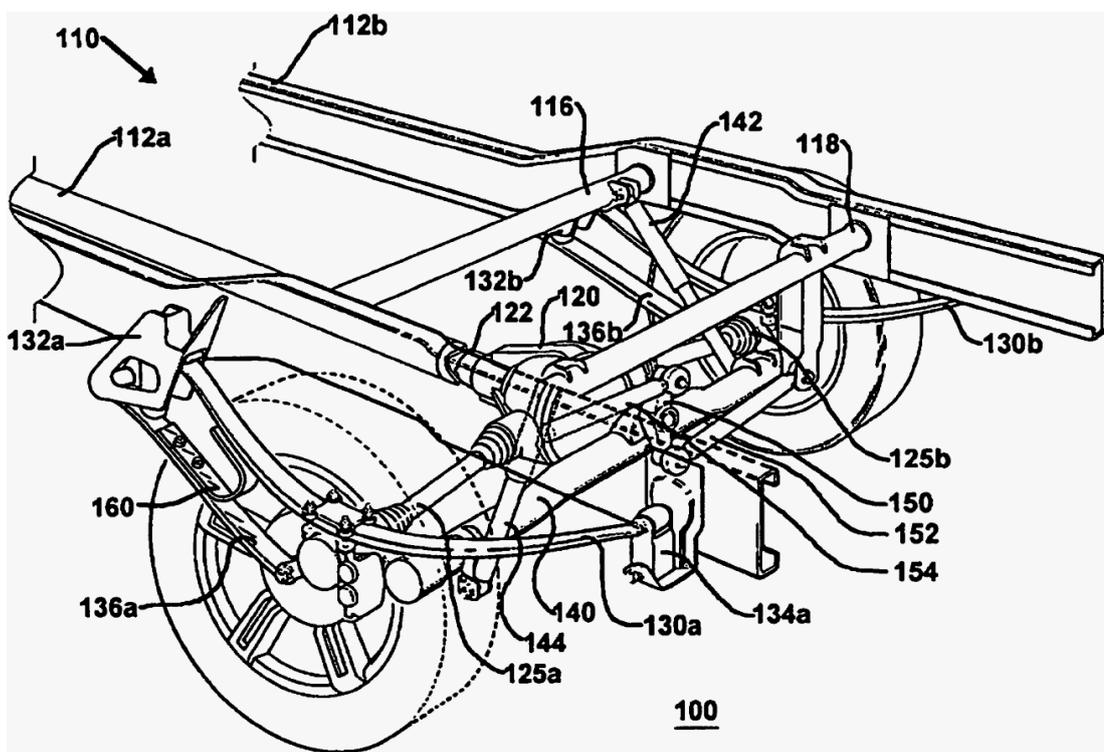


Рисунок 10 – Сдвоенная рессорная подвеска для транспортного средства с j-образным пружинным элементом

«Дифференциал 120 жестко соединен с шасси и преобразует вращательное движение карданного вала 122 в главным образом ортогональное вращательное движение полуосей 125a и 125b. Каждая полуось имеет объединенную с ней пару карданов (универсальных шарниров), не имеющих специального позиционного обозначения, которые расположены проксимально и дистально относительно дифференциала. Таким образом, полуоси, каждая из которых имеет объединенную с ней продольную ось (не показана), приспособляются к движению по оси, в частности, за счет работы проксимального кардана.» [25]

Достигается снижение инерции подвески, а также шума и вибрации.

Ходовая часть транспортного средства.

Изобретение относится к транспортному машиностроению, а именно к конструкции рессорной подвески. Технической задачей изобретения является повышение мягкости хода транспортного средства за счет обеспечения независимой работы подвески каждого колеса. Рессорная подвеска содержит листовые рессоры, которые своей средней частью жестко закреплены на раме. Передняя сторона рессоры связана с маятниковым рычагом переднего колеса посредством двух серег и промежуточного рычага, а задняя сторона рессоры связана с задним колесом напрямую через рычаг и серьгу. (рисунок 11)

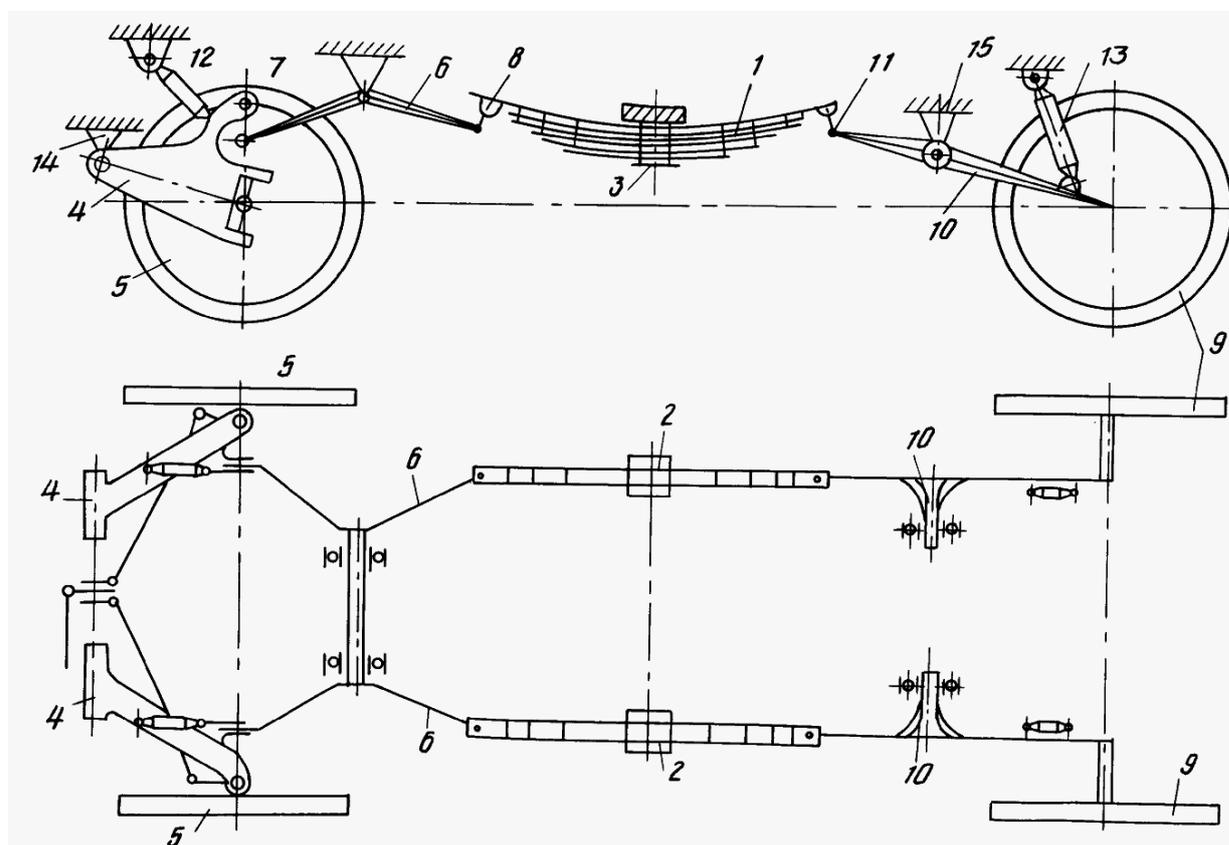


Рисунок 11 – Ходовая часть транспортного средства

Ходовая часть транспортного средства содержит рессору 1, которая своей средней частью закреплена жестко на раме 2 кронштейном 3. Место крепления рессоры на раме расположено близко к центру тяжести

транспортного средства. Передний конец рессоры связан с маятниковым рычагом 4 переднего колеса 5 посредством промежуточного рычага 6 и серег 7 и 8, задний конец рессоры с задним колесом 9 посредством рычага 10 и серьги 11. Для гашения колебаний колес имеются амортизаторы 12 и 13, закрепленные одним концом на транспортном средстве, а другим концом соединенные с маятниковым рычагом 4 и рычагом 10.

При наезде переднего колеса на препятствие маятниковый рычаг 4 поворачивается относительно оси 14 и через серьги 7 и 8 взаимодействует с передней половиной рессоры 1, гасящей удар.

При наезде на препятствие заднего колеса 9 рычаг 10 поворачивается вокруг оси 15 и удар гасится задней половиной рессоры 1.

Предлагаемая рессора позволяет добиться независимой работы каждого колеса.

Выводы по разделу. В ходе выполнения обзора конструктивных решений ведущего моста были определены наиболее распространенные конструкции, которые позволили выявить наиболее приемлемое техническое решение проектируемой конструкции.

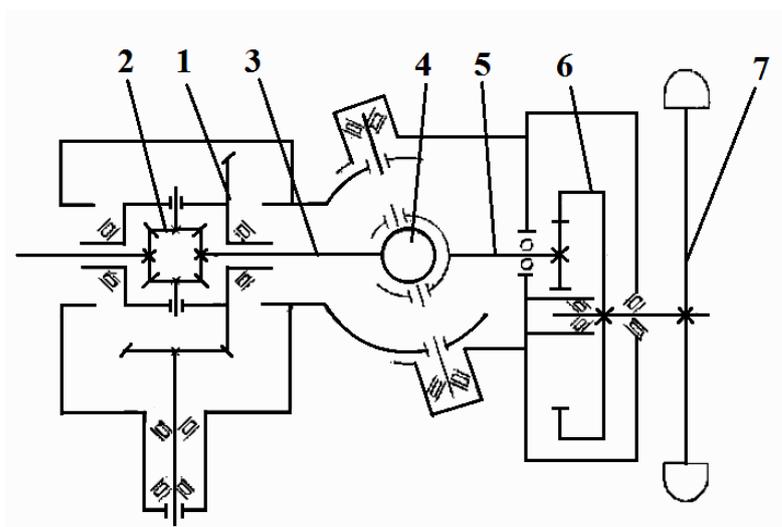
2 Выбор конструкции проектируемых узлов

2.1 Выбор конструкции ведущего моста

Проанализировав существующие конструкции ведущих мостов грузовых автомобилей повышенной и высокой проходимости (раздел 1.1 дипломного проекта), для проектируемого автомобиля принимаем следующий вариант переднего ведущего моста:

1. Балка моста – переменного сечения, литая.
2. Главная передача – двойная разнесенная, состоящая из центральной конической передачи и колесного планетарного редуктора. Это позволит уменьшить центральную часть ведущего моста (что повысит дорожный просвет и, соответственно, проходимость) при сохранении передаточного числа трансмиссии.
3. Дифференциал – конический симметричный.
4. Схема подшипникового узла – с разгруженной полуосью.
5. Привод к ведущим колесам – сдвоенный ШРУС

Схема выбранного варианта переднего ведущего моста представлена на рисунке 12



- 1 – главная передача; 2 – дифференциал; 3, 5 – полуоси; 4 – ШРУС; 6 – колесный редуктор; 7 – колесо

Рисунок 12 – Схема выбранного варианта ведущего моста

2.2 Выбор конструкции подвески моста

Проанализировав существующие конструкции подвески мостов грузовых автомобилей повышенной и высокой проходимости, а также изучив существующие варианты подвесок и тенденции их развития (раздел 1.2 дипломного проекта), для проектируемого автомобиля принимаем рессорную подвеску.

Главным преимуществом рессоры является способность выполнять одновременно функции упругого, направляющего, гасящего и стабилизирующего устройств подвески. Также они просты в изготовлении, более удобны при ремонте при эксплуатации. К недостаткам многолистных рессор можно отнести повышенную массу, межлистовое трение, они менее эффективно обеспечивают плавность хода автомобиля и требуют ухода в процессе эксплуатации.

Ряд недостатков многолистных рессор можно исключить путем применения малолистных рессор. Их масса и межлистовое трение меньше, плавность хода автомобиля при их применении выше.

Подвеска проектируемого автомобиля будет включать:

1. В качестве упругого и направляющего элемента – малолистовая рессора.
2. Для обеспечения изменения жесткости рессоры и ограничения хода подвески – дополнительный резиновый упор (по типу подвески автомобиля МАЗ – 6317).
3. Для увеличения угловой жесткости подвески, уменьшения угла крена подрессоренной части автомобиля при действии на автомобиль поперечной силы, повышения устойчивости движения автомобиля – стабилизатор поперечной устойчивости.
4. Для ограничения хода подвески – резиновый буфер.
5. В качестве гасящего элемента – гидравлические амортизаторы.

3 Тягово-динамический и топливно-экономический расчет автомобиля

3.1 Скоростная характеристика двигателя

«Скоростная характеристика двигателя – зависимость эффективной мощности P_e и крутящего момента M_e двигателя при установившемся режиме его работы от угловой скорости ω_e коленвала двигателя или частоты его вращения n_e .» [1]

Важнейшими параметрами внешней (полученной при полной подаче топлива) скоростной характеристики двигателя, снятой на тормозном стенде, являются:

$P_{e\max}^{ст}$ – максимальная эффективная мощность;

$M_{e\max}^{ст}$ – максимальный крутящий момент;

$M_p^{ст}$ – крутящий момент при максимальной мощности;

$n_{e\min}$ и $n_{e\max}$ – максимальная и минимальная частоты вращения коленвала двигателя;

n_p и n_m – частоты вращения коленвала двигателя при максимальной мощности и максимальном моменте.

Зависимость $P_e = f(n_e)$ определяется по формуле, [14]:

$$P_e = P_{e\max} \cdot \left[a \cdot \frac{n_e}{n_p} + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right], \quad (1)$$

где a, b, c – коэффициенты,

$$a = \frac{1 + k_M \cdot k_\omega \cdot (k_\omega - 2)}{(k_\omega - 1)^2}; \quad b = \frac{2 \cdot k_\omega \cdot (k_M - 1)}{(k_\omega - 1)^2}; \quad c = \frac{k_\omega^2 \cdot (1 - k_M)}{(k_\omega - 1)^2}, \quad (2)$$

где k_ω и k_M – соответственно коэффициент приспособляемости двигателя по угловой скорости и крутящему моменту.

$$P_e^{ст} = P_e / k_{ст} \quad (3)$$

«По известной зависимости мощности от частоты вращения коленвала определим крутящий момент» [14]:

$$M_e = 9550 \cdot P_e / n_e, \quad (4)$$

$$M_e^{CT} = M_e / k_{CT} \quad (5)$$

Рассчитаем значения параметров для частоты вращения 900 об/мин.

$$k_M = 1,05; k_\omega = 1,46 \quad (6)$$

$$a = 0,814; b = 0,69; c = -0,504.$$

$$P_e = 243 \cdot 0,95 \cdot \left[0,814 \cdot \frac{900}{1900} + 0,69 \cdot \left(\frac{900}{1900} \right)^2 - 0,504 \cdot \left(\frac{900}{1900} \right)^3 \right] = 112,4 \text{ кВт.}$$

$$P_e^{CT} = 112,4 / 0,95 = 118,3 \text{ кВт.}$$

$$M_e = 9550 \cdot 112,4 / 900 = 1192,3 \text{ Нм}$$

$$M_e^{CT} = 1192,3 / 0,95 = 1255,0 \text{ кВт.}$$

Результаты расчета для построения внешней скоростной характеристики двигателя заносим в таблицу 1. По данным таблицы строим график внешней скоростной характеристики двигателя, который отображается в приложении и на листе графической части.

Таблица 1 – Данные для построения графиков внешней скоростной характеристики двигателя и оценки тягово-скоростных свойств автомобиля

Параметры		Частота вращения, об/мин							
		900	1100	1300	1500	1700	1900		
Обозначение	Размерность								
n_e/n_p	-	0,474	0,579	0,684	0,789	0,895	1		
P_e^{CT}	кВт	118,3	146,9	174,6	200,4	223,5	243,0		
P_e	кВт	112,4	139,6	165,8	190,4	212,3	230,9		
M_e^{CT}	Нм	1255,0	1271,5	1275,0	1271,7	1250,1	1214,4		
M_e	Нм	1192,3	1208,0	1211,3	1208,1	1187,6	1153,6		
Передача 1	$U_I=7,3; \delta_I=3,172$	V_a	км/ч	4,15	5,07	5,99	6,91	7,83	8,76
		F_k	кН	83,4	84,5	84,7	84,5	83,1	80,7
		f	-	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070
		F_f	кН	1,168	1,169	1,169	1,169	1,170	1,171
		F_B	кН	0,007	0,011	0,015	0,020	0,026	0,032
		D	-	0,500	0,508	0,508	0,507	0,498	0,484
		a_x	м/с ²	1,525	1,550	1,549	1,545	1,519	1,474

Продолжение таблицы 1

Передача 2	$U_2=4,86;$ $\delta_2=1,985$	V_a	км/ч	6,23	7,61	9,00	10,38	11,77	13,15
		F_k	кН	55,5	56,3	56,4	56,3	55,3	53,7
		f	-	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070
		F_f	кН	1,169	1,170	1,171	1,172	1,173	1,175
		F_B	кН	0,016	0,024	0,034	0,045	0,058	0,072
		D	-	0,333	0,337	0,338	0,337	0,331	0,322
		a_x	м/с ²	1,610	1,632	1,636	1,631	1,603	1,555
Передача 3	$U_3=3,5; \delta_3=1,53$	V_a	км/ч	8,65	10,57	12,49	14,42	16,34	18,26
		F_k	кН	40,0	40,5	40,6	40,5	39,8	38,7
		f	-	0,0070	0,0070	0,0070	0,0071	0,0071	0,0071
		F_f	кН	1,171	1,172	1,174	1,176	1,179	1,181
		F_B	кН	0,031	0,047	0,065	0,087	0,111	0,139
		D	-	0,240	0,243	0,243	0,242	0,238	0,231
		a_x	м/с ²	1,491	1,511	1,514	1,509	1,482	1,437
Передача 4	$U_4=2,48;$ $\delta_4=1,286$	V_a	км/ч	12,21	14,92	17,63	20,35	23,06	25,77
		F_k	кН	28,3	28,7	28,8	28,7	28,2	27,4
		f	-	0,0070	0,0071	0,0071	0,0071	0,0071	0,0072
		F_f	кН	1,174	1,177	1,181	1,185	1,190	1,195
		F_B	кН	0,062	0,093	0,129	0,172	0,221	0,277
		D	-	0,170	0,172	0,172	0,171	0,168	0,163
		a_x	м/с ²	1,239	1,255	1,257	1,251	1,226	1,187
Параметры				Частота вращения, об/мин					
Обозначение	Размерность	900	1100	1300	1500	1700	1900		
Передача 5	$U_5=2,09;$ $\delta_5=1,215$	V_a	км/ч	14,49	17,71	20,92	24,14	27,36	30,58
		F_k	кН	23,9	24,2	24,3	24,2	23,8	23,1
		f	-	0,0071	0,0071	0,0071	0,0071	0,0072	0,0072
		F_f	кН	1,176	1,181	1,186	1,192	1,199	1,207
		F_B	кН	0,087	0,131	0,182	0,243	0,312	0,389
		D	-	0,143	0,144	0,144	0,144	0,141	0,136
		a_x	м/с ²	1,095	1,108	1,108	1,102	1,079	1,041
Передача 6	$U_6=1,39;$ $\delta_6=1,117$	V_a	км/ч	21,78	26,62	31,46	36,30	41,14	45,98
		F_k	кН	15,9	16,1	16,1	16,1	15,8	15,4
		f	-	0,0071	0,0072	0,0072	0,0073	0,0074	0,0075
		F_f	кН	1,187	1,197	1,209	1,223	1,239	1,256
		F_B	кН	0,198	0,295	0,412	0,549	0,705	0,880
		D	-	0,094	0,095	0,094	0,093	0,091	0,087
		a_x	м/с ²	0,763	0,768	0,764	0,754	0,730	0,696
Передача 7	$U_7=1,0; \delta_7=1,08$	V_a	км/ч	30,28	37,00	43,73	50,46	57,19	63,92
		F_k	кН	11,4	11,6	11,6	11,6	11,4	11,1
		f	-	0,0072	0,0073	0,0075	0,0076	0,0078	0,0080
		F_f	кН	1,206	1,225	1,248	1,274	1,305	1,339
		F_B	кН	0,382	0,570	0,796	1,06	1,361	1,701
		D	-	0,066	0,066	0,065	0,063	0,060	0,056
		a_x	м/с ²	0,536	0,533	0,521	0,503	0,475	0,437

Продолжение таблицы 1

Передача 8	$U_g=0,71; \delta_g=1,06$	V_a	км/ч	42,64	52,12	61,59	71,07	80,55	90
		F_k	кН	8,1	8,2	8,2	8,2	8,1	7,8
		f	-	0,0075	0,0077	0,0080	0,0083	0,0086	0,0090
		F_f	кН	1,244	1,282	1,327	1,38	1,44	1,508
		F_B	кН	0,757	1,131	1,579	2,103	2,701	3,373
		D	-	0,044	0,042	0,040	0,037	0,032	0,027
		a_x	m/c^2	0,339	0,322	0,296	0,263	0,219	0,165

3.2 Тяговая характеристика автомобиля

«Тяговая характеристика автомобиля – график зависимости окружной силы на колесах автомобиля от скорости автомобиля.

Кривые изменения окружной силы на передачах строим по данным, определенным по формуле» [14]:

$$F_k = M_e \cdot U_{тр} \cdot \eta_{тр} / r_0 \quad (7)$$

«Скорость автомобиля, в зависимости от выбранной передачи и частоты вращения коленвала двигателя определяется по формуле» [14]:

$$V_a = 0,377 \cdot n_e \cdot r_0 / U_{тр} \quad (8)$$

Сила сопротивления качению колес, [14, с.22]:

$$F_f = G_a \cdot f, \quad (9)$$

«где f – коэффициент сопротивления качению колес», [14]:

$$f = f_0 \cdot [1 + (0,006 \cdot V_a)^2], \quad (10)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью.

$$f_0 = 0,007$$

«Сила сопротивления воздуха» [14]:

$$F_B = k_B \cdot A_B \cdot V_a^2 \quad (11)$$

«Также на графике указывается сила сцепления ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия F_ϕ ,» [14]:

$$F_\phi = G_\phi \cdot \phi, \quad (12)$$

где G_ϕ – сцепной вес автомобиля, в случае полноприводного автомобиля:

$$G_\phi = G_a. \quad (13)$$

ϕ – коэффициент сцепления шин автомобиля с поверхностью дорожного покрытия.

Принимаем $\phi = 0,8$.

$$F_\phi = 9,81 \cdot 17000 \cdot 0,8 = 133416,0 \text{ Н}$$

Рассчитаем значения параметров для первой передачи и частоты вращения коленвала двигателя 900 об/мин.

$$V_a = 0,377 \cdot 900 \cdot 0,592 / (7,3 \cdot 1,644 \cdot 3,42 \cdot 1,18) = 4,15 \text{ км/ч};$$

$$F_k = \frac{1192,3 \cdot 7,3 \cdot 1,644 \cdot 3,42 \cdot 1,18 \cdot 0,855}{0,592} = 83,4 \text{ кН};$$

$$f = 0,007 \cdot [1 + (0,006 \cdot 4,15)^2] = 0,007;$$

$$F_f = 9,81 \cdot 17000 \cdot 0,007 = 1,168 \text{ кН};$$

$$F_b = 0,6 \cdot 8,991 \cdot 4,15^2 = 0,007 \text{ кН}.$$

Результаты расчета для построения тяговой характеристики автомобиля заносим в таблицу 3.1. По данным таблицы строим график тяговой характеристики автомобиля, который отображается в приложении и на листе графической части.

3.3 Мощностная характеристика автомобиля

Мощностная характеристика автомобиля – это график, отражающий соотношение мощности P_k , подводимой к ведущим колесам, с мощностью, необходимой для преодоления сопротивления движению.

Пользуясь внешней скоростной характеристикой двигателя и данными, приведенными в таблице 5.1, для каждой передачи строится зависимость $P_e = f(V_a)$.

«Мощность, подводимая на каждой передаче от двигателя к ведущим колесам автомобиля» [14]:

$$P_k = P_e \cdot \eta_{тр} \quad (14)$$

В нижней части графика помещаем характеристику $P_\psi = P_f = f(V_a)$, вверх от которой откладываются значения мощности P_B , затраченной на преодоление сопротивления воздуха.

«Данные мощности определяются из выражений,» [14]:

$$P_f = F_f \cdot V_a, \quad (15)$$

$$P_B = F_B \cdot V_a \quad (16)$$

«Отношение мощности, необходимой для равномерного движения автомобиля, к мощности, которую двигатель может развить при полной подаче топлива и той же скорости движения автомобиля называют степенью использования мощности двигателя» [14]:

$$И = (P_\psi + P_B) / P_k \quad (17)$$

Рассчитаем значения параметров для первой передачи и частоты вращения коленвала двигателя 900 об/мин.

$$P_k = 112,4 \cdot 0,855 = 96,1 \text{ кВт};$$

$$P_f = 1,168 \cdot 4,15 / 3,6 = 1,35 \text{ кВт};$$

$$P_B = 0,003 \cdot 4,15 / 3,6 = 0,001 \text{ кВт};$$

$$И = (1,35 + 0,001) / 96,1 = 0,0141.$$

Результаты расчета для построения мощностной характеристики автомобиля заносим в таблицу 3.2. По данным таблицы строим график мощностной характеристики автомобиля, который отображается в приложении и на листе графической части.

Таблица 2 – Данные для построения мощностной характеристики автомобиля

Параметры			Частота вращения, об/мин						
Обозначение	Размерность		900	1100	1300	1500	1700	1900	
P_e		кВт	112,4	139,6	165,8	190,4	212,3	230,9	
Передача 1	$\eta_{тр} = 0,855$	P_k	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V_a	км/ч	4,15	5,07	5,99	6,91	7,83	8,76
		V_a	м/с	1,15	1,41	1,66	1,92	2,18	2,43
		P_f	кВт	1,35	1,65	1,95	2,25	2,55	2,85
		P_b	кВт	0,01	0,02	0,02	0,04	0,06	0,08
		И	-	0,0141	0,0139	0,0139	0,0140	0,0143	0,0148
Параметры			Частота вращения, об/мин						
Обозначение	Размерность		900	1100	1300	1500	1700	1900	
P_e		кВт	112,4	139,6	165,8	190,4	212,3	230,9	
Передача 2	$\eta_{тр} = 0,855$	P_k	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V_a	км/ч	6,23	7,61	9,00	10,38	11,77	13,15
		V_a	м/с	1,73	2,11	2,50	2,88	3,27	3,65
		P_f	кВт	2,02	2,47	2,93	3,38	3,83	4,29
		P_b	кВт	0,03	0,05	0,08	0,13	0,19	0,26
		И	-	0,0213	0,0212	0,0212	0,0216	0,0222	0,0231
Передача 3	$\eta_{тр} = 0,855$	P_k	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V_a	км/ч	8,65	10,57	12,49	14,42	16,34	18,26
		V_a	м/с	2,40	2,94	3,47	4,00	4,54	5,07
		P_f	кВт	10,13	3,44	4,07	4,71	5,35	5,99
		P_b	кВт	0,07	0,14	0,23	0,35	0,50	0,70
		И	-	0,1062	0,0300	0,0303	0,0311	0,0322	0,0339
Передача 4	$\eta_{тр} = 0,855$	P_k	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V_a	км/ч	12,21	14,92	17,63	20,35	23,06	25,77
		V_a	м/с	3,39	4,14	4,90	5,65	6,41	7,16
		P_f	кВт	3,98	4,88	5,78	6,70	7,62	8,56
		P_b	кВт	0,21	0,38	0,63	0,97	1,42	1,98
		И	-	0,0436	0,0441	0,0452	0,0471	0,0498	0,0534
Передача 5	$\eta_{тр} = 0,855$	P_k	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V_a	км/ч	14,49	17,71	20,92	24,14	27,36	30,58
		V_a	м/с	4,02	4,92	5,81	6,71	7,60	8,49
		P_f	кВт	4,73	5,81	6,89	7,99	9,11	10,25
		P_b	кВт	0,35	0,64	1,06	1,63	2,37	3,31
		И	-	0,0529	0,0540	0,0561	0,0591	0,0633	0,0687
Передача 6	$\eta_{тр} = 0,855$	P_k	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V_a	км/ч	21,78	26,62	31,46	36,30	41,14	45,98
		V_a	м/с	6,05	7,39	8,74	10,08	11,43	12,77
		P_f	кВт	7,18	8,85	10,57	12,33	14,15	16,05
		P_b	кВт	1,19	2,18	3,60	5,53	8,05	11,24
		И	-	0,0872	0,0925	0,0999	0,1097	0,1223	0,1383

Продолжение таблицы 2

Передача 7	$\eta_{пр} = 0,855$	P_k	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V_a	км/ч	30,28	37,00	43,73	50,46	57,19	63,92
		V_a	м/с	8,41	10,28	12,15	14,02	15,89	17,75
		P_f	кВт	10,14	12,59	15,16	17,86	20,73	23,77
		P_B	кВт	3,21	5,86	9,67	14,86	21,63	30,19
		И	-	0,1390	0,1546	0,1751	0,2010	0,2333	0,2734
Передача 8	$\eta_{пр} = 0,855$	P_k	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V_a	км/ч	42,64	52,12	61,59	71,07	80,55	90,02
		V_a	м/с	11,84	14,48	17,11	19,74	22,37	25,01
		P_f	кВт	14,73	18,55	22,70	27,24	32,22	37,71
		P_B	кВт	8,97	16,37	27,02	41,51	60,42	84,35
		И	-	0,2467	0,2926	0,3506	0,4224	0,5104	0,6184

3.4 Динамическая характеристика автомобиля

«Для построения графика динамической характеристики воспользуемся безразмерной величиной D – динамическим фактором, равным отношению свободной силы тяги к силе тяжести автомобиля» [14]:

$$D = (F_k - F_B) / G_a \quad (18)$$

«Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах в коробке передач и полной нагрузке на автомобиль называется динамической характеристикой автомобиля. Для расчета динамического фактора воспользуемся данными таблицы 3.1.» [1]

Рассчитаем значения параметров для первой передачи и частоты вращения коленвала двигателя 900 об/мин.

$$D = (83,4 - 0,007) / (9,81 \cdot 17) = 0,5$$

Результаты расчета для построения динамической характеристики автомобиля заносим в таблицу 3.1. По данным таблицы строим график динамической характеристики автомобиля (рисунок 3.4).

3.5 Ускорения автомобиля на передачах

Ускорение автомобиля при разгоне характеризует его способность быстро трогаться с места и увеличивать скорость движения.

Величину ускорения найдем из уравнения, [14, с.37]:

$$a_x = \frac{D-f}{\delta} \cdot g, \quad (19)$$

где δ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля, [14, с.37]:

$$\delta = 1 + \sigma_1 \cdot U_{\text{кп}}^2 + \sigma_2 \quad (20)$$

Для одиночных автомобилей при номинальной нагрузке принимаем:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = 0,04$$

Рассчитаем значения параметров для первой передачи и частоты вращения коленвала двигателя 900 об/мин.

$$\delta = 1 + 0,04 \cdot 7,3^2 + 0,04 = 3,172;$$

$$a_x = \frac{0,5 - 0,007}{3,172} \cdot 9,81 = 1,525 \text{ м/с}^2.$$

Результаты расчета для построения графика ускорений автомобиля на передачах заносим в таблицу 5.1. По данным таблицы строим график ускорений автомобиля на передачах (рисунок 5.5).

3.6 Время и путь разгона автомобиля

«Трогание с места начинают на передаче, обеспечивающей максимальное ускорение. В данном случае передача, на которой обеспечивается максимальное ускорение – третья.

Время разгона автомобиля на j -й передаче от скорости $V_{\text{min},j}$ до скорости $V_{\text{max},j}$ находим, исходя из следующих отношений» [14]:

$$a_x = \frac{dV_a}{dt}, \quad dt = \frac{dV_a}{a_x}, \quad t = \int_{V_{\text{min},j}}^{V_{\text{max},j}} \frac{dV_a}{a_x} \quad (21)$$

Интегрирование последнего выражения производим численным методом. Для этого кривые ускорения на каждой передаче разбиваем на 5 одинаковых интервалов.

Предполагается, что в интервале скоростей $\Delta V_i = V_{i+1} - V_i$ автомобиль движется равноускоренно с ускорением, [14]:

$$a_{i,cp} = 0,5 \cdot (a_i + a_{i+1}) \quad (22)$$

Время движения автомобиля, за которое его скорость возрастает на величину ΔV_i , определяем по закону равноускоренного движения, [14, с.41]:

$$\Delta t = \Delta V_i / a_{i,cp} \quad (23)$$

Общее время разгона автомобиля на j-й передаче от скорости $V_{min,j}$ до скорости $V_{max,j}$, при которой прекращается движение на j-й передаче, находим суммированием времен разгона в интервалах.

По накопленным значениям Δt_i , определенным для различных скоростей, строим кривую времени разгона на j-й передаче, начиная со скорости $V_{min,j}$ (рисунок 5.6).

Исходные данные и результаты расчета сводим в таблицу 3.3.

Путь разгона автомобиля определяется из выражения:

$$S = \int_0^t V_a \cdot dt. \quad (24)$$

Данный интеграл также вычисляется численными методами.

$$V_{i,cp} = 0,5 \cdot (V_i + V_{i+1}), \quad (25)$$

$$\Delta S_i = \Delta V_{i,cp} \cdot \Delta t. \quad (26)$$

Результаты расчета сводим в таблицу 3.

По накопленным значениям ΔS_i , определенным для различных скоростей, строим кривую пути разгона на j-й передаче, начиная со скорости $V_{min,j}$ график которой отображается в приложении и на листе графической части.

Таблица 3 - Данные для построения графика времени и пути разгона автомобиля

№ пере- дачи	№ стро- ки	Пара- метр	Раз- мер- ность	Номер точки					
				0	1	2	3	4	5
2	1	$V_{i,3}$	км/ч	6,23	7,7	9,1	10,5	12	13,5
	2	$V_{i,3}$	м/с	1,73	2,14	2,53	2,92	3,33	3,75
	3	$\Delta V_{i,3}$	м/с	0	0,41	0,39	0,39	0,42	0,42
	4	$a_{i,3}$	м/с ²	1,64	1,71	1,731	1,724	1,67	1,6
	5	$a_{icp,3}$	м/с ²	0	1,675	1,7201	1,728	1,697	1,635
	6	$\Delta t_{i,3}$	с	0	0,24	0,23	0,23	0,25	0,25
	7	$t_{i,3}$	с	0	0,24	0,47	0,69	0,94	1,20
	8	t_{Π}	с	1					
	9	$V_{\Pi,3}$	км/ч	0,235					
	10	$V_{\Pi,3}$	м/с	0,065					
	11	$V_{icp,3}$	м/с	0	1,935	2,333	2,722	3,125	3,542
	12	$\Delta S_{i,3}$	м	0	0,47	0,53	0,61	0,77	0,90
	13	$S_{i,3}$	м	0	0,47	1,00	1,61	2,38	3,28
	14	$S_{\Pi,3}$	м	3,72					
3	1	$V_{i,4}$	км/ч	13,27	14,36	15,45	16,54	17,63	18,7
	2	$V_{i,4}$	м/с	3,69	3,99	4,29	4,59	4,90	5,19
	3	$\Delta V_{i,4}$	м/с	0	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	4	$a_{i,4}$	м/с ²	1,601	1,604	1,587	1,548	1,491	1,411
	5	$a_{icp,4}$	м/с ²	0	1,603	1,596	1,568	1,52	1,451
	6	$\Delta t_{i,4}$	с	0	0,19	0,19	0,19	0,20	0,20
	7	$t_{i,4}$	с	2,20	2,38	2,57	2,77	2,97	3,17
	8	t_{Π}	с	1					
	9	$V_{\Pi,4}$	км/ч	0,238					
	10	$V_{\Pi,4}$	м/с	0,066					
	11	$V_{icp,4}$	м/с	0	3,838	4,140	4,443	4,746	5,046
	12	$\Delta S_{i,4}$	м	0	0,73	0,79	0,86	0,95	1,03
	13	$S_{i,4}$	м	7,00	7,72	8,51	9,37	10,31	11,35
	14	$S_{\Pi,4}$	м	5,16					
4	1	$V_{i,4}$	км/ч	18,46	19,92	21,38	22,84	24,3	25,77
	2	$V_{i,4}$	м/с	5,13	5,53	5,94	6,34	6,75	7,16
	3	$\Delta V_{i,4}$	м/с	0	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41
	4	$a_{i,4}$	м/с ²	1,411	1,387	1,349	1,295	1,225	1,144
	5	$a_{icp,4}$	м/с ²	0	1,399	1,368	1,322	1,26	1,185
	6	$\Delta t_{i,4}$	с	0	0,29	0,30	0,31	0,32	0,34
	7	$t_{i,4}$	с	4,17	4,46	4,76	5,06	5,39	5,73
	8	t_{Π}	с	1					
	9	$V_{\Pi,4}$	км/ч	0,241					
	10	$V_{\Pi,4}$	м/с	0,067					
	11	$V_{icp,4}$	м/с	0	5,331	5,736	6,142	6,547	6,954
	12	$\Delta S_{i,4}$	м	0	1,55	1,70	1,88	2,11	2,40
	13	$S_{i,4}$	м	16,51	18,05	19,75	21,64	23,75	26,14
	14	$S_{\Pi,4}$	м	7,12					

Продолжение таблицы 3

№ пере- дачи	№ стро- ки	Пара- метр	Раз- мер- ность	Номер точки					
				0	1	2	3	4	5
5	1	$V_{i,4}$	км/ч	25,53	26,54	27,55	28,56	29,57	30,58
	2	$V_{i,4}$	м/с	7,09	7,37	7,65	7,93	8,21	8,49
	3	$\Delta V_{i,4}$	м/с	0	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
	4	$a_{i,4}$	м/с ²	1,116	1,096	1,063	1,018	0,959	0,89
	5	$a_{icp,4}$	м/с ²	0	1,106	1,08	1,041	0,989	0,925
	6	$\Delta t_{i,4}$	с	0	0,25	0,26	0,27	0,28	0,30
	7	$t_{i,4}$	с	6,73	6,98	7,24	7,51	7,80	8,10
	8	t_{Π}	с	1					
	9	$V_{\Pi,4}$	км/ч	0,245					
	10	$V_{\Pi,4}$	м/с	0,068					
	11	$V_{icp,4}$	м/с	0	7,232	7,513	7,793	8,074	8,354
	12	$\Delta S_{i,4}$	м	0	1,84	1,95	2,10	2,29	2,54
	13	$S_{i,4}$	м	33,27	35,10	37,06	39,16	41,45	43,98
	14	$S_{\Pi,4}$	м	8,46					
6	1	$V_{i,4}$	км/ч	30,34	33,47	36,6	39,73	42,86	45,98
	2	$V_{i,4}$	м/с	8,43	9,30	10,17	11,04	11,91	12,77
	3	$\Delta V_{i,4}$	м/с	0	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
	4	$a_{i,4}$	м/с ²	0,808	0,791	0,764	0,726	0,676	0,618
	5	$a_{icp,4}$	м/с ²	0	0,799	0,777	0,745	0,701	0,647
	6	$\Delta t_{i,4}$	с	0	1,09	1,12	1,17	1,24	1,34
	7	$t_{i,4}$	с	9,10	10,19	11,31	12,48	13,72	15,06
	8	t_{Π}	с	1					
	9	$V_{\Pi,4}$	км/ч	0,255					
	10	$V_{\Pi,4}$	м/с	0,071					
	11	$V_{icp,4}$	м/с	0	8,863	9,732	10,601	11,471	12,339
	12	$\Delta S_{i,4}$	м	0	9,64	10,89	12,38	14,23	16,53
	13	$S_{i,4}$	м	52,44	62,08	72,97	85,34	99,58	116,11
	14	$S_{\Pi,4}$	м	12,74					
7	1	$V_{i,4}$	км/ч	45,73	49,37	53,01	56,65	60,3	63,92
	2	$V_{i,4}$	м/с	12,70	13,71	14,73	15,74	16,75	17,76
	3	$\Delta V_{i,4}$	м/с	0	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
	4	$a_{i,4}$	м/с ²	0,546	0,527	0,501	0,466	0,423	0,375
	5	$a_{icp,4}$	м/с ²	0	0,537	0,514	0,483	0,445	0,399
	6	$\Delta t_{i,4}$	с	0	1,88	1,97	2,09	2,28	2,52
	7	$t_{i,4}$	с	16,06	17,94	19,91	22,00	24,28	26,80
	8	t_{Π}	с	1					
	9	$V_{\Pi,4}$	км/ч	0,278					
	10	$V_{\Pi,4}$	м/с	0,077					
	11	$V_{icp,4}$	м/с	0	13,208	14,219	15,231	16,243	17,253
	12	$\Delta S_{i,4}$	м	0	24,88	27,97	31,85	37,02	43,46
	13	$S_{i,4}$	м	128,84	153,72	181,70	213,55	250,58	294,04
	14	$S_{\Pi,4}$	м	17,72					

Продолжение таблицы 3

№ пере- дачи	№ стро- ки	Пара- метр	Раз- мер- ность	Номер точки					
				0	1	2	3	4	5
8	1	$V_{i,4}$	км/ч	63,64	68,9	74,2	79,5	84,8	90
	2	$V_{i,4}$	м/с	17,68	19,14	20,61	22,08	23,56	25,00
	3	$\Delta V_{i,4}$	м/с	0	1,46	1,47	1,47	1,47	1,44
	4	$a_{i,4}$	м/с ²	0,346	0,320	0,294	0,263	0,227	0,189
	5	$a_{icp,4}$	м/с ²	0	0,333	0,307	0,279	0,245	0,208
	6	$\Delta t_{i,4}$	с	0	4,39	4,79	5,28	6,00	6,94
	7	$t_{i,4}$	с	27,80	32,18	36,98	42,26	48,26	55,20
	8	$V_{icp,4}$	м/с	0	18,408	19,875	21,347	22,819	24,278
	9	$\Delta S_{i,4}$	м	0	80,77	95,26	112,77	136,96	168,51
	10	$S_{i,4}$	м	311,75	392,52	487,79	600,55	737,51	906,02

3.7 Топливная характеристика установившегося движения автомобиля

«Топливная характеристика установившегося движения – зависимость путевого расхода топлива Q_s от установившейся скорости V_a при движении автомобиля по ровной горизонтальной дороге на высшей передаче в КПП.» [1]

Удельный расход топлива, [14]:

$$g_e = g_{ep} \cdot k_{И} \cdot k_E, \quad (27)$$

где $k_{И}$ и k_E – коэффициенты, зависящие соответственно от степени использования мощности и частоты вращения двигателя.

Степень использования частоты вращения двигателя, [14]:

$$E = n_e/n_p \quad (28)$$

Зависимости $k_{И} = f(I)$ и $k_E = f(E)$ при расчетах определяются как, [14, с.53]:

$$k_{И} = 1,2 + 0,14 \cdot I - 1,8 \cdot I^2 + 1,8 \cdot I^3,$$

$$k_E = 1,25 - 0,99 \cdot E + 0,98 \cdot E^2 - 0,24 \cdot E^3.$$

Удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности g_{ep} обычно на 5...10% больше минимального удельного расхода топлива g_{emin} . Для выбранного двигателя $g_{emin} = 194,5$ г/кВт·ч.

Принимаем $g_{ep} = 1,07 \cdot g_{emin} = 1,07 \cdot 194,5 = 208,12$ г/кВт·ч.

При построении графика топливной характеристики установившегося движения для скорости автомобиля на высшей передаче определяются:

а). Обороты двигателя n_{ei} , соответствующие заданной в км/ч скорости V_i и вычисляемые по выражению:

$$n_e = \frac{V_i \cdot U_{тр}^B}{0,377 \cdot r_0}. \quad (29)$$

б). Значения эффективной мощности на валу двигателя P_{ei}^{ct} , соответствующие полученным оборотам двигателя n_{ei} :

$$P_{ei}^{ct} = P_{e_{max}}^{ct} \cdot \left[a \cdot \frac{n_{ei}}{n_p} + b \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_p} \right)^3 \right] \quad (30)$$

в). Значения мощности, передающейся в трансмиссию автомобиля P_{ei} :

$$P_{ei} = P_e^{ct} \cdot k_{ct}. \quad (31)$$

г). Значения мощности, подводимой к ведущим колесам автомобиля P_{ki} :

$$P_{ki} = P_{ei} \cdot \eta_{тpi}. \quad (32)$$

д). Значения мощностей, затрачиваемых на преодоление сил дорожного сопротивления $P_{\psi i}$ и сопротивления воздуха P_{vi} :

$$P_{\psi i} = G_a \cdot f_v \cdot V_i, \quad (33)$$

$$P_{vi} = k_B \cdot A_B \cdot V_i^2 \cdot V_i. \quad (34)$$

е). Значения степени использования мощности I_i и частоты вращения двигателя E_i :

$$I_i = (P_{\psi i} + P_{vi}) / P_{ki}, \quad (35)$$

$$E_i = n_{ei} / n_p. \quad (36)$$

«Далее определяются коэффициенты, зависящие от степени использования мощности двигателя $k_{И}$ и частоты вращения двигателя k_E .» [1]

«Значения путевых расходов топлива при постоянных скоростях движения автомобиля на высшей передаче» [14]:

$$Q_s = 100 \cdot \frac{g_{ep} \cdot k_{Иi} \cdot k_{Ei} \cdot (P_{\psi i} + P_{Bi})}{\eta_{Тр}^B \cdot \rho_T \cdot V_i}, \quad (37)$$

где ρ_T – плотность используемого топлива.

Для дизельного топлива $\rho_T = 860 \text{ кг/м}^3$.

Рассчитаем параметры для скорости 45 км/ч.

$$n_e = \frac{45 \cdot 0,71 \cdot 1,18 \cdot 1,644 \cdot 3,42}{0,377 \cdot 0,592} = 950 \text{ об/мин};$$

$$P_{ei}^{ст} = 243 \cdot \left[0,814 \cdot \frac{950}{1900} + 0,69 \cdot \left(\frac{950}{1900} \right)^2 - 0,504 \cdot \left(\frac{950}{1900} \right)^3 \right] = 125,4 \text{ кВт};$$

$$P_{ei} = 125,4 \cdot 0,95 = 119,2 \text{ кВт};$$

$$P_{ki} = 119,2 \cdot 0,855 = 101,9 \text{ кВт};$$

$$P_{\psi i} = 17000 \cdot 9,81 \cdot 0,0075 \cdot 45 = 15,7 \text{ кВт};$$

$$P_{Bi} = 0,6 \cdot 8,991 \cdot 45^3 = 10,54 \text{ кВт};$$

$$И_i = (15,7 + 10,54) / 101,9 = 0,257;$$

$$E_i = 950 / 1900 = 0,5;$$

$$k_{И} = 1,2 + 0,14 \cdot 0,257 - 1,8 \cdot 0,257^2 + 1,8 \cdot 0,257^3 = 1,142;$$

$$k_E = 1,25 - 0,99 \cdot 0,5 + 0,98 \cdot 0,5^2 - 0,24 \cdot 0,5^3 = 0,97;$$

$$Q_s = 100 \cdot \frac{208,12 \cdot 1,142 \cdot 0,97 \cdot (15,7 + 10,54)}{0,855 \cdot 860 \cdot 45} = 17,6 \text{ л/100км.}$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 4.

Таблица 4 – Данные для построения топливной характеристики установившегося движения автомобиля

V_a , км/ч	n_e , об/мин	$P_{e,ст}$, кВт	P_e , кВт	P_{ki} , кВт	P_{ψ} , кВт	P_b , кВт	И	Е	$k_{и}$	k_E	Q_s , л/100 км
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
42,64	900	118,3	112,4	96,1	14,7	8,96	0,247	0,474	1,147	0,975	17,60
45	950	125,4	119,2	101,9	15,7	10,54	0,257	0,500	1,142	0,97	18,25
50	1055	140,6	133,5	114,2	17,7	14,45	0,281	0,556	1,129	0,961	19,75
55	1161	155,5	147,7	126,3	19,8	19,24	0,309	0,611	1,115	0,956	21,40
60	1266	170,0	161,5	138,1	22,0	24,98	0,340	0,667	1,097	0,954	23,19
65	1372	184,1	174,9	149,5	24,3	31,75	0,375	0,722	1,077	0,956	25,11
70	1477	197,6	187,7	160,5	26,7	39,66	0,414	0,778	1,053	0,96	27,13
75	1583	210,3	199,8	170,8	29,2	48,78	0,457	0,833	1,028	0,967	29,25
80	1688	222,2	211,1	180,5	31,9	59,20	0,505	0,889	1,0	0,976	31,45
85	1794	233,1	221,5	189,4	34,7	71,01	0,558	0,944	0,971	0,987	33,75
90	1900	243,0	230,8	197,3	37,7	84,29	0,618	1,0	0,944	1	36,20

Выводы по разделу. В результате выполнения тягового расчета были построены графики кривых мощности и крутящего момента двигателя. Определены характеристики ускорения транспортного средства на различных передачах. По результатам расчета строим топливную характеристику установившегося движения автомобиля график которой отображается в приложении и на листе графической части.

4 Расчет основных параметров редукторных узлов переднего ведущего моста

4.1 Выбор основных параметров редукторных узлов ведущего моста

Приведем исходные данные к проекту, а также необходимые характеристики автомобиля-прототипа.

Параметры двигателя:

– тип двигателя – дизельный.

Параметры трансмиссии:

– тип коробки передач – механическая;

– тип раздаточной коробки – блокируемая с постоянным приводом мостов;

– ШРУС – сдвоенный.

Общие параметры:

– максимальная нагрузка на передний мост – 7500 кг;

– полная масса автомобиля 17000 кг;

– максимальная скорость автомобиля – 90 км/ч;

– шины – 14R20.

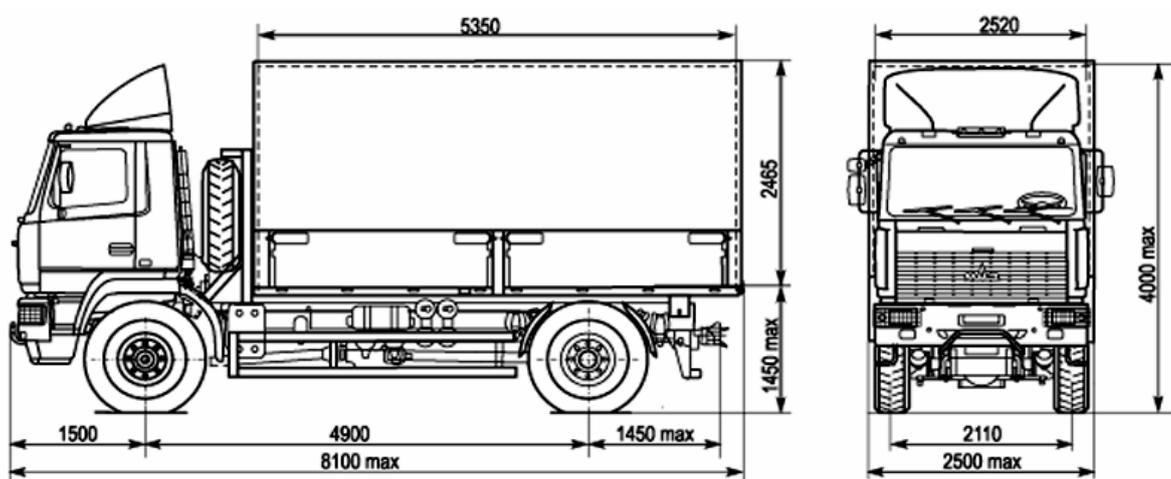


Рисунок 13 – Габаритные размеры автомобиля-прототипа

Определение расчетного радиуса качения колеса

Расчетный радиус качения вычисляется по формуле, [12, с.21]:

$$r_o = 0,5 \cdot (0,5 \cdot D_H + r_{ст}), \quad (38)$$

где D_H – свободный диаметр шины,

$r_{ст}$ – статический радиус шины.

Для шины 14R20: $D_H = 1,238$ м, $r_{ст} = 0,565$ м, [13, с.52]:

$$r_o = 0,5 \cdot (0,5 \cdot 1,238 + 0,565) = 0,592 \text{ м.}$$

Определение параметров лобового сопротивления

Лобовую площадь автомобиля рассчитаем по формуле, [12, с.21]:

$$A_B = C \cdot [(H_T - h) \cdot B_T] + n_{ш} \cdot h \cdot B_{ш}, \quad (39)$$

где C – коэффициент формы:

$$C = 1,0.$$

H_T и B_T – габаритные высота и ширина автомобиля соответственно:

$$H_T = 4,0 \text{ м}; B_T = 2,5 \text{ м.}$$

$n_{ш}$ – максимальное число колес одного моста автомобиля:

$$n_{ш} = 2.$$

h – расстояние от бампера до поверхности дороги:

$$h = r_{ст} = 0,6 \text{ м.}$$

$B_{ш}$ – ширина профиля шины:

$$B_{ш} = 0,409 \text{ м.}$$

$$A_B = 1,0 \cdot [(4,0 - 0,6) \cdot 2,5] + 2 \cdot 0,6 \cdot 0,409 = 8,991 \text{ м}^2.$$

Коэффициент сопротивления воздуха выберем из [12, с. 25].

$$k_B = 0,45 \dots 0,65.$$

Принимаем $k_B = 0,6$.

Определение параметров двигателя

Мощность двигателя, необходимая для обеспечения максимальной скорости движения автомобиля, [12, с.27]:

$$P_{ev} = \frac{V_{a \max}}{3,6 \cdot \eta_{тр}} \cdot (g \cdot m_a \cdot \psi + \frac{k_B \cdot A_B \cdot V_{a \max}^2}{3,6^2}), \quad (40)$$

Принимаем $\psi = 0,025$.

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{цш}}^k \cdot \eta_{\text{цшв}}^l \cdot \eta_{\text{кш}}^m \cdot \eta_{\text{кс}}^n, \quad (41)$$

где k , l , m и n – соответственно число пар цилиндрических шестерен внешнего зацепления (цш), внутреннего зацепления (цшв), конических шестерен (кш) и число карданных сочленений (кс), передающих крутящий момент от коленвала двигателя к ведущим колесам на i – передаче в коробке передач.

$$k = 5; l = 1; m = 2; n = 3.$$

$$\eta_{\text{цш}} = 0,98; \eta_{\text{цшв}} = 0,99; \eta_{\text{кш}} = 0,97; \eta_{\text{кс}} = 0,995.$$

$$\eta_{\text{тр}} = 0,98^5 \cdot 0,99^1 \cdot 0,97^2 \cdot 0,995^3 = 0,855.$$

$$P_{\text{ев}} = \frac{90}{3,6 \cdot 0,855} \cdot (9,81 \cdot 17000 \cdot 0,025 + \frac{0,6 \cdot 8,991 \cdot 90^2}{3,6^2}) = 220,5 \text{ кВт}.$$

Максимальная стендовая мощность, [12, с.28]:

$$P_{\text{еmax}}^{\text{ст}} = P_{\text{ев}} / k_{\text{ст}}, \quad (42)$$

где $k_{\text{ст}}$ – коэффициент коррекции:

$$k_{\text{ст}} = 0,95$$

$$P_{\text{еmax}}^{\text{ст}} = 220,5 / 0,95 = 232,11 \text{ кВт}$$

Принимаем двигатель ЯМЗ-65852 со следующими характеристиками (по данным с сайта):

- номинальная мощность – 243 кВт;
- максимальный крутящий момент – 1275 Нм;
- частота вращения при номинальной мощности – 1900 об/мин;
- частота вращения при максимальном моменте – 1100...1500 об/мин;
- минимальный удельный расход топлива – 194,5 г/кВт·ч.

Передаточные числа КПП

В соответствии с принятым вариантом КПП, передаточные числа передач отображаем в таблице 5:

Таблица 5 – Передаточные числа переднего хода КПП ЯМЗ–2381

Номер передачи	Передаточное число
I	7,3
II	4,86
III	3,5
IV	2,48
V	2,09
VI	1,39
VII	1,0
VIII	0,71

Определение передаточного числа главной передачи

Так как принято решение использовать двойную разнесенную главную передачу, рассчитаем передаточное число центральной одинарной зубчатой передачи, [12, с.32].

$$U_{ГП} = 0,377 \cdot \frac{n_{e \max} \cdot r_o}{U_{КП}^B \cdot U_{РК}^B \cdot U_{КР} \cdot V_{a \max}}, \quad (43)$$

где $U_{КП}^B$ – передаточное число высшей передачи КП:

$$U_{КП}^B = 0,71$$

$U_{РК}$ – передаточное число РК;

$U_{КР}$ – передаточное число колесного редуктора.

В целях унификации принимаем серийные раздаточную коробку и колесный редуктор, применяемые на автомобиле-аналоге с известными передаточными числами:

$$U_{РК} = 1,18$$

$$U_{КР} = 3,43$$

$$U_{ГП} = 0,377 \cdot \frac{1900 \cdot 0,592}{0,71 \cdot 1,18 \cdot 3,42 \cdot 90} = 1,644$$

4.2 Определение основных параметров передачи моста

4.2.1 Геометрический расчет одноступенчатой конической главной передачи

Определим расчетный крутящий момент на шестерне ГП (меньший из двух определяемых), [17, с.3]:

$$M_{pc} = M_e \cdot U_{Т-В} \cdot \eta_{Т-В} \cdot \lambda \cdot \Theta, \quad (44)$$

$$M_{p\phi} = m_{\phi} \cdot g \cdot r_0 / (U_{В-К} \cdot \eta_{В-К}) \quad (45)$$

где λ – показатель доли мощности, которая передается рассматриваемым валом:

$$\lambda = m_{\phi} / m_{\Sigma\phi}, \quad (46)$$

$$\lambda = 7500 / 17000 = 0,441$$

$U_{Т-В}$, $\eta_{Т-В}$ – передаточное число и КПД участка трансмиссии от рассматриваемого вала к ведущим колесам автомобиля;

$U_{В-К}$, $\eta_{В-К}$ – передаточное число и КПД участка трансмиссии от входного вала КПП к рассматриваемому валу;

Θ – коэффициент, учитывающий циркуляцию мощности при заблокированном приводе многоприводных автомобилей:

$$\Theta = 1,1$$

$$M_{pc} = 1275 \cdot 7,3 \cdot 1,18 \cdot 0,855 \cdot 0,441 \cdot 1,1 = 4555,3 \text{ Нм},$$

$$M_{p\phi} = 7500 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \cdot 0,595 / (3,42 \cdot 1,644 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,995) = 6627,8 \text{ Нм}.$$

Принимаем $M_p = M_{pc} = 4555,3 \text{ Нм}$.

Величину внешнего окружного модуля конической передачи m_{te} , зависящего от значения расчетного крутящего M_p Ведущей шестерни, рекомендуется выбирать по аналогии с современными конструкциями ведущих мостов автомобиля. Для этого используем график [18, с.20].

Принимаем $m_{te} = 12,0 \text{ мм}$.

Среднее делительное расстояние R_m , средний нормальный модуль m_{nm} , средний угол наклона зуба $\cos\beta_m$ определяются по формулам, [19, с.229]:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \quad (47)$$

$$b = 0,3 \cdot R_e, \quad (48)$$

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b \quad (49)$$

$$m_{nm} = m_{te} \cdot (R_m / R_e) \cdot \cos\beta_m \quad (50)$$

$$\beta_m = 25 + 5 \cdot \sqrt{U_{\Gamma\Pi}} \quad (51)$$

Определим количество зубьев шестерни и зубчатого колеса.

$$U_{\Gamma\Pi} = z_2 / z_1. \quad (52)$$

Предварительно принимаем число зубьев шестерни $z_1 = 14$. Тогда:

$$z_2 = z_1 \cdot U_{\Gamma\Pi} = 14 \cdot 1,644 = 23$$

Рассчитаем параметры зубчатой передачи:

$$R_e = 0,5 \cdot 12 \cdot \sqrt{14^2 + 23^2} = 161,6 \text{ мм},$$

$$b_k = 0,3 \cdot 161,6 = 50,0 \text{ мм},$$

$$b_{ш} = 1,1 \cdot b_k = 1,1 \cdot 50,0 = 55,0 \text{ мм},$$

$$R_m = 161,6 - 0,5 \cdot 55,0 = 134,1 \text{ мм},$$

$$\beta_m = 25 + 5 \cdot \sqrt{1,644} = 31,5^\circ,$$

$$m_{nm} = 12 \cdot (134,1 / 161,6) \cdot \cos 31,5^\circ = 8,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $m_{nm} = 8,5$ мм.

Рассчитаем размеры зубчатых шестерни и колеса.

Величины углов делительных конусов:

$$\delta_1 = \arctg(z_1 / z_2) = \arctg(14 / 23) = 31,3^\circ;$$

$$\delta_2 = \arctg(z_2 / z_1) = \arctg(23 / 14) = 58,7^\circ.$$

Начальные средние делительные диаметры шестерни и зубчатого колеса, [20, с.77]:

$$d_{wm} = m_{nm} \cdot z / \cos\beta_m, \quad (53)$$

$$d_{wm1} = m_{nm} \cdot z_1 / \cos \beta_m = 8,5 \cdot 14 / \cos 31,5^\circ = 139,6 \text{ мм};$$

$$d_{wm2} = m_{nm} \cdot z_2 / \cos \beta_m = 8,5 \cdot 23 / \cos 31,5^\circ = 229,3 \text{ мм}.$$

Внешние диаметры шестерни и зубчатого колеса, [20, с.77]:

– делительные:

$$d_e = m_{te} \cdot z, \quad (54)$$

$$d_{e1} = 12 \cdot 14 = 168,0 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = 12 \cdot 23 = 276,0 \text{ мм}.$$

– вершин зубьев:

$$d_{ae} = d_e + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta, \quad (55)$$

$$d_{ae1} = 168,0 + 2 \cdot 12 \cdot \cos 31,3^\circ = 188,5 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = 276,0 + 2 \cdot 12 \cdot \cos 58,7^\circ = 288,5 \text{ мм}.$$

– впадин зубьев:

$$d_{fe} = d_e - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta, \quad (56)$$

$$d_{fe1} = 168,0 - 2,4 \cdot 12 \cdot \cos 31,3^\circ = 143,4 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = 276,0 - 2,4 \cdot 12 \cdot \cos 58,7^\circ = 261,0 \text{ мм}.$$

4.2.2 Подбор дифференциала

Для проектируемого заднего ведущего моста выбираем симметричный шестеренчатый дифференциал с принудительной блокировкой.

Основные размеры зубчатых колес конического шестеренчатого дифференциала принимаем в соответствии с дифференциалом автомобиля-аналога МАЗ – 5309.

Число сателлитов: $n = 4$.

Число зубьев сателлитов: $Z_{сд} = 11$.

Число зубьев шестерен: $Z_{ш} = 20$.

Внешний окружной модуль: $m_{те.д} = 7,0 \text{ мм}$.

Внешнее конусное расстояние: $R_{е.д} = 66,8 \text{ мм}$.

Угол профиля: $\beta_d = 20^\circ$.

Ширина венца: $b_d = 20,5 \text{ мм}$.

4.2.3 Привод к ведущим колесам

Привод к ведущим колесам в проектируемом ведущем мосте будет осуществляться посредством полуоси. Схема подшипникового узла – с разгруженной полуосью. Полуось – бесфланцевая.

Для передачи крутящего момента от полуосей на управляемые колеса используем шарниры равных угловых скоростей (ШРУС). Используя таблицы 10.5 и 10.6 [20, с.234, с.240], определим параметры ШРУСа. Для этого предварительно определим расчетное значение момента на карданной передаче. Для полноприводного автомобиля это момент M_{φ} .

$$M_{\varphi} = \frac{m_{\varphi} \cdot g \cdot \varphi \cdot r_0}{U_{БР} \cdot \eta_{БР}} = \frac{7500 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \cdot 0,592}{3,42 \cdot 0,98 \cdot 2} = 5198,3 \text{ Нм}$$

Так как, благодаря применению бортового редуктора, расчетное значение крутящего момента относительно невелико, применение ШРУСа кулачкового типа нецелесообразно. Поэтому в проектируемом переднем ведущем мосте применим сдвоенный ШРУС. Предварительно принимаем следующие его параметры:

– высота по шипам, H – 127 мм;

– диаметр шипа, $d_{ш}$ – 33,65 мм;

– контактное напряжение по линии касания иглы с шипом, $\sigma_{н}$ – 2876,8 МПа;

– нагрузка на подшипник, P – 50,39 кН;

– грузоподъемность подшипника:

статическая, C_0 – 55,1 кН;

динамическая, C – 29,79 кН.

4.2.4 Подбор колесного редуктора

Для проектируемого заднего ведущего моста выбираем планетарный, четырехсателлитный колесный редуктор, применяемый на автомобиле-аналоге. Основные размеры зубчатых колес колесного редуктора представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Основные размеры зубчатых колес колесного редуктора

Параметр	Ведущее колесо	Сателлит	Коронное колесо
Число зубьев	21	15	51
Модуль, мм	5,0		
Угол зацепления исходного контура	20°		
Диаметр делит. Окружности, мм	95,5	70,0	237,0
Высота головки зуба, мм	5,0	5,0	2,83
Высота зуба полная, мм	10,0	9,0	9,38
Межосевое расстояние, мм	118,69		

4.3 Прочностные расчеты элементов передачи моста

4.3.1 Расчет нагруженности одинарной конической главной передачи

Параметры нагрузочного режима

Максимальный расчетный момент на шестерне главной передачи:

$$M_p = 4555,3 \text{ Н*м}$$

Расчетная частота вращения, для дизельного двигателя, [17]:

$$n_{\text{расч}} = n_m / U_{\text{Т-В}}, \quad (57)$$

$$n_{\text{расч}} = 1300 / (7,3 \cdot 1,18) = 150,9 \text{ об/мин.}$$

Для полноприводного автомобиля при эксплуатации по бездорожью:

$$\gamma_p = 0,5.$$

Для грузового автомобиля, [17, с.7]:

$$\gamma_{\text{ср}} = \gamma_{\psi_{\text{ср}}} + \gamma_{\nu_{\text{ср}}} + \gamma_{j_{\text{ср}}}, \quad (58)$$

где $\gamma_{\psi_{\text{ср}}}$, $\gamma_{\nu_{\text{ср}}}$, $\gamma_{j_{\text{ср}}}$ – средние удельные сопротивления соответственно дороги, воздуха и при разгоне на данной передаче:

$$\gamma_{\psi_{\text{ср}}} = 0,03;$$

$$\gamma_{\nu_{\text{ср}}} \approx 0;$$

$$\gamma_{j_{\text{ср}}} = B \cdot (\gamma_p - \gamma_{\psi_{\text{ср}}} - \gamma_{\nu_{\text{ср}}}) \quad (59)$$

$$B = 0,3.$$

$$\gamma_{jcp} = 0,3 \cdot (0,5 - 0,03) = 0,141.$$

$$\gamma_{cp} = 0,03 + 0,141 = 0,144.$$

$$\gamma_p/\gamma_{cp} = 0,5/0,144 = 3,472.$$

По графику, [17, с.6], в соответствии с $\gamma_p/\gamma_{cp} = 3,472$ принимаем:

$$K_{ПН} = 0,085$$

$$K_{ПF} = 0,019$$

4.3.2 Расчет зубчатой пары одинарной конической главной передачи на сопротивление усталости

Расчетные напряжения, [17].

Изгибные:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_f \cdot m_{nm}} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\mu} \quad (60)$$

Контактные:

$$\Pi_H = \frac{F_t}{b_w \cdot d_{WM}} \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \quad (61)$$

– окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_p}{d_{WM}}, \quad (62)$$

$$F_{тш} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 4555,3}{139,6} = 65262,2 \text{ Н},$$

$$F_{тк} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 4555,3 \cdot 1,644}{229,3} = 65319,8 \text{ Н}.$$

– коэффициент напряжения изгиба Y_F , [17, с.20]:

$$Y_F = Y_F^0 \cdot K_u \cdot K_\alpha \cdot K_p \cdot K_r. \quad (63)$$

При $Z_{vш} = Z_{ш}/(\cos\delta_1 \cdot \cos^3\beta) = 14/(\cos 31,3^\circ \cdot \cos^3 31,5^\circ) = 26,4$ – $Y_F^0 = 2,24$;

При $Z_{vk} = Z_{к}/(\cos\delta_2 \cdot \cos^3\beta) = 23/(\cos 58,7^\circ \cdot \cos^3 31,5^\circ) = 71,4$ – $Y_F^0 = 2,54$.

$$K_{uш} = K_{uk} = 1.$$

Так как угол профиля $\alpha = 20^\circ$ – принимаем $K_\alpha = 1$.

Так как радиус переходной кривой $\rho_f^* = 0,35$ – принимаем $K_p = 1,0$.

Так как расчет ведется для конической передачи с круговым зубом, рассчитаем K_t , [17, с.21]:

$$K_t = 1,57/(1,57 + X_t); \quad (64)$$

$$X_{t1} = 0,0235;$$

$$X_{t2} = -0,0246;$$

$$K_{t1} = 1,57/(1,57 + 0,0235) = 0,985;$$

$$K_{t2} = 1,57/(1,57 - 0,0246) = 1,016.$$

$$Y_{F\text{ш}} = 2,24 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,985 = 2,206;$$

$$Y_{Fk} = 2,54 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,016 = 2,581.$$

– коэффициент контактного напряжения Z_H .

Для конической обкатной передачи с межосевым углом $\Sigma=90^\circ$, [17, с.19]:

$$Z_H = \frac{2 \cdot \sqrt{U^2 + 1} \cdot \cos^2 \beta_m}{U \cdot \sin 2\alpha_n}, \quad (65)$$

$$Z_H = \frac{2 \cdot \sqrt{1,644^2 + 1} \cdot \cos^2 31,5^\circ}{1,644 \cdot \sin 40^\circ} = 2,65.$$

– коэффициенты учета осевого перекрытия Y_ε и Z_ε .

Для нахождения Y_ε и Z_ε дополнительно определим ε_α и ε_β : [17, с.64]:

$$\varepsilon_\alpha = 1,21.$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{(K_B \cdot \operatorname{tg} \beta_m - 1/3 \cdot K_B^3 \cdot \operatorname{tg}^3 \beta_m) \cdot R_e}{\pi \cdot m_{te}}, \quad (66)$$

$$K_B = \frac{b_w \cdot R_m}{R_e \cdot (R_e - b_w)} = \frac{50,0 \cdot 134,1}{161,6 \cdot (161,6 - 50,0)} = 0,372,$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{(0,372 \cdot \operatorname{tg} 31,5^\circ - 1/3 \cdot 0,372^3 \cdot \operatorname{tg}^3 31,5^\circ) \cdot 161,6}{3,14 \cdot 12,0} = 0,952.$$

В соответствии с $\varepsilon_\alpha = 1,21$ и $\varepsilon_\beta = 0,952$ принимаем $Y_\varepsilon = Z_\varepsilon = 1$.

– коэффициенты учета влияния точности изготовления зубчатой передачи $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$, [17, с.21]:

Так как степень точности зубчатых колес по плавности 7, принимаем $K_{F\alpha} = 1$.

$$K_{H\alpha} = K_{H\psi} \cdot K_{H\gamma}, \quad (67)$$

Принимаем $K_{H\psi} = 1,33$, $K_{H\gamma} = 1,05$.

$$K_{H\alpha} = 1,32 \cdot 1,05 = 1,386.$$

– коэффициенты учета влияния упругих деформаций валов передачи под нагрузкой $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$, [17, с.21]:

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta}^0 - 1) \cdot K_{FW}, \quad (68)$$

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{\beta}^0 - 1) \cdot K_{HW} \quad (69)$$

Для определения K_{β}^0 рассчитаем величину Ψ_{bd} :

$$\Psi_{bd} = b_w/d_{wmш} = 50,0/139,5 = 0,358.$$

Принимаем $K_{\beta}^0 = 1,22$.

Определим окружную скорость в зацеплении:

$$V = \pi \cdot d_{WM} \cdot n_{расч}/60 \cdot 10^3,$$

$$V = 3,14 \cdot 139,5 \cdot 150,9/(60 \cdot 10^3) = 1,1 \text{ м/с}.$$

Принимаем $K_{FW} = 1$, $K_{HW} = 0,8$.

$$K_{F\beta} = 1 + (1,22 - 1) \cdot 1 = 1,22.$$

$$K_{H\beta} = 1 + (1,22 - 1) \cdot 0,8 = 0,976.$$

– коэффициенты учета влияния динамических нагрузок K_{Fv} и K_{Hv} , [17, с.25]:

$$K_{Hv} = \sqrt{K_{Fv}}; \quad K_{Fv} = K_{j\Delta} \cdot K_{ve}. \quad (70)$$

$$K_{j\Delta} = 1 + \left(V \cdot N_{\Delta} \cdot b_{cp} \cdot \sqrt{d_{wmш} \cdot (U+1) \cdot \frac{\Delta_0}{U}} \right) / F_t.$$

Принимаем $N_{\Delta} = 0,14$; $\Delta_0 = 28$ мкм.

$$b_{cp} = 0,5 \cdot (b_{fш} + b_{fk}) = 0,5 \cdot (55,0 + 50,0) = 52,5 \text{ мм}.$$

$$K_{j\Delta} = 1 + \left(1,1 \cdot 0,14 \cdot 52,5 \cdot \sqrt{139,5 \cdot (1,644 + 1) \cdot \frac{28}{1,644}} \right) / 65319,8 = 1,01.$$

Принимаем $K_{ve} = 1,0$.

$$K_{Fv} = 1,01 \cdot 1,0 = 1,01; \quad K_{Hv} = \sqrt{1,01} = 1,005.$$

– коэффициент учета влияния сил трения между зубьями $K_{F\mu}$.

Принимаем $K_{F\muш} = 1,05$, $K_{F\muк} = 0,95$.

Рассчитаем напряжения:

$$\sigma_{Fш} = \frac{65262,2}{55,0 \cdot 8,5} \cdot 2,206 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,22 \cdot 1,01 \cdot 1,05 = 398,43 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{Fк} = \frac{65319,8}{50,0 \cdot 8,5} \cdot 2,581 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,22 \cdot 1,01 \cdot 0,95 = 464,35 \text{ МПа,}$$

$$P_H = \frac{65262,2}{55,0 \cdot 139,5} \cdot 2,65 \cdot 1 \cdot 1,386 \cdot 0,976 \cdot 1,005 = 30,64 \text{ МПа.}$$

Предельные напряжения при базовом числе циклов, [17, с.26].

– Изгибные:

$$\sigma_{FPO} = \sigma_{Flimb}^C \cdot Y_{FCj} \quad (71)$$

– Контактные:

$$P_{HPO} = P_{Hlimb} \cdot Z_R \quad (72)$$

В качестве материала для изготовления зубчатых колес главной передачи выбираем сталь 18ХГТ со следующими характеристиками [17, с.30]:

$$\sigma_{Flimb}^C = 370 \text{ МПа; } P_{Hlimb} = 18 \text{ МПа;}$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов; } N_{HO} = 1,2 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Принимаем $Y_{FC} = 1,1$. Принимаем $Z_R = 0,88$. [17, с.31]

$$\sigma_{FПО} = 370 \cdot 1,2 = 407 \text{ МПа,}$$

$$P_{HПО} = 18 \cdot 0,88 = 15,84 \text{ МПа.}$$

Так как значения $P_H = P_{HПО}$, продолжаем расчет.

Циклонапряженность зубчатого колеса, приходящаяся на 1 км общего пробега автомобиля, [17].

Изгибная:

$$R_{IF} = \frac{10^3}{2 \cdot \pi \cdot r_0} \cdot a \cdot \sum \sigma_F^9 \cdot U_{B-K}^0 \cdot \xi \cdot K_{IF} \quad (73)$$

Контактная:

$$R_{\text{ИН}} = \frac{10^3}{2 \cdot \pi \cdot r_0} \cdot a \cdot \sum \Pi_{\text{Н}}^3 \cdot U_{\text{В-К}}^0 \cdot \xi \cdot K_{\text{ПН}} \quad (74)$$

Для однопарной передачи $a = 1$.

С учетом коэффициента относительного пробега автомобиля на передачах [17, с.9], определим значения циклонапряженности зубчатых колес ГП. Расчет сведем в таблицу 7.

Таблица 7 – Расчет циклонапряженности зубчатых колес ГП

Передача	ξ	$M_p, \text{Нм}$	$R_{\text{фш}}$	$R_{\text{фк}}$	$R_{\text{нш}}$	$R_{\text{нк}}$
I	0,004	4555,3	$2,91 \cdot 10^{23}$	$7,02 \cdot 10^{23}$	$14,76 \cdot 10^4$	$8,98 \cdot 10^4$
II	0,01	3032,7	$1,87 \cdot 10^{22}$	$4,51 \cdot 10^{22}$	$10,89 \cdot 10^4$	$6,63 \cdot 10^4$
III	0,016	2184,0	$1,56 \cdot 10^{21}$	$3,76 \cdot 10^{21}$	$6,51 \cdot 10^4$	$3,96 \cdot 10^4$
IV	0,03	1547,5	$1,31 \cdot 10^{20}$	$3,17 \cdot 10^{20}$	$4,34 \cdot 10^4$	$2,64 \cdot 10^4$
V	0,02	1304,2	$1,88 \cdot 10^{19}$	$4,53 \cdot 10^{19}$	$1,73 \cdot 10^4$	$1,05 \cdot 10^4$
VI	0,16	867,4	$3,83 \cdot 10^{18}$	$9,24 \cdot 10^{18}$	$4,08 \cdot 10^4$	$2,48 \cdot 10^4$
VII	0,46	624,0	$5,68 \cdot 10^{17}$	$1,37 \cdot 10^{18}$	$4,36 \cdot 10^4$	$2,65 \cdot 10^4$
VIII	0,3	443,0	$1,7 \cdot 10^{16}$	$4,1 \cdot 10^{16}$	$1,02 \cdot 10^4$	$0,6 \cdot 10^4$
Σ			$3,11 \cdot 10^{23}$	$7,51 \cdot 10^{23}$	$4,16 \cdot 10^5$	$2,9 \cdot 10^5$

Циклостойкость зубчатого колеса в км общего пробега автомобиля.

Изгибная, [17, с.15]:

$$R_{\text{Flim}} = \sigma_{\text{FPO}}^9 \cdot N_{\text{FO}}, \quad (75)$$

$$R_{\text{Flim}} = 407^9 \cdot 4 \cdot 10^6 = 1,22 \cdot 10^{30}.$$

Контактная, [17, с.15]:

$$R_{\text{Hlim}} = \Pi_{\text{HPO}}^3 \cdot N_{\text{ПО}}, \quad (76)$$

$$R_{\text{Hlim}} = 15,86^3 \cdot 1,2 \cdot 10^8 = 4,76 \cdot 10^{11}.$$

– Ресурс зубчатого колеса в км общего пробега автомобиля.

– по усталости при изгибе зубьев:

$$L_{\text{F}} = R_{\text{Flim}} / R_{\text{IF}}, \quad (77)$$

$$L_{\text{Fш}} = (1,22 \cdot 10^{30}) / (3,11 \cdot 10^{23}) = 3,92 \cdot 10^6 \text{ км},$$

$$L_{\text{FK}} = (1,22 \cdot 10^{30}) / (7,51 \cdot 10^{23}) = 1,62 \cdot 10^6 \text{ км}.$$

– по контактной усталости зубьев:

$$L_H = R_{Hlim} / R_{IH}, \quad (78)$$

$$L_{HIII} = (4,76 \cdot 10^{11}) / (4,16 \cdot 10^5) = 1,14 \cdot 10^6 \text{ км},$$

$$L_{HK} = (4,76 \cdot 10^{11}) / (2,9 \cdot 10^5) = 1,64 \cdot 10^6 \text{ км}.$$

Сопротивление зубьев усталости достаточно.

В. Расчет на прочность зубчатой пары одинарной конической главной передачи, [17, с.26].

Изгибные напряжения:

$$\sigma_{Fjmax} = K_j \cdot \frac{F_t}{b_f \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}. \quad (79)$$

Контактные напряжения:

$$\Pi_{Hjmax} = K_j \cdot \frac{F_t}{b_w \cdot d_{w1}} \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}. \quad (80)$$

Необходимо определить коэффициент динамичности K_j , [17, с.12]:

$$K_j = M_{jmax} / M_p. \quad (81)$$

Для автомобиля высокой проходимости при трогании на I передаче, с $U_{тр} \geq 50$, максимальный динамический момент равен, [17, с.13]:

$$M_{jmax} = (1,35 \dots 1,4) \cdot M_\varphi, \quad (82)$$

$$M_\varphi = 6627,8 \text{ Нм},$$

$$K_j = (1,35 \cdot M_\varphi) / M_p = 1,35 \cdot 6627,8 / 4555,3 = 1,964.$$

$$\sigma_{FjmaxIII} = 1,964 \cdot \frac{65262,2}{55,0 \cdot 8,5} \cdot 2,206 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,22 = 737,9 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FjmaxK} = 1,964 \cdot \frac{65319,8}{50,0 \cdot 8,5} \cdot 2,581 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,22 = 950,5 \text{ МПа},$$

$$\Pi_{Hjmax} = 1,956 \cdot \frac{65262,2}{55,0 \cdot 139,6} \cdot 2,65 \cdot 1 \cdot 1,386 \cdot 0,976 = 59,73 \text{ МПа}.$$

Значения предельных напряжений для стали 18ХГТ [17, с.30]:

$$\sigma_{FlimM} = 1600 \text{ МПа}; \quad \Pi_{HlimM} = 190 \text{ МПа}.$$

«Сравниваем полученные значения максимальных напряжений с предельными напряжениями. Условия достаточной прочности:» [17]:

$$\sigma_{Fjmax} \leq 0,9 \cdot \sigma_{FlimM}; \quad \Pi_{Hjmax} \leq 0,9 \cdot \Pi_{HlimM}.$$

$$\sigma_{FjmaxIII} = 737,9 \text{ МПа} < 1440 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FjmaxK} = 950,5 \text{ МПа} < 1440 \text{ МПа},$$

$$\Pi_{Hjmax} = 59,73 \text{ МПа} < 171 \text{ МПа}.$$

Условие прочности зубчатых колес соблюдается.

4.3.3 Расчет подшипников на выносливость

Рассчитаем подшипники вала-шестерни ГП.

Расчет подшипников на выносливость включает следующие этапы:

- определение усилий, действующих на зубчатых колесах, расположенных на соответствующем валу;
- определение реакций на левой и правой опорах вала;
- определение эквивалентной нагрузки подшипника;
- определение приведенной нагрузки подшипника;
- оценка выносливости подшипника.

Определение усилий на зубчатых колесах.

Расчетные формулы для определения усилий на зубчатых колесах, [17, с.36]:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot M_1 / d_{m1} = 2 \cdot M_2 / d_{m2}; \quad (83)$$

$$F_{y1} = F_{t1} \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \sin \delta_1] / \cos \beta; \quad (84)$$

$$F_{x1} = F_{t1} \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \cos \delta_1] / \cos \beta. \quad (85)$$

$$F_{t1} = F_{t2}; \quad F_{y2} = F_{x1}; \quad F_{x2} = F_{y1}.$$

Принимаем угол трения $\rho = 3^\circ$.

$$F_{t1} = F_{t2} = 65262,2 \text{ Н}$$

$$F_{y1} = 65262,2 \cdot [\operatorname{tg}(20^\circ + 3^\circ) \cdot \cos 31,3^\circ + \sin 31,5^\circ \cdot \sin 31,3^\circ] / \cos 31,5^\circ = 48539,2 \text{ Н};$$

$$F_{x1} = 65262,2 \cdot [\operatorname{tg}(20^\circ + 3^\circ) \cdot \sin 31,3^\circ + \sin 31,5^\circ \cdot \cos 31,3^\circ] / \cos 31,5^\circ = 51051,3 \text{ Н}.$$

Соответственно:

$$F_{y2} = F_{x1} = 51051,3 \text{ Н};$$

$$F_{x2} = F_{y1} = 48539,2 \text{ Н}.$$

Определение радиальных реакций на опорах вала.

Для опоры вала-шестерни выбираем подшипники роликовые конические однорядные. Компонувочные размеры представлены на рисунке 14.

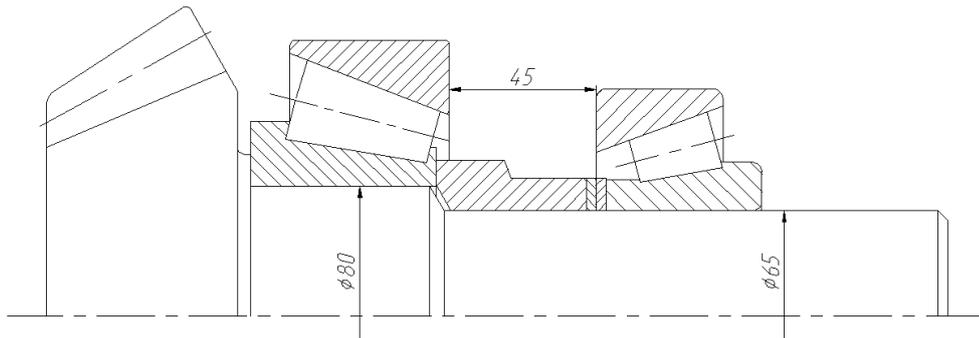


Рисунок 14 – Компонувочные размеры опорного узла вала-шестерни ГП

Для определения реакций опор предварительно определим точку приложения реакции на оси вала. Рассчитаем параметр l_R , [17, с.39]:

$$l_R = 0,5 \cdot (T + (D + d)/2 \cdot \operatorname{tg}\alpha); \quad (86)$$

$$l_{R1} = 0,5 \cdot (61 + ((170 + 80)/2) \cdot \operatorname{tg}21^\circ) = 54,5 \text{ мм};$$

$$l_{R2} = 0,5 \cdot (51 + ((140 + 65)/2) \cdot \operatorname{tg}21^\circ) = 45,2 \text{ мм}.$$

Определим реакции опор. Приведем расчет при движении автомобиля на I передаче. Расчетная схема изображена на рисунке 3.3.

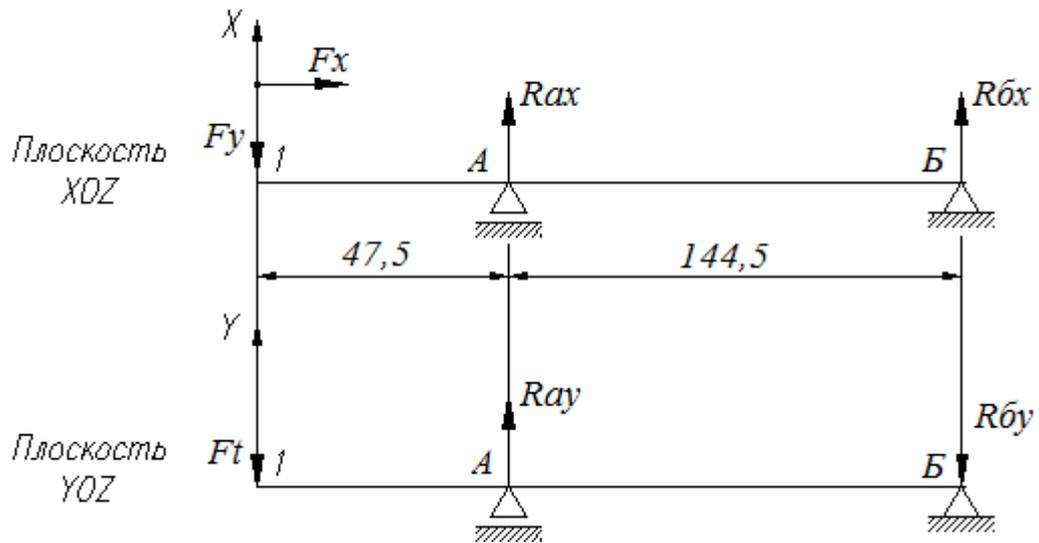


Рисунок 4.3 – Расчетная схема вала-шестерни ГП

$$\sum M_x(A) = 0;$$

$$F_y \cdot 47,5 - F_x \cdot \frac{139,6}{2} + R_{bx} \cdot 144,5 = 0;$$

$$R_{bx} = (F_x \cdot 69,8 - F_y \cdot 47,5) / 144,5 = (51051,3 \cdot 69,8 - 48539,2 \cdot 47,5) / 144,5 = 8704,3 \text{ Н.}$$

$$\sum M_x(B) = 0;$$

$$F_y \cdot 192 - F_x \cdot \frac{139,6}{2} - R_{ax} \cdot 144,5 = 0;$$

$$R_{ax} = (F_y \cdot 192 - F_x \cdot 69,8) / 144,5 = (48539,2 \cdot 192 - 51051,3 \cdot 69,8) / 144,5 = 39834,9 \text{ Н.}$$

$$\sum M_y(A) = 0;$$

$$F_t \cdot 47,5 - R_{by} \cdot 144,5 = 0;$$

$$R_{by} = F_t \cdot 47,5 / 144,5 = 65262,2 \cdot 47,5 / 144,5 = 21452,9 \text{ Н.}$$

$$\sum M_y(B) = 0;$$

$$F_t \cdot 192 - R_{ay} \cdot 144,5 = 0;$$

$$R_{ay} = F_t \cdot 192 / 144,5 = 65262,2 \cdot 192 / 144,5 = 86715,2 \text{ Н.}$$

Радиальная нагрузка:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{39834,9^2 + 86715,2^2} = 95427,2 \text{ Н;}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{8704,3^2 + 21452,9^2} = 23151,5 \text{ Н.}$$

Определение эквивалентной нагрузки подшипника.

Определяем суммарную осевую силу, действующую в подшипнике:

$$S_B = 1,245 \cdot F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,245 \cdot 23151,5 \cdot \operatorname{tg} 21^\circ = 11064,4 \text{ Н.}$$

$$F_{aB} = S_B = 11064,4 \text{ Н,}$$

$$F_{aA} = F_{y1} + S_B = 48539,2 + 11064,4 = 59603,6 \text{ Н.}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка определяется по формуле, [19, с.40]:

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a, \quad (87)$$

где V – коэффициент вращения:

$$V = 1;$$

X , Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки.

Определим коэффициенты X и Y для радиально-упорных роликовых подшипников.

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 21^\circ = 0,576.$$

$$\frac{F_{aA}}{V \cdot F_{rA}} = \frac{59603,6}{95427,2} = 0,625 > e,$$

$$X_A = 0,4;$$

$$Y_A = 0,4 / \operatorname{tg} \alpha = 0,4 / \operatorname{tg} 21^\circ = 1,04.$$

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{11064,4}{23151,5} = 0,478 < e,$$

$$X_B = 1;$$

$$Y_B = 0.$$

$$P_A = 1 \cdot 0,4 \cdot 95427,2 + 1,04 \cdot 59603,6 = 100158,6 \text{ Н;}$$

$$P_B = 1 \cdot 1 \cdot 23151,5 = 23151,5 \text{ Н.}$$

Определение приведенной нагрузки подшипника.

Под приведенной нагрузкой понимают постоянную нагрузку, при приложении которой к подшипнику обеспечивается такой же расчетный срок службы подшипника, как и при действительных условиях его работы в

подшипниковом узле. Приведенная нагрузка рассчитывается по формуле, [17, с.42]:

$$P_{\text{пр}} = P \cdot K_{\text{бз}} \cdot K_{\text{Т}} \cdot K_{\text{М}}, \quad (88)$$

где $K_{\text{бз}}$, $K_{\text{Т}}$, $K_{\text{М}}$ – коэффициенты соответственно безопасности, температуры и материала.

$$K_{\text{бз}} = K_{\text{д1}} \cdot K_{\text{д2}}, \quad (89)$$

$$K_{\text{д1}} = 1,0; K_{\text{д2}} = 1,1;$$

$$K_{\text{бз}} = 1,0 \cdot 1,1 = 1,1;$$

$$K_{\text{Т}} = 1,0; K_{\text{М}} = 1,0.$$

$$P_{\text{прА}} = 100158,6 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 110174,5 \text{ Н};$$

$$P_{\text{прБ}} = 23151,5 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 25466,7 \text{ Н}.$$

Оценка выносливости подшипника.

Данные для оценки выносливости подшипников сведены в таблицу 8.

Таблица 8 – Исходные данные для оценки выносливости подшипников

Параметр	Значение
Статическая грузоподъемность подшипников: – 27613А1 – 27616А1	$C_0 = 364 \text{ кН}$ $C_0 = 500 \text{ кН}$
Динамическая грузоподъемность подшипников: – 27613А1 – 27616А1	$C = 264 \text{ кН}$ $C = 380 \text{ кН}$
Передаточное число от рассматриваемого подшипника к ведущим колесам $U_{\text{п-к}}$	5,6225

Определим циклонапряженность подшипников, приходящуюся на 1 км пробега автомобиля, [17]:

$$R_{\text{Ип}} = \frac{500}{\pi \cdot r_k} \cdot (P_{\text{пр}}^m \cdot \xi \cdot U_{\text{п-к}}), \quad (90)$$

где $m = 3,33$ – для роликовых подшипников.

Расчет циклонапряженности подшипников при движении автомобиля на передачах приведен в таблице 9.

Таблица 9 – Расчет циклонапряженность подшипников

Передача	F_t , Н	F_y , Н	F_x , Н	R_{IIA}	R_{IIB}
I	65262,2	48539,3	51051,3	$3,621 \cdot 10^{17}$	$3,156 \cdot 10^{15}$
II	43448,1	32314,15	33987,2	$2,336 \cdot 10^{17}$	$2,036 \cdot 10^{15}$
III	31289,8	23271,51	24476,4	$1,253 \cdot 10^{17}$	$1,092 \cdot 10^{15}$
IV	22171,0	16489,52	17343,3	$7,457 \cdot 10^{16}$	$6,5 \cdot 10^{14}$
V	18684,5	13896,4	14615,9	$2,812 \cdot 10^{16}$	$2,451 \cdot 10^{14}$
VI	12426,5	9242,1	9720,61	$5,785 \cdot 10^{16}$	$5,042 \cdot 10^{14}$
VII	8939,9	6649,0	6993,25	$5,555 \cdot 10^{16}$	$4,842 \cdot 10^{14}$
VIII	6347,4	4720,8	4965,21	$1,158 \cdot 10^{16}$	$1,01 \cdot 10^{14}$
			Σ	$9,5 \cdot 10^{17}$	$8,27 \cdot 10^{15}$

Определим срок службы, обеспечиваемый выносливостью подшипников, [17, с.47]:

$$L_{II} = \frac{C^m \cdot 10^6}{R_{II}}, \quad (91)$$

$$L_{IIA} = 380000^{3,33} \cdot 10^6 / 9,5 \cdot 10^{17} = 928742,9 \text{ км};$$

$$L_{IIB} = 264000^{3,33} \cdot 10^6 / 8,27 \cdot 10^{15} = 1170460,8 \text{ км}.$$

Выносливость подшипников обеспечена.

4.3.4 Расчет нагруженности полуоси разгруженного типа

Расчет полуосей производят на статическую прочность. При этом определяются напряжения кручения и деформация кручения, [17]:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{j\max}}{W_{\tau}}, \quad (91)$$

$$\Theta_{\max} = \frac{180 \cdot M_{j\max} \cdot l}{\pi \cdot G \cdot J_{\tau}}, \quad (91)$$

где W_{τ} – момент сопротивления сечения полуоси:

$$W_{\tau} = \pi \cdot d^3 / 16, \quad (91)$$

$$d = 40 \text{ мм},$$

$$W_{\tau} = 3,14 \cdot 43^3 / 16 = 12560 \text{ мм}^3.$$

$M_{j\max}$ – максимальный динамический момент на полуоси:

$$M_{j\max} = 1,4 \cdot M_{\varphi} = 1,4 \cdot 6627,8 / 2 = 4970,85 \text{ Нм}.$$

J_τ – полярный момент инерции сечения:

$$J_\tau = \pi \cdot d^4/32, \quad (92)$$

$$J_\tau = 3,14 \cdot 40^4/32 = 251200 \text{ мм}^4.$$

G – модуль упругости при кручении, для стали:

$$G = 8 \cdot 10^6 \text{ МПа}.$$

l – длина полуоси:

$$l_1 = 700 \text{ мм}, l_2 = 1200 \text{ мм}.$$

$$\tau_{\max} = \frac{10^3 \cdot 4970,85}{12560} = 395,8 \text{ МПа},$$

$$[\tau_{\max}] = 400 \dots 600 \text{ МПа},$$

$$\tau_{\max} = 395,8 \text{ МПа} < 600 \text{ МПа}.$$

Условие прочности по напряжению кручения выполняется.

$$\Theta_{1\max} = \frac{180 \cdot 10^3 \cdot 4970,85 \cdot 700}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 251200} = 0,99^\circ$$

$$\Theta_{2\max} = \frac{180 \cdot 10^3 \cdot 4970,85 \cdot 1200}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 251200} = 1,7^\circ$$

$$[\Theta_{\max}] = 6^\circ \dots 15^\circ \text{ на 1 метр полуоси}.$$

$$\Theta_{1\max} = 0,99^\circ < 15^\circ,$$

$$\Theta_{2\max} = 1,7^\circ < 15^\circ.$$

Условие прочности по деформации кручения выполняется.

4.3.5 Расчет на прочность ШРУС сдвоенного типа

При расчете крестовины карданного шарнира определяются следующие параметры.

– расчетный крутящий момент на валу (определен ранее):

$$M_p = M_\varphi = 5198,3 \text{ Нм}.$$

– условно сосредоточенная нормальная сила, действующая в середине шипа:

$$P_{\text{ш}} = \frac{10^3 \cdot M_p}{l_k \cdot \cos\gamma}, \quad (93)$$

где l_k – расстояние между серединами игольчатых роликов противоположно расположенных подшипников:

$$l_k = 106 \text{ мм},$$

γ – угол установки карданного вала.

$\gamma = 0$, т.к. расчет ведется для сдвоенного ШРУСа

$$P_{\text{ш}} = \frac{10^3 \cdot 5198,3}{106 \cdot 1} = 49040,6 \text{ Н.}$$

Напряжение изгиба шипа в опасном сечении.

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\text{ш}} \cdot h}{W_{\sigma}}, \quad (94)$$

где h – плечо силы $P_{\text{ш}}$,

$$h = 14,5 \text{ мм.}$$

W_{σ} – момент сопротивления сечения шипа, для шипа с отверстием для смазывания:

$$W_{\sigma} = 0,1 \cdot d_{\text{ш}}^3 \cdot \left[1 - (d_0 / d_{\text{ш}})^4 \right], \quad (95)$$

$$d_0 = 10 \text{ мм}, d_{\text{ш}} = 33,65 \text{ мм.}$$

$$W_{\sigma} = 0,1 \cdot 33,65^3 \cdot \left[1 - (10 / 33,65)^4 \right] = 3780,55 \text{ мм}^3,$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{49040,6 \cdot 14,5}{3780,55} = 188,09 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_{\text{и}}] = 200 \dots 300 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{и}} = 188,09 \text{ МПа} < 300 \text{ МПа.}$$

Условие прочности по напряжению изгиба шипа выполняется.

Напряжение среза шипа в опасном сечении:

$$\tau_s = \frac{4 \cdot P_{\text{ш}}}{(\pi \cdot (d_{\text{ш}}^2 - d_0^2))} = \frac{4 \cdot 49040,6}{(3,14 \cdot (33,65^2 - 10^2))} = 60,52 \text{ МПа.}$$

$$[\tau_s] = 60 \dots 100 \text{ МПа.}$$

$$\tau_s = 60,52 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа.}$$

Условие прочности по напряжению среза шипа выполняется.

Расчет вилки шарнира.

Напряжения изгиба и кручения:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\text{ш}} \cdot a}{W_{\sigma}}, \quad \tau_{\text{к}} = \frac{c \cdot P_{\text{ш}}}{W_{\tau}}, \quad (96)$$

где $a = 25 \text{ мм}$, $c = 20 \text{ мм}$.

$$W_{\sigma} = b \cdot l^2 / 6, \quad W_{\tau} = k \cdot l \cdot b^2 \quad (97)$$

Принимаем $l = 64 \text{ мм}$, $b = 25,6 \text{ мм}$, $k = 0,258$.

$$W_{\sigma} = 25,6 \cdot 64^2 / 6 = 17476,27 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\tau} = 0,258 \cdot 64 \cdot 25,6^2 = 10821,3 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{49040,6 \cdot 25}{17476,27} = 70,15 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{\text{и}}] = 50 \dots 80 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{и}} = 71,15 \text{ МПа} < 80 \text{ МПа.}$$

Условие прочности по напряжению изгиба вилки выполняется.

$$\tau_{\text{к}} = \frac{20 \cdot 49040,6}{10821,3} = 90,64 \text{ МПа.}$$

$$[\tau_{\text{к}}] = 80 \dots 160 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{\text{к}} = 90,64 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа.}$$

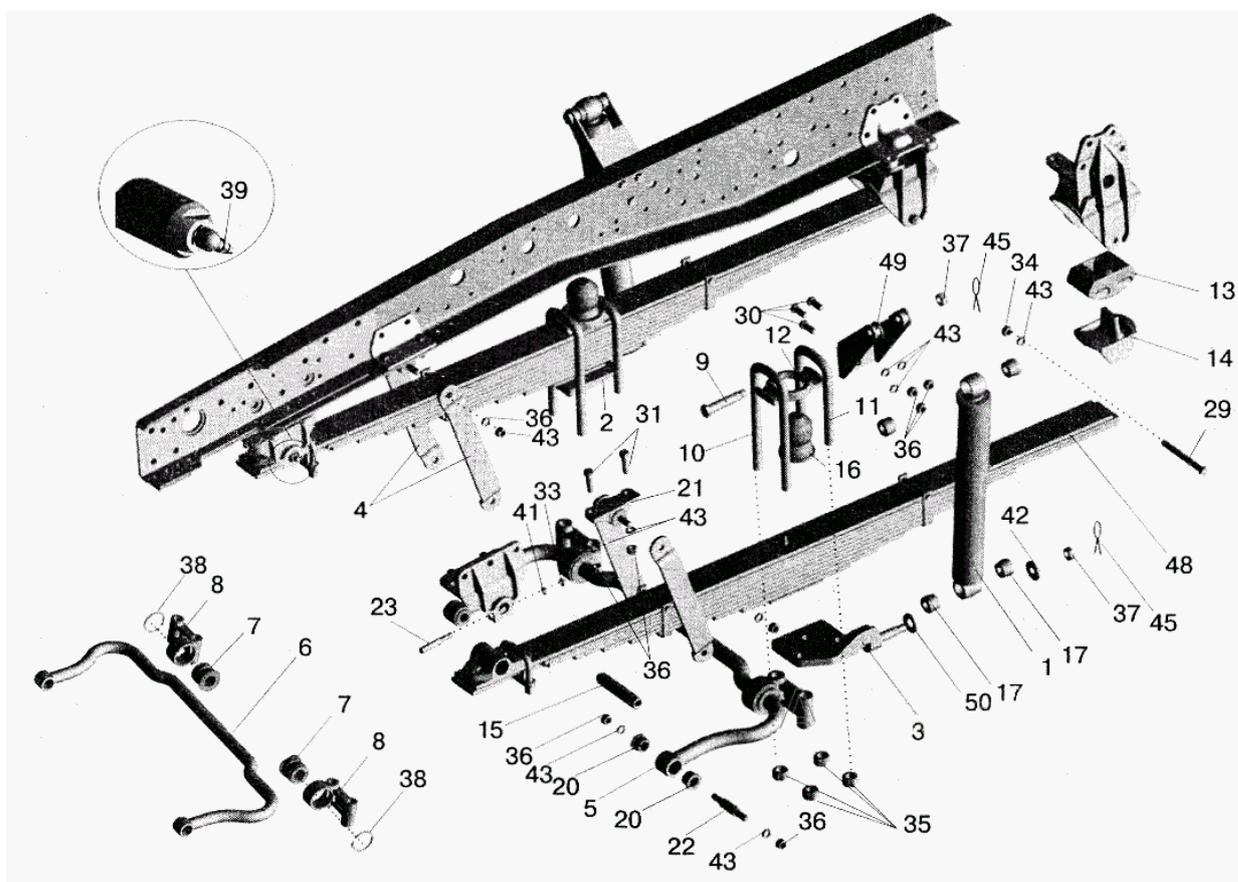
Условие прочности по напряжению кручения вилки выполняется.

Выводы по разделу. Был произведен расчет геометрических параметров зубчатых зацеплений. Выполнены необходимые проверочные расчеты и рассчитаны условия соблюдения прочности.

5 Технологическая часть проекта

5.1 Описание объекта производства и назначение его в узле

В данном дипломном проекте в качестве объекта технологического процесса изготовления будет рассмотрен кронштейн подвески автомобиля. Данный кронштейн входит в состав подвески моста автомобиля и предназначен для крепления малолистовой рессоры к раме, рисунок 5.1.



1 – амортизатор; 2 - кронштейн нижний правый; 3- кронштейн нижний левый; 4 – серьга;
5 - вал стабилизатора с кронштейнами; 6 - вал стабилизатора; 7 – втулка; 8 - кронштейн
нижний; 9 – палец; 10 - стремянка передняя; 11 – стремянка; 12 – накладка; 13 – подушка;
14 – вкладыш; 15 - палец уха передней рессоры; 16 – буфер; 17 – втулка; 20 – втулка;
21 - кронштейн верхний; 22 – палец; 23 - клин пальца; 29 - болт М16; 30 - болт М16;
31 - болт М16; 33 - гайка М12; 34 - гайка М16; 35 - гайка М24; 36 - гайка М16; 37 - гайка
М20; 38 - кольцо; 39 – масленка; 41 - шайба 12; 42 - шайба 20; 43 – шайба;
45 - шплинт 4x40; 48 - рессора передняя; 49 - кронштейн верхний; 50 – шайба.

Рисунок 15 – Подвеска автомобиля

Исследуемый кронштейн относится к направляющим элементам подвески, которые обеспечивают соединения и передачу сил на кузов автомобиля. Направляющие элементы определяют характер перемещения мостов относительно кузова автомобиля.

В соответствии с назначением, кронштейн имеет поверхность с тремя отверстиями, которой он примыкает к лонжерону рамы, а также поверхность, имеющую форму скобы, с двумя соосными отверстиями, в которых удерживается палец ушка передней рессоры. В соответствии с этим, к кронштейну предъявляются повышенные требования к расположению поверхностей (допуски перпендикулярности, соосности и др.)

Рассматриваемый кронштейн изготавливается из стали 40Л ГОСТ 977–88.

5.2 Анализ технологичности конструкции детали

«Отработка конструкции на технологичность – комплекс мероприятий по обеспечению необходимого уровня технологичности конструкции изделия по установленным показателям. Она направлена на повышение производительности труда, снижение затрат и сокращение времени на изготовление изделия при обеспечении необходимого его качества. Виды и показатели технологичности конструкции приведены в ГОСТ 14.203-89, а правила отработки конструкции изделия и перечень обязательных показателей технологичности – в ГОСТ 14.201-83.

Оценка технологичности конструкции может быть двух видов: качественной и количественной. Качественная оценка характеризует технологичность конструкции обобщенно на основании опыта исполнителя и допускается на всех стадиях проектирования как предварительная. Количественная оценка технологичности изделия выражается числовыми показателями и оправдана в том случае, если они существенно влияют на технологичность рассматриваемой конструкции.» [16]

5.2.1 Качественная оценка технологичности конструкции

С точки зрения рационального выбора заготовки кронштейн передний имеет высокий уровень технологичности. Заготовку из-за нестандартной формы получают литьем. Конструкция кронштейна позволяет вести обработку плоскостей напроход, расположение отверстий допускает применение многошпиндельных станков, все отверстия сквозные и расположены под прямым углом к плоскостям входа и выхода. Конструкцией предусмотрены достаточные по размерам базовые поверхности. Резьбовые отверстия отсутствуют. Нетехнологичными являются 5 цековок Ø33 и коническое отверстие Ø31 на внутренней стороне горизонтальной поверхности кронштейна переднего. Необходимо применять инструмент с удлинителями. Сложность при базировании из-за конфигурации кронштейна представляет отверстие Ø16, предназначенное для установки клина пальца (поз.23, рисунок 9.1). Для правильного расположения и надежной фиксации детали необходимо применить соответствующее приспособление.

В целом следует считать качественную оценку технологичности конструкции кронштейна переднего хорошей.

5.2.2 Количественная оценка технологичности конструкции

«Количественная оценка выражается числовыми показателями и складывается из основных и дополнительных показателей. К основным показателям относятся: трудоемкость изготовления детали и технологическая себестоимость детали.

При оценке детали на технологичность обязательными являются следующие дополнительные показатели:» [25]:

Коэффициент использования материала:

$$K_{и.м.} = q/Q, \quad (98)$$

где q и Q – соответственно масса детали и заготовки, кг.

$$K_{и.м.} = 5,9/6,8 = 0,88.$$

Масса детали $q = 5,9$ кг.

Максимальное значение качества обработки IT 10.

Минимальное значение параметра шероховатости обрабатываемых поверхностей $Ra = 5$ мкм.

5.3 Выбор метода получения заготовки с экономическим обоснованием проектируемого варианта

Кронштейн передний имеет сложную форму. В соответствии со своим назначением, конструктивно он состоит из проушины, в которой размещается палец ушка передней рессоры, и горизонтальной поверхности, которой он крепится к лонжерону рамы. Также в проушине перпендикулярно отверстию под палец рессоры имеется отверстие для клина пальца.

В соответствии с этим, наиболее целесообразным является получение заготовки методом литья. Это позволит сразу получить заготовку необходимой конфигурации и значительно снизить расход материала.

Точность заготовки принимаем 9–9–14–9 ГОСТ 26645–85, где:

9 – класс размерной точности;

9 – степень коробления;

14 – степень точности поверхностей;

9 – класс точности массы.

Стоимость заготовки в этом случае составит:

$$S_{\text{ЗАГ.}} = S_M + \Sigma C_{\text{О.З.}} \quad (99)$$

где S_M – затраты на материал заготовки, руб.,

$\Sigma C_{\text{О.З.}}$ – технологическая себестоимость заготовительных операций, руб.

$$S_M = ((S_1/1000) \cdot Q \cdot k_T \cdot k_C \cdot k_B \cdot k_M \cdot k_{\text{П}}) - (Q - q) \cdot (S_{\text{ОТХ}}/1000), \quad (100)$$

где S_1 – базовая стоимость 1 т. заготовок, руб.;

$k_T, k_C, k_B, k_M, k_{\text{П}}$ – коэффициенты, зависящие соответственно от класса точности, группы сложности, массы, марки материала и объема производства заготовок (кронштейн передний относится к III группе сложности);

$S_{\text{ОТХ}}$ – заготовительные цены на стружку металлов.

$$C_{\text{О.З.}} = (C_{\text{П.З.}} \cdot T_{\text{ШТ.-К.}})/60, \quad (101)$$

где $C_{\text{П.З.}}$ – приведенные затраты на заготовительные операции, руб./час;

$T_{\text{ШТ.-К.}}$ – штучно-калькуляционное время выполнения заготовительной операции, мин.

$$S_{\text{М}} = ((14871000/1000) \cdot 6,8 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 0,93 \cdot 1,22 \cdot 1) - (6,8 - 5,9) \times \\ \times (3500000/1000) = 117320,6 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{О.З.}} = (20011,7 \cdot 17,8)/60 = 5936,8 \text{ руб.},$$

$$S_{\text{ЗАГ. БАЗ.}} = 117320,6 + 5936,8 = 123257,4 \text{ руб.}$$

5.4 Анализ базового варианта технологического процесса механической обработки

Предметом анализа является технологический процесс изготовления кронштейна передней подвески из литой заготовки. Базовый технологический процесс состоит из следующих операций механической обработки:

005. Продольно-фрезерная

006. Слесарная

010. Агрегатно-сверлильная

011. Слесарная

015. Агрегатно-сверлильная

020. Радиально-сверлильная

025. Контроль

Для проведения анализа составляем таблицы 10, 11.

Таблица 10 – Технологические возможности применяемого оборудования

Модель станка	Предельные размеры обрабатываемой заготовки			Квалитет обработки	Параметр шероховатости поверхности R_a , мкм
	Диаметр (ширина), $d(b)$, мм.	Длина, l , мм.	Высота, h , мм.		
ГФ1401С3	400	1250	-	12...10	25...6,3
АБ4814	200	200	175	12...10	25...6,3
АС4815	200	200	225	10...8	12,5...1,6
2А554	50	-	400	10...8	12,5...3,2

Таблица 11 – Характеристика срока службы, стоимости, сложности, производительности и степени использования применяемого оборудования

Модель станка	Год изготовления	Цена станка, мил. руб.	Категория ремонтной сложности	Количество станков на операции	Трудоемкость Тшт-к., мин.	Коэффициент загрузки станка
ГФ1401С3	1995	83,635	21	1	3,072	0,095
АБ4814	2002	404,86	40	1	3,468	0,111
АС4815	2003	482,48	40	1	3,354	0,106
2А554	1998	52,581	7	1	1,33	0,042

Для анализа автоматизации технологического процесса и каждой входящей в него операции составляем таблицу 12.

Таблица 12 – Автоматизация технологического процесса

Модель станка	Управление циклом станка	Вид загрузки заготовок на станок	Межоперационное транспортное устройство	T _о , мин.	T _{шт-к} , мин.	d	Категория автоматизации.
ГФ1401С3	автом.	ручн.	тара	2,1	3,22	0,65	3(ср.)
АБ4814	автом.	ручн.	тара	2,4	3,58	0,66	3(ср.)
АС4815	автом.	ручн.	тара	2,4	3,86	0,68	3(ср.)
2А554	ручн.	ручн.	тара	0,49	1,36	0,37	2(мал.)

Для анализа режущих инструментов, применяемых в техпроцессе, составляем таблицу 13.

Таблица 13 – Режущие инструменты

Наименование инструмента	Вид инструмента	Материал режущей части	Стойкость, мин.	СОЖ	Параметры резания			Метод настройки на размер
					V, м/мин.	S, мм/об	t, мм	
Фреза	Ст.	T15K6	300	ЭМ	66,7	0,6	3,0	*2
Сверло	Ст.	P6M5	50	ЭМ	14,0	0,14	8,5	*1
Фреза	Ст.	T5K10	320	ЭМ	77,0	0,8	2,0	*1
Сверло	Ст.	P6M5	50	ЭМ	13,2	0,18	7,0	*1
Зенкер	Ст.	P9	50	ЭМ	15,0	0,37	1,0	*1
Сверло	Ст.	P6M5	50	ЭМ	12,4	0,24	1,0	*1

Продолжение таблицы 5.7

Зенкер	Ст.	BK6	100	ЭМ	15,7	0,41	1,8	*1
Развертка	Ст.	BK6	100	ЭМ	5,3	1,23	0,2	*1
Цековка	Ст.	P6M5	50	ЭМ	15,5	0,25	2	*2
Зенкер	Ст.	P9	50	ЭМ	17,5	0,18	7	*2

Примечание: *1 - по программе, *2 - по эталону.

Для оценки вспомогательного инструмента составляем таблицу 14.

Таблица 14 – Вспомогательные инструменты

№ опер	Наименование инструмента	Вид инструмента	Установка реж. INSTR. во вспомогательном	
			Способ крепления	Время на смену 1 INSTR., мин.
1	2	3	4	5
005	Оправка фрезерная	станд.	по цилиндр.пов. и пазу	2,8
010	Удлинитель	станд.	по цилиндр.пов-ти	0,55
	Оправка фрезерная	станд.	по цилиндр.пов. и пазу	2,8
015	Удлинитель	станд.	по цилиндр.пов-ти	0,55
	Патрон	станд.	по цилиндр.пов. и хвост.	2,5
	Патрон плавающий	станд.	по цилиндр.пов. и хвост.	2,5
020	Патрон	станд.	по цилиндр.пов. и хвост.	0,1
	Втулка	станд.	по цилиндр.пов-ти	0,55

В рассматриваемом технологическом процессе применена стандартная вспомогательная оснастка. Крепление инструментов, их установка и смена несложны.

Для оценки средств технического контроля составим таблицу 15.

Таблица 15 – Средства технического контроля

№ опер.	Наименование инструмента	Вид инструмента	Точность измерения, мм.	Допуск измеряемого размера, мм.	Время на измерение, мин
005	Штангенциркуль	станд.	0,05	$\pm 0,10$	0,16
	Контр. приспособление	спец.	0,1	-	0,096
010	Пробка	спец.	0,1	$\pm 0,46$	0,06
	Контр. приспособление	спец.	0,1	-	0,09
	Оправка шариковая	спец.	0,1	-	0,05
	Скоба	станд.	0,05	- 0,30	0,3
	Штангенциркуль	станд.	0,05	$\pm 0,10$	0,16
	Пластина	станд.	0,05	- 0,10	0,05

Продолжение таблицы 15

015	Штангенциркуль	станд.	0,1	$\pm 0,20$	0,18
	Пробка	спец.	0,1	$\pm 0,46$	0,08
	Пластина	станд.	0,05	- 0,10	0,05
	Щупы	станд.	0,05	- 0,10	0,15
	Контр. приспособление	спец.	0,1	-	0,1
020	Штангенциркуль	станд.	0,1	$\pm 0,20$	0,18

В рассматриваемом технологическом процессе применяют быстродействующие измерительные инструменты, в основном, стандартные и универсальные. Оснащенность операций измерительными средствами хорошая. Точность измерения достаточно высокая (погрешность измерения не превышает 30 % допуска на измеряемый размер).

Действующий технологический процесс можно совершенствовать следующим образом:

1. Действующий технологический процесс является отработанным и существенное изменение в последовательность операций внести сложно.
2. Подобрать более производительные режимы резания при фрезеровании на операциях 005 и 010; при сверлении на операции 010.

5.5 Назначение припусков под механическую обработку

Назначение припусков ведется согласно ГОСТ 26645-85 «Отливки из металлов и сплавов. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку», рисунка 16. Результаты заносятся в сводную таблицу 16

Таблица 16 – Припуски под механическую обработку

Номер	Номинальный размер, мм	Допуск на размер, мм	Вид обработки	Припуск, мм
1	12 $\pm 0,9$	1,8	фрезерование	2 \times 3,0
2	92 ^{+0,54}	0,54	фрезерование	6,0
3	60 $\pm 0,37$	0,37	фрезерование	2 \times 3,0
4	Ø17 ^{+0,43}	0,43	сверление	6 \times 8,5

Продолжение таблицы 16

5	$\text{Ø}32^{+0,1}$	0,1	сверление	2×14,0
			зенкерование	2×1,8
			развертывание	2×0,2
6	$\text{Ø}16_{+}^{+0,42}$	0,27	сверление	8,0
7	$\text{Ø}33^{+0,62}$	0,62	цекование	5×8,0
8	$\text{Ø}31^{+0,62}$	0,62	зенкование	7,0

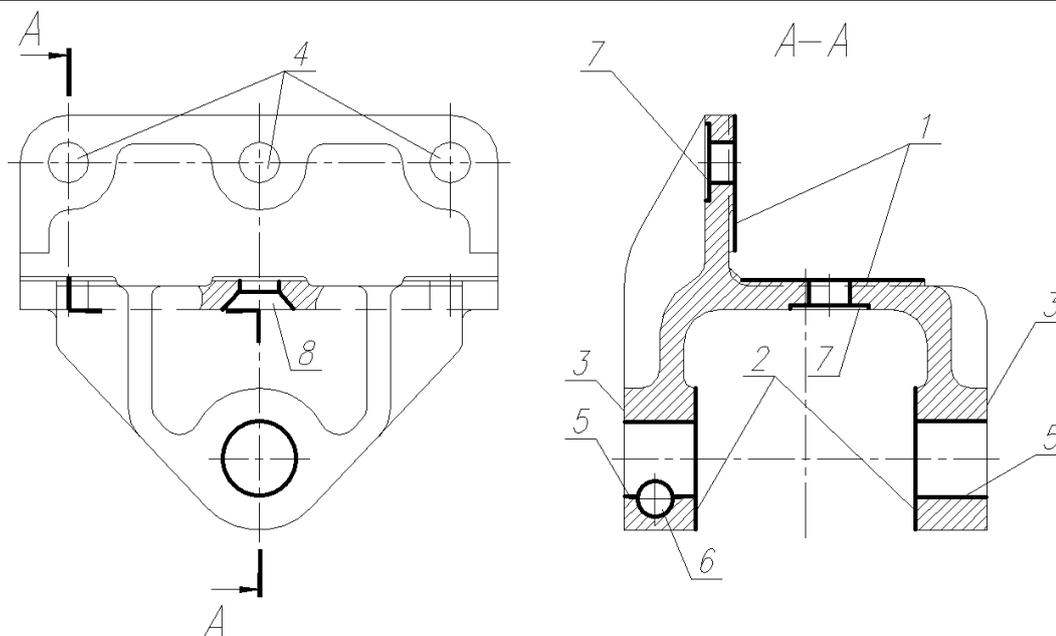


Рисунок 16 – Обработка поверхностей кронштейна передней подвески

5.6 Назначение режимов резания

«Методика расчетов режимов резания представлена в справочной и учебной литературе. В процессе разработки операционной технологии необходимо рассчитать режимы резания на один из технологических переходов, а на остальные переходы и операции определить по нормативным данным режимы. В процессе разработки операционной технологии воспользуемся известной методикой.» [27].

Рассмотрим подробно назначение режимов резания для фрезерной операции 005, производимой на станке ГФ1401С3.

Рассчитываем длину рабочего хода:

$$L_{р.х.} = L_{р.} + L_{доп.} + y, \quad (102)$$

где L_p – длина резания, мм.;

$L_{доп.}$ – дополнительная величина, хода вызванная особенностями наладки и конфигурации детали, мм.;

u – длина подвода, врезания и перебега инструмента;

$$L_{p.х.} = 200 + 6,0 + 14,0 = 220 \text{ мм.}$$

Назначаем подачу суппортов на оборот фрезы S , мм/об:

$$S = 0,8 \text{ мм/об.} \quad (103)$$

Стойкость инструмента $T_p = 300$ мин

Определяем скорость резания по формуле, м/мин.:

$$V = V_{табл} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (104)$$

$$V_{табл} = 140 \text{ м/мин.};$$

$$K_1 = 1,1;$$

$$K_2 = 0,9;$$

$$K_3 = 0,7$$

$$V = 140 \cdot 1,1 \cdot 0,9 \cdot 0,7 = 97,02 \text{ м/мин.}$$

Определяем частоту вращения фрезы, об./мин.:

$$n = (1000 \cdot V) / (\pi \cdot D), \quad (105)$$

где D – диаметр фрезы, мм.

$$n = (1000 \cdot 97,02) / (3,14 \cdot 220) = 140,5 \text{ мин}^{-1}.$$

Назначаем частоту вращения по паспорту станка $n = 140 \text{ мин}^{-1}$.

Скорректируем значение скорости:

$$V_{пр} = n \cdot \pi \cdot D / 1000, \quad (106)$$

$$V_{пр} = (140 \cdot 3,14 \cdot 220) / 1000 = 96,7 \text{ м/мин.}$$

Определяем минутную подачу, мм/мин:

$$S_m = S \cdot n = 0,8 \cdot 140 = 112 \text{ мм/мин.}$$

Рассчитываем основное время на обработку, мин.:

$$T_0 = L_{p.х.} / S_m = 220 / 112 = 1,96 \text{ мин.}$$

Остальные режимы резания рассчитываются по приведенной выше методике и сводятся в таблицу 5.11

Таблица 17 – Сводная таблица режимов резания механической обработки

№ оп.	t, мм	L _{р.х.} , мм	T, мин	S, мм/об	n _{ПР} , мин ⁻¹	V _{ПР} , м/мин	S _м , мм/мин	T _о , мин
005	3,0	220	300	0,8	140	96,7	112	1,96
010.1	8,5	23	52	0,34	300	16,0	102	0,23
010.2	3,0	40	300	0,64	180	113,0	115,2	0,35
010.3	8,5	23	52	0,34	300	16,0	102	0,23
010.4	3,0	70	300	0,64	180	113,0	115,2	0,61
015.1	7,0	72	30	0,25	400	17,6	100	0,72
015.2	1,0	72	30	0,38	400	20,1	152	0,48
015.3	14,0	40	50	0,48	220	19,6	105,6	0,38
015.4	0,8	40	50	0,6	220	21,8	132	0,3
015.5	0,2	40	50	1,0	75	7,54	75	0,53
020.1	8,0	5	52	0,35	150	15,54	52,5	0,09
020.2	8,0	5	52	0,35	150	15,54	52,5	0,09
020.3	7,0	10	50	0,18	180	17,5	32,4	0,3

5.7 Нормирование технологического процесса механической обработки

«Нормы времени определяются на основании рассчитанного в режимах резания операционного времени и литературных источников, таких как общемашиностроительные нормативы вспомогательного времени и времени на обслуживание рабочего места, выполняемые на металлорежущих станках.» [28]

Рассмотрим расчет норм времени на примере фрезерной операции 005.

Нормы времени на операцию определяется:

$$T_{шт.} = T_{о.} + T_{в.} + T_{об.} + T_{от.}, \quad (107)$$

где $T_{о.}$ – основное время (1,96 мин);

$T_{в.}$ – вспомогательное время, мин., состоящее из затрат времени на отдельные приемы:

$$T_{в.} = T_{у.с.} + T_{з.о.} + T_{у.п.} + T_{из.}, \quad (108)$$

где $T_{у.с.}$ – время на установку и снятие детали (0,15 мин.);

$T_{з.о.}$ – время на закрепление и открепление детали (0,04 мин.);

$T_{уп.}$ – время на приемы управления (0,04 мин.);

$T_{из}$ – время на измерение детали (0,17 мин.);

$$T_{в.} = 0,15 + 0,04 + 0,04 + 0,17 = 0,4 \text{ мин.},$$

$$T_{оп.} = T_{о.} + T_{в.} = 1,96 + 0,4 = 2,36 \text{ мин.},$$

$T_{об.}$ – время на обслуживание рабочего места:

$$T_{об.} = 3,5 \% \text{ от } T_{о.} = 1,96 \cdot 0,035 = 0,069 \text{ мин.},$$

$T_{от.}$ – время перерывов на отдых и личные надобности:

$$T_{от.} = 7 \% \text{ от } T_{о.} = 1,96 \cdot 0,07 = 0,137 \text{ мин.},$$

$$T_{шт.} = 2,36 + 0,069 + 0,137 = 2,57 \text{ мин.},$$

$$T_{шт.-к.} = (T_{шт.} / n) + T_{шт.к.},$$

$$T_{шт.-к.} = (28 / 209) + 2,57 = 2,7 \text{ мин.}$$

Расчеты норм времени рассчитываются по приведенной выше методике и сводятся в таблицу 18.

Таблица 18 – Сводная таблица технических норм времени по операциям

$T_{о.}$	$T_{в.}$			$T_{оп.}$	$T_{об.}$	$T_{от.}$	$T_{шт.}$	$T_{шт.к.}$	n	$T_{шт.-к.}$
	$T_{ус.}$	$T_{уп.}$	$T_{из.}$							
1,96	0,19	0,04	0,17	2,36	0,069	0,137	2,57	28	209	2,7
1,42	0,33	0,24	0,72	2,71	0,142	0,1	2,95	28		3,08
2,41	0,27	0,24	0,57	3,49	0,262	0,23	3,98	25		4,1
0,48	0,22	0,15	0,16	1,01	0,03	0,05	1,1	20		1,196

Выводы по разделу. В ходе выполнения технологического раздела были определены параметры выполнения технологической операции изготовления деталей моста. Рассчитаны припуски. Произведен подбор технологических операций и произведен их расчет.

6 Безопасность и экологичность объекта дипломного проекта

6.1 Описание условий труда

Задание для выполнения раздела: разработать мероприятия по обеспечению промышленной, экологической безопасности и безопасности при выполнении проектных и испытательных работ.

«Стремление человека защитить себя от негативных последствий своей же разумной деятельности привело к осознанию необходимости создания системы специальных мероприятий, объединенных понятием «безопасность жизнедеятельности».

Безопасность жизнедеятельности - это область знаний о состоянии окружающей среды и о безопасном взаимодействии человека со средой его обитания, при котором вероятность повреждения организма человека в процессе его жизни и деятельности в определенных условиях является минимальной.

Охрана труда - это система законодательных актов, социально-экономических, организационных, технических, гигиенических и лечебно-профилактических мероприятий и средств, обеспечивающих безопасность, сохранение здоровья и работоспособности человека в процессе труда.» [3]

Процесс осуществления разработки стенда был разбит на несколько этапов. Поскольку целью дипломного проекта является разработка устройства стенда, в данном разделе мы рассмотрим обеспечение безопасных условий труда для конструктора, не затрагивая условия труда при непосредственной сборке, испытании, доводке и монтаже самого стенда, поскольку эти работы выходят за компетенции текущего проекта. Спецификация оборудования и оснастки, используемого при проведении конструкторской работы по разработке проекта стенда приводится в таблице 19.

Таблица 19 – Спецификация оборудования и оснастки при выполнении конструкторской работы

Этап	Оборудование, оснащение, ресурсы	Операция
1	Компьютер, сетевой маршрутизатор обеспечения выхода в сеть Интернет, принтер	Поиск аналогов конструкции
2	Компьютер, принтер	Проведение расчетов мощностных и прочностных параметров конструкции
3	Компьютер, специализированная программа САМ-CAD, принтер	Разработка чертежей конструкции по полученным параметрам
4	Компьютер, сетевой маршрутизатор обеспечения выхода в сеть Интернет, принтер	Расчет ТЭО
5	Компьютер, принтер	Отчет
6	Компьютер, сетевой маршрутизатор обеспечения выхода в сеть Интернет, принтер	Передача пакета конструкторской документации для изготовления прототипа

6.2 Идентификация вредных производственных факторов

Вредные физические производственные факторы (на основании информационных данных в соответствии с ГОСТ 12.0.003-74), которые могут возникнуть при выполнении этапов проектирования, представлены в виде таблицы 20.

Таблица 20 – Вредные производственные факторы

Операция	Фактор
1	2
Поиск аналогов конструкции	умственное перенапряжение, перенапряжение анализаторов, повышенный уровень электромагнитных излучений
Проведение расчетов мощностных и	умственное перенапряжение,

прочностных параметров конструкции	перенапряжение, повышенный уровень электромагнитных излучений
------------------------------------	---

Продолжение таблицы 20

Разработка чертежей конструкции по полученным параметрам	умственное перенапряжение, перенапряжение анализаторов, повышенный уровень электромагнитных излучений
Расчет ТЭО	умственное перенапряжение, перенапряжение анализаторов, повышенный уровень электромагнитных излучений
Отчет	умственное перенапряжение, перенапряжение анализаторов, повышенный уровень электромагнитных излучений
Передача пакета конструкторской документации для изготовления прототипа	умственное перенапряжение, перенапряжение анализаторов, повышенный уровень электромагнитных излучений
Непредвиденные работы	

На основании проведенного анализа вредных производственных факторов возникающих в процессе осуществления НИОКР были разработаны мероприятия по обеспечению промышленной, экологической безопасности и безопасности в экстремальных ситуациях при выполнении НИОКР.

6.3 Требования эргономики при работе за компьютером

При проведении проектирования и конструирования основная нагрузка ложится на инженера-конструктора, существенное время его работы отведено работе с ЭВМ.

«Проектирование рабочих мест, снабженных видеотерминалами, относится к числу важнейших проблем эргономического проектирования в области вычислительной техники. Эргономическими аспектами проектирования видеотерминальных рабочих мест являются: высота рабочей поверхности, размеры пространства для ног, требования к расположению

документов на рабочем месте (наличие и размеры подставки для документов, возможность различного размещения документов, расстояние от глаз пользователя до экрана, документа, клавиатуры и т.д.), характеристики рабочего кресла, требования к поверхности рабочего стола, регулируемость рабочего места и его элементов. Утомляемость, работающих за дисплейным терминалом, представляет собой серьезную проблему.» [3]

«Выделяются 8 условий для того, чтобы деятельность на рабочем месте, оснащенном ПЭВМ, осуществлялась без жалоб и без усталости. Эти условия обусловлены санитарно-эпидемиологическими правилами и нормативами СанПин 2.2.2/2.4.1340-03. от 01.06.2003 г.» [14]

Требования к помещениям:

Помещения для эксплуатации ПЭВМ должны иметь естественное и искусственное освещение. Эксплуатация ПЭВМ в помещениях без естественного освещения допускается только при соответствующем обосновании и наличии положительного санитарно-эпидемиологического заключения, выданного в установленном порядке.

Естественное и искусственное освещение должно соответствовать требованиям действующей нормативной документации. Окна в помещениях, где эксплуатируется вычислительная техника, преимущественно должны быть ориентированны на север и северо-восток. Оконные проемы должны быть оборудованы регулируемыми устройствами типа: жалюзи, занавесей, внешних козырьков и др.

Площадь на одно рабочее место пользователей ПЭВМ с ВДТ на базе плоских дискретных экранов (жидкокристаллические, плазменные) – 4,5 м².

Для внутренней отделки интерьера помещений, где расположены ПЭВМ, должны использоваться диффузно-отражающие материалы с коэффициентом отражения для потолка – 0,7 – 0,8; для стен – 0,5 – 0,6; для пола – 0,3 – 0,5.

Помещения, где размещаются рабочие места с ПЭВМ, должны быть оборудованы защитным заземлением в соответствии с техническими требованиями по эксплуатации.

Не следует размещать рабочие места с ПЭВМ вблизи силовых кабелей вводов, высоковольтных трансформаторов, технологического оборудования, создающего помехи в работе ПЭВМ.

Требования к микроклимату:

В производственных помещениях, в которых работа с использованием ПЭВМ является вспомогательной, температура, относительная влажность и скорость движения воздуха на рабочих местах должны соответствовать действующим санитарным нормам микроклимата производственных помещений.

В производственных помещениях, в которых работа с использованием ПЭВМ является основной (диспетчерские, операторские, расчетные, кабины и посты управления, залы вычислительной техники и др.) и связана с нервно-эмоциональным напряжением, должны обеспечиваться оптимальные параметры микроклимата для категории работ 1а и 1б в соответствии с действующими санитарно-эпидемиологическими нормативами микроклимата производственных помещений. На других рабочих местах следует поддерживать параметры микроклимата на допустимом уровне, соответствующем требованиям указанным выше нормативов.

В помещениях всех типов, где расположены ПЭВМ, должны обеспечиваться оптимальные параметры микроклимата.

В помещениях, оборудованных ПЭВМ, проводится ежедневная влажная уборка и систематическое проветривание после каждого часа работы на ПЭВМ.

Уровни положительных и отрицательных аэроионов в воздухе помещений, где расположены ПЭВМ, должны соответствовать действующим санитарно-эпидемиологическим нормативам.

Содержание вредных химических веществ в воздухе производственных помещений, в которых работа с использованием ПЭВМ является вспомогательной, не должно превышать предельно допустимых концентраций веществ в воздухе рабочей зоны в соответствии с действующими гигиеническими нормативами.

Требования к уровням шума и вибрации:

В производственных помещениях при выполнении основных или вспомогательных работ с использованием ПЭВМ уровни шума на рабочих местах не должны превышать предельно допустимых значений, установленных для данных видов работ в соответствии с действующими санитарно-эпидемиологическими нормативами.

При выполнении работ с использованием ПЭВМ в производственных помещениях уровень вибрации не должен превышать допустимых значений вибрации для рабочих мест (категория 3, тип «в») в соответствии с действующими санитарно-эпидемиологическими нормативами.

Шумящее оборудование (печатающие устройства, серверы и т.п.), уровни шума которого превышают нормативные, должно размещаться вне помещений с ПЭВМ.

Требования к освещению:

Рабочие столы следует размещать таким образом, чтобы видео терминалы были ориентированы боковой стороной к световым проемам, чтобы естественный свет падал преимущественно слева.

Искусственное освещение в помещениях для эксплуатации ПЭВМ должно осуществляться системой общего равномерного освещения. В производственных и административно-общественных помещениях, в случаях преимущественной работы с документами, следует применять системы комбинированного освещения (к общему освещению дополнительно устанавливаются светильники местного освещения, предназначенные для освещения зоны расположения документов).

Освещенность на поверхности стола в зоне размещения рабочего документа должна быть 300 – 500 лк. Освещение не должно создавать бликов на поверхности экрана. Освещенность поверхности экрана не должна быть более 300 лк.

Следует ограничивать прямую блесккость от источников освещения, при этом яркость светящихся поверхностей (окна, светильники и др.), находящихся в поле зрения, должна быть не более 200 кд/м².

Следует ограничивать отраженную блесккость на рабочих поверхностях (экран, стол, клавиатура и др.) за чет правильного выбора типов светильников и расположения рабочих мест по отношению к источникам естественного и искусственного освещения, при этом яркость бликов на экране ПЭВМ не должна превышать 40 кд/м² и яркость потолка не должна превышать 200 кд/м².

Показатель ослепленности для источников общего искусственного освещения в производственных помещениях должен быть не более 20.

Яркость светильников общего освещения в зоне углов излучения от 50 до 90 градусов с вертикалью в продольной и поперечной плоскостях должна составлять не более 200 кд/м², защитный угол светильников должен быть не менее 40 градусов.

Светильники местного освещения должны иметь не просвечивающий отражатель с защитным углом не менее 40 градусов.

Следует ограничивать неравномерность распределения яркости в поле зрения пользователя ПЭВМ, при этом соотношение яркости между рабочими поверхностями не должно превышать 3:1 – 5:1, а между рабочими поверхностями и поверхностями стен и оборудования 10:1.

Общие требования к организации рабочих мест:

При размещении рабочих мест с ПЭВМ расстояние между рабочими столами с видеомониторами (в направлении тыла поверхности одного видеомонитора и экрана другого видеомонитора), должно быть не менее 2,0

м, а расстояние между боковыми поверхностями видеомониторов не менее 1,2 м.

Рабочие места с ПЭВМ в помещениях с источниками вредных производственных факторов должны размещаться в изолированных кабинах с организованным воздухообменом.

Рабочие места с ПЭВМ при выполнении творческой работы, требующей значительного умственного напряжения или высокой концентрации внимания, рекомендуется изолировать друг от друга перегородками 1,5 – 2,0 м.

Экран видеомонитора должен находиться от глаз пользователя на расстоянии 600-700 мм, но не ближе 500 мм с учетом размеров алфавитно-цифровых знаков и символов.

Конструкция рабочего стола должна обеспечивать оптимальное размещение на рабочей поверхности используемого оборудования с учетом его количества и конструктивных особенностей, характера выполняемой работы. При этом допускается использование рабочих столов различных конструкций, отвечающих современным требованиям эргономики. Поверхность рабочего стола должна иметь коэффициент отражения 0,5 – 0,7.

Конструкция рабочего стула (кресла) должна обеспечивать поддержание рациональной рабочей позы при работе на ПЭВМ, позволять изменять позу с целью снижения статического напряжения мышц шейно-плечевой области и спины для предупреждения развития утомления. Тип рабочего стула (кресла) следует выбирать с учетом роста пользователя, характера и продолжительности работы с ПЭВМ.

Поверхность сиденья, спинки и других элементов стула (кресла) должна быть полумягкой, с нескользящим, слабо электризующимся и воздухопроницаемым покрытием, обеспечивающим легкую очистку от загрязнений.

Требования к оборудованию рабочих мест:

Высота рабочей поверхности стола для взрослых пользователей должна регулироваться в пределах 680-800 мм, при отсутствии такой возможности высота стола должна составлять 725мм.

Модульными размерами рабочей поверхности стола для ПЭВМ, на основании которых должны рассчитываться конструктивные размеры, следует считать: ширину 800, 1000, 1200 и 1400 мм; глубину 800 и 1000 мм при нерегулируемой его высоте, равной 725 мм.

Рабочий стол должен иметь пространство для ног высотой не менее 600 мм, шириной – не менее 500 мм, глубиной на уровне колен – не менее 450 мм и на уровне вытянутых ног – не менее 650 мм.

Конструкция рабочего стула должна обеспечивать: ширину и глубину поверхности сиденья не менее 400 мм; поверхность сиденья с закругленным передним краем; регулировку высоты поверхности сиденья в пределах 400 – 550 мм и углов наклона вперед до 15 град., и назад до 5 град.; высоту опорной поверхности спинки 300 +/- 20 мм, ширину – не менее 380 мм и радиус кривизны горизонтальной плоскости – 400 мм; угол наклона спинки в вертикальной плоскости в пределах +/- 30 градусов; регулировку расстояния спинки от переднего края сиденья в пределах 260 – 400 мм; стационарные или съемные подлокотники длиной не менее 250 мм и шириной 50 – 70 мм; регулировку подлокотников по высоте над сиденьем в пределах 230 +/- 30 мм и внутреннего расстояния между подлокотниками в пределах 350 – 500 мм.

Рабочее место пользователя ПЭВМ следует оборудовать подставкой для ног, имеющей ширину не менее 300 мм, глубину не менее 400 мм, регулировку по высоте в пределах до 150 мм и по углу наклона опорной поверхности подставки до 20 градусов. Поверхность подставки должна быть рифленой и иметь по переднему краю бортик высотой 10 мм.

Клавиатуру следует располагать на поверхности стола на расстоянии 100 – 300 мм от края, обращенного к пользователю или на специальной, регулируемой по высоте рабочей поверхности, отделенной от основной столешницы.

6.4 Расчет вентиляции в помещении

Для обеспечения требуемого качества воздушной среды необходима постоянная смена воздуха в помещении.

Вентиляционные установки - устройства, обеспечивающие в помещении такое состояние воздушной среды, при котором человек чувствует себя нормально и микроклимат помещений не оказывает неблагоприятного действия на его здоровье. Общеобменная вентиляция - система, в которой воздухообмен, найденный из условий борьбы с вредностью, осуществляется путем подачи и вытяжки воздуха из всего помещения.

Температура удаляемого воздуха определяется из формулы:

$$t_{yx} = t_{pz} + d (h - 2), \quad (109)$$

где t_{pz} - температура воздуха в рабочей зоне ($t_{pz} = 20$ град);

d - коэффициент нарастания температуры на каждый метр высоты ($d = 1,5$ град/м);

h - высота помещения ($h = 4$ м).

$$t_{yx} = 20 + 1,5 \cdot (4 - 2) = 23 \text{ град.}$$

Тепло от работы оборудования:

$$Q_{\text{обор}} = r \cdot P_{\text{уст}} = 0,15 \cdot 14520 = 2178 \text{ Вт}, \quad (110)$$

где r - доля энергии, переходящей в тепло;

$P_{\text{уст}}$ - мощность установки.

Тепло, поступающее от людей:

$$Q_{\text{л}} = n \cdot q = 5 \cdot 90 = 450 \text{ Вт}, \quad (111)$$

, где n - количество человек в зале ($n = 5$);

q - количество тепла, выделяемое человеком ($q = 90$ Вт).

Тепло от источников освещения:

$$Q_{\text{осв}} = f \cdot P_{\text{осв}} = 0,4 \cdot 2000 = 800 \text{ Вт}, \quad (112)$$

где $f = 0,4$ для люминесцентных ламп;

Росв - мощность осветительной установки.

Тепло от солнечной радиации через окна:

$$Q_{рад} = A * k * S * m = 180 * 3 * 3 * 0.8 = 1296 \text{ Вт}, \quad (113)$$

где A - теплопоступление в помещение с 1 кв.м стекла (127-234 Вт/м);

S - площадь окна ($S = 3 \text{ м}^2$);

m - количество окон ($m = 3$);

k - коэффициент, учитывающий характер остекления ($k = 0,8$).

Поступающее в помещение тепло определяется по формуле:

$$Q_{прих} = Q_{обор} + Q_{л} + Q_{осв} + Q_{рад} \quad (114.)$$

где $Q_{обор}$ - тепло от работы оборудования;

$Q_{л}$ - тепло, поступающее от людей;

$Q_{осв}$ - тепло от источников освещения;

$Q_{рад}$ - тепло от солнечной радиации через окна.

$Q_{прих} = 4724 \text{ Вт}$.

Тепло расходуемое:

$$Q_{расх} = 0,1 * Q_{прих} = 472.4 \text{ Вт} \quad (115)$$

Количество избыточного тепла:

$$Q_{изб} = Q_{прих} - Q_{расх}. \quad (116)$$

$$Q_{изб} = 4251.6 \text{ Вт}.$$

Количество вентиляционного воздуха определяется по формуле:

$$V_{вент} = 3600 * Q_{изб} / (C * Q * (t_{ух} - t_{пр})) \quad (117)$$

, где $Q_{изб}$ - выделение в помещении явного тепла, Вт;

C - теплоемкость воздуха ($C = 10 \text{ Дж/кг}$);

Q - удельная плотность воздуха ($Q = 1,3 \text{ кг/м}^3$);

$t_{ух}$ и $t_{пр}$ - температура удаляемого и приточного воздуха, град.

$$V_{вент} = 3600 * 4251,6 / (10 * 1,3 * 2) = 5886,83 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определяем необходимую кратность воздухообмена:

$$K = V_{вент} / V_{пом} \quad (118)$$

$$, \text{ где } V_{пом} = n * S_{чел} * h, \quad (119)$$

где $n = 5$ - число людей в помещении;

$S_{\text{чел}}$ - площадь производственного помещения, приходящаяся на 1 человека (по нормам для умственного труда $S_{\text{чел}} = 4 \text{ м}^2$);

$H = 4 \text{ м}$ - высота помещения.

$$K = 5886,83 / 140 = 42.$$

Расчетная производительность вентилятора:

$$V_{\text{расч}} = 1,1 * V_{\text{вент}} = 1,1 * 5886,83 = 6475,5 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (120)$$

где 1,1 - коэффициент, учитывающий утечки и подсосы воздуха.

Напор (полное давление), обеспечиваемый вентилятором:

$$H_{\text{в}} = v * Q / 2 \quad (121)$$

где $Q = 1,3 \text{ кг/м}^3$ - плотность воздуха,

v - окружная скорость вентилятора; ограничивается предельно допустимым уровнем шума в помещении. $v = 25 \text{ м/с}$.

$$H_{\text{в}} = 25 * 1,3 / 2 = 406 \text{ Па}.$$

Необходимая установочная мощность электродвигателя:

$$N = V_{\text{расч}} * H_{\text{в}} / (3600 * \eta) \quad (122)$$

, где η - КПД вентилятора = 0,8.

$$N = 6475,5 * 406 / (3600 * 0,8) = 912,87 \text{ Вт}.$$

Выводы по разделу. В процессе выполнения раздела по безопасности, определены требования охраны труда при проведении комплекса опытно-конструкторских работ. Выполнены инженерные расчеты по вентиляции и воздухообмену в помещении.

7 Экономическая часть проекта

7.1 Исходные данные

Исходные данные для оценки конкурентоспособности проектируемого автомобиля.

Таблица 21 - Данные для оценки конкурентоспособности

Отличающий параметр	Варианты конструкции		
	Базовый	Проектируемый	Аналог
1	2	3	4
Конструктивные изменения касаются: 1. Машины 2. Системы 3. Узла 4. Детали	МАЗ-5309 Трансмиссия Главная передача Шестерня ведомая	Трансмиссия Главная передача Шестерня ведомая	КАМАЗ-5350
Аннулированные элементы: 1. Машина 2. Система 3. Узел 4. Деталь	Трансмиссия Главная передача Шестерня ведомая		
Введенные элементы: 1. Машина 2. Система 3. Узел 4. Деталь		Трансмиссия Главная передача Шестерня ведомая	
Характеристика вводимых элементов:			
1. Системы	Уровень шума		
	75 дБ	71 дБ	-
2. Узла	Долговечность		

	130 000 ч.	150 000 ч.	-
3. Детали	Твердость		
	58 HRC	60 HRC	-
Эксплуатационные изменения:			
1. Машины	Эксплуатационная скорость		
	85 км/ч	90 км/ч	88 км/ч

7.2 Расчет затрат по изготовлению проектируемой машины

Цена базовой детали (шестерня ведомая 5337-2402060) составляет 7475 руб.

$$C_{б.д.} = 7\,475 \text{ руб.}$$

Себестоимость базовой детали:

$$S_{б.д.} = 0,85 \cdot C_{б.д.},$$

$$S_{б.д.} = 0,85 \cdot 2\,070\,600 = 1\,760\,000 \text{ руб.}$$

Себестоимость проектируемой детали:

$$S_{п.д.} = S_{б.д.} \cdot HRC_{п.д.} / HRC_{б.д.},$$

где $M_{б.д.}$ и $M_{п.д.}$ – соответственно твердость базовой и проектируемой детали.

$$S_{п.д.} = 1\,760\,000 \cdot 60 / 58 = 1\,820\,700 \text{ руб.}$$

Цена базового узла составляет 69 000 рос. руб. (приложение 2).

$$C_{б.узла.} = 69\,000 \cdot 277 = 19\,113\,000 \text{ руб.}$$

Себестоимость базового узла:

$$S_{б.д.} = 0,85 \cdot C_{б.узла.},$$

$$S_{б.д.} = 0,85 \cdot 19\,113\,000 = 16\,246\,100 \text{ руб.}$$

Себестоимость проектируемого узла найдем по пропорции «долговечность – себестоимость»:

$$D_{б.узла.} - S_{б.узла.} \tag{123}$$

$$D_{п.узла.} - S_{п.узла.} \tag{124}$$

Так как для увеличения долговечности узла необходимо увеличить запас прочности деталей, и соответственно увеличить их массу, себестоимость изготовления проектируемого узла вырастет.

Из пропорции:

$$S_{п.узла} = (D_{п.узла} \cdot S_{б.узла}) / D_{б.узла}. \quad (125)$$

Себестоимость проектируемого узла:

$$S_{п.узла} = (150\,000 \cdot 16\,246\,100) / 130\,000 = 18\,745\,500 \text{ руб.}$$

Базовая система – трансмиссия. Так как основными составляющими цены трансмиссии являются цены узлов, из которых она состоит, то базовую стоимость системы определяем как сумму себестоимостей её узлов.

Система состоит:

Коробка передач: $C_{КПП} = 224\,250 \cdot 277 = 62\,117\,300 \text{ руб.};$

Раздаточная коробка: $C_{РК} = 166\,750 \cdot 277 = 46\,189\,800 \text{ руб.};$

Карданная передача. Состоит из трех карданных валов:

$$C_{КП} = (14\,375 + 17\,250 + 20\,125) \cdot 277 = 14\,334\,800 \text{ руб.};$$

Главная передача: $C_{ГП} = 19\,113\,000 \text{ руб.};$

Передний мост: $C_{КПП} = 287\,500 \cdot 277 = 79\,637\,500 \text{ руб.};$

Задний мост: $C_{КПП} = 143\,750 \cdot 277 = 39\,818\,800 \text{ руб.}$

Цены для узлов трансмиссии взяты из Приложения 2.

Себестоимость базовой системы:

$$S_{б.система} = 0,85 \cdot (C_{КПП} + C_{КП} + C_{ГП} + C_{ДИФ} + 2 \cdot C_{П/О});$$

$$S_{б.система} = 0,85 \cdot (62\,117\,300 + 46\,189\,800 + 14\,334\,800 + 79\,637\,500 + 39\,818\,800) = 205\,783\,500 \text{ руб.}$$

Себестоимость проектируемой системы определим по пропорции «уровень шума – себестоимость»:

$$\frac{Ш_{б.система} - S_{п.система}}{Ш_{п.система} - S_{б.система}}$$

$$\frac{Ш_{п.система} - S_{б.система}}{Ш_{п.система} - S_{б.система}}$$

Так как для уменьшения шума в системе необходимо повысить точность изготовления ее деталей, то это вызовет увеличение себестоимости изготовления проектируемой системы.

Из пропорции:

$$S_{п.система} = (Ш_{б.система} \cdot S_{б.система}) / Ш_{п.система}.$$

Себестоимость проектируемой системы:

$$S_{п.система} = (75 \cdot 205\,783\,500)/71 = 217\,376\,900 \text{ руб.}$$

Цена базовой машины (МАЗ-5309) составляет 2 560 000 руб.

$$Ц_{б.м.} = 2\,560\,000 \text{ руб.}$$

Себестоимость базовой машины:

$$S_{б.м.} = 0,85 \cdot Ц_{б.м.},$$

$$S_{б.м.} = 0,85 \cdot 2\,560\,000 = 2\,176\,000 \text{ руб.}$$

Себестоимость проектируемой машины определим через разницу рассчитанных себестоимостей системы.

Себестоимость проектируемой машины:

$$S_{п.машина} = S_{б.машина} - S_{б.система} + S_{п.система};$$

$$S_{п.машина} = 2\,176\,000 - 205\,783\,500 + 217\,376\,900 = 13\,669\,400 \text{ руб.}$$

7.3 Расчет затрат по эксплуатации проектируемой машины

Основным измерителем эффективности транспортного средства являются затраты на перевозки. Однако для их определения необходимо предварительно установить производительность машины при выполнении перевозок в одинаковых для сопоставляемых разновидностей условиях эксплуатации. Среднегодовая производительность определяется по формуле:

$$W = \frac{g \cdot \gamma \cdot l \cdot \beta \cdot V_T \cdot T_c \cdot 365 \cdot \alpha}{1 + \beta \cdot V_T \cdot t_{п-р}}, \quad (126)$$

где g – номинальная грузоподъемность, т;

γ – коэффициент использования грузоподъемности;

l – средняя длина ездки с грузом, км;

β – коэффициент использования пробега;

V_T – эксплуатационная скорость, км/ч;

T_c – время в наряде, ч;

α – коэффициент использования машины;

$t_{п-р}$ – время выполнения погрузочно-разгрузочных работ за одну езду, включая связанные с ними затраты времени на оформление груза, ожидание, маневрировании и др.

Принимаем:

$$- g = 7,325 \text{ т};$$

$$- l = 35 \text{ км};$$

$$- \gamma = 0,75;$$

$$- \beta = 0,55;$$

$$- V_T = 88 \text{ км/ч};$$

$$- T_c = 7 \text{ ч};$$

$$- \alpha = 0,6;$$

$$- t_{п-р} = 0,83$$

Среднегодовая производительность аналога:

$$W_a = \frac{6,325 \cdot 0,75 \cdot 35 \cdot 0,55 \cdot 88 \cdot 7 \cdot 365 \cdot 0,6}{35 + 0,55 \cdot 88 \cdot 0,83} = 189,79 \text{ тыс. ткм/год},$$

Расчет производительности проектируемой машины

Принимаем:

$$- g = 6,9 \text{ т};$$

$$- \gamma = 0,8;$$

$$- l = 35 \text{ км};$$

$$- \beta = 0,55;$$

$$- V_T = 90 \text{ км/ч};$$

$$- \alpha = 0,6;$$

$$- t_{п-р} = 0,83$$

Среднегодовая производительность проектируемой машины определяется по формуле 7.1:

$$W_{п} = \frac{6,9 \cdot 0,8 \cdot 35 \cdot 0,55 \cdot 90 \cdot 7 \cdot 365 \cdot 0,6}{35 + 0,55 \cdot 90 \cdot 0,83} = 192,69 \text{ тыс. ткм/год}.$$

Эксплуатационные расходы на перевозку, руб/ткм, равны:

$$C_э = C_T + C_M + C_{op} + C_{ш} + C_з + C_H + C_a, \quad (127)$$

где C_T – затраты на топливо;

C_M – затраты на эксплуатационные материалы;

C_{op} – затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт;

$C_{ш}$ – затраты на шины;

C_z – заработная плата водителя;

C_n – накладные расходы;

C_a – амортизация транспортного средства и отчисления на капитальные ремонты.

Затраты на топливо.

Затраты на топливо определяются как:

$$C_T = Q \cdot C_T / W, \quad (128)$$

где Q – фактический расход топлива данной машиной за год по отчетным данным автотранспортного предприятия;

$$Q = Q_k \cdot L_T,$$

где Q_k – контрольный расход топлива:

$$Q_k = 27 \text{ л/100 км}$$

L_T – годовой пробег автомобиля:

$$L_T = 16 \text{ тыс. км.}$$

$$Q = 27 \cdot 16 \text{ 000} / 100 = 4 \text{ 320 л,}$$

C_T – отпускная цена топлива, руб./л;

$$C_T = 12 \text{ 300 руб./л}$$

W – производительность автомобиля, тыс. ткм/год.

$$C_T = 4 \text{ 320} \cdot 12 \text{ 300} / 189 \text{ 790} = 280,0 \text{ руб./ткм.}$$

Затраты на эксплуатационные материалы.

Затраты на эксплуатационные материалы определяются как:

$$C_M = 0,25 \cdot C_T, \quad (129)$$

$$C_M = 0,25 \cdot 279,97 = 70,0 \text{ руб./ткм.}$$

Затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт.

Затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт определяются как:

$$C_{op} = \Pi_{op} / W, \quad (130)$$

где Π_{op} – годовые отчисления на капитальный ремонт при принятом годовом пробеге, руб:

$$\Pi_{op} = 950 \text{ руб.},$$

Расчет ведем, исходя из курса:

$$1 \text{ руб} = 1 \text{ доллар США} = 14\,400 \text{ руб. (по курсу НБ РБ на 13.04.2015)}$$

$$\Pi_{op} = 950 \cdot 14\,440 = 13\,680\,000 \text{ руб.}$$

$$C_{op} = 13\,680\,000 / 189\,790 = 72,1 \text{ руб./ткм.}$$

Затраты на шины.

Затраты на шины определяются как:

$$C_{ш} = n_{ш} \cdot \Pi_{ш} / L_{ш}, \quad (131)$$

где $n_{ш}$ – количество шин машины:

$$n_{ш} = 6,$$

$\Pi_{ш}$ – цена одной шины:

$$\Pi_{ш} = 27\,800 \text{ рос. руб. (приложение 5)}$$

$$\Pi_{ш} = 27\,800 \cdot 277 = 7\,700\,600 \text{ руб.},$$

$L_{ш}$ – средний пробег одной шины:

$$L_{ш} = 60 \text{ тыс. км.}$$

$$C_{ш} = 6 \cdot 7\,700\,600 / 60\,000 = 770,1 \text{ руб./км.}$$

Затраты на заработную плату водителя.

Затраты на заработную плату водителя определяются как:

$$C_3 = T_c \cdot H_3 \cdot 365 \cdot \alpha / W, \quad (132)$$

где H_3 – нормативная заработная плата водителям со всеми видами начислений для водителя 3 класса:

$$\Pi_3 = 6\,600 \text{ руб.},$$

$$C_3 = 7 \cdot 6\,600 \cdot 365 \cdot 0,6 / 189\,790 = 53,3 \text{ руб./ткм.}$$

Затраты на накладные расходы.

Затраты на накладные расходы определяются как:

$$C_n = K_n \cdot L_a \cdot B_a / W, \quad (133)$$

где K_n – эмпирический коэффициент:

$$K_n = 250 \text{ руб.},$$

$$K_n = 250 \cdot 14\,440 = 3\,610\,000 \text{ руб.}$$

L_a – габаритная длина машины

$$L_a = 7,69 \text{ м.}$$

B_a – габаритная ширина машины:

$$B_a = 2,5 \text{ м.}$$

$$C_n = 3\,610\,000 \cdot 7,69 \cdot 2,5 / 189\,790 = 365,7 \text{ руб./ткм}$$

Затраты на амортизацию транспортного средства и отчисления на капитальные ремонты.

Затраты на амортизацию транспортного средства и отчисления на капитальные ремонты определяются как:

$$C_a = C_a / W, \quad (134)$$

где C_a – годовые отчисления на восстановление стоимости, руб:

$$C_{op} = 891 \text{ руб.},$$

$$C_a = 891 \cdot 14\,440 = 12\,866\,100 \text{ руб.}$$

$$C_a = 12\,866\,100 / 189\,790 = 67,8 \text{ руб./ткм.}$$

Эксплуатационные расходы на перевозку аналогом составляют:

$$C_{эa} = 280,0 + 70,0 + 72,1 + 770,1 + 53,3 + 365,7 + 67,8 = 1\,679 \text{ руб./ткм.}$$

Среднегодовые эксплуатационные расходы на перевозку аналогом составляют:

$$C_{эw.a.} = C_{эa} \cdot W_a = 1\,679 \cdot 189\,790 = 318\,657\,400 \text{ руб.}$$

Эксплуатационные расходы на перевозку проектируемой машиной определим по формуле 7.5.

Затраты на топливо.

Затраты на топливо определяются по формуле 7.3:

$$Q_k = 23,19 \text{ л/100 км.}$$

$$L_T = 16 \text{ тыс. км.}$$

$$Q = 23,19 \cdot 16\,000 / 100 = 3\,711 \text{ л,}$$

$$C_T = 3\,711 \cdot 12\,300 / 192\,690 = 236,9 \text{ руб./ткм.}$$

Затраты на эксплуатационные материалы.

Затраты на эксплуатационные материалы определяются по формуле 7.7:

$$C_m = 0,25 \cdot 236,9 = 59,2 \text{ руб./ткм.}$$

Затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт.

Затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт определяются по формуле 7.5:

$$C_{op} = 950 \text{ руб.},$$

$$C_{op} = 950 \cdot 14\,440 = 13\,718\,000 \text{ руб.}$$

$$C_{op} = 13\,718\,000 / 192\,690 = 71,2 \text{ руб./ткм.}$$

Затраты на шины.

Затраты на шины определяются по формуле 7.9:

$$n_{ш} = 4,$$

Цена одной шины:

$$C_{ш} = 16\,000 \text{ руб.},$$

$$C_{ш} = 16\,000 \cdot 277 = 4\,432\,000 \text{ руб.},$$

Средний пробег одной шины:

$$L_r = 65 \text{ тыс. км.}$$

$$C_{ш} = 4 \cdot 4\,432\,000 / 65\,000 = 272,7 \text{ руб./км}$$

Затраты на заработную плату водителя.

Затраты на заработную плату водителя определяются по формуле 132:

$$C_3 = 6\,600 \text{ руб.},$$

$$C_3 = 7 \cdot 6\,600 \cdot 365 \cdot 0,6 / 192\,690 = 52,5 \text{ руб./ткм}$$

Затраты на накладные расходы.

Затраты на накладные расходы определяются по формуле 133:

$$K_n = 250 \text{ руб.},$$

$$K_n = 250 \cdot 14\,440 = 2\,525\,000 \text{ руб.}$$

Габаритная длина машины, (раздел 3 дипломного проекта):

$$L_a = 8,1 \text{ м.}$$

Габаритная ширина машины, (раздел 3 дипломного проекта):

$$B_a = 2,5 \text{ м.}$$

$$C_n = 3\,610\,000 \cdot 8,1 \cdot 2,5 / 192\,690 = 371,7 \text{ руб./ткм}$$

Затраты на амортизацию транспортного средства и отчисления на капитальные ремонты.

Затраты на амортизацию транспортного средства и отчисления на капитальные ремонты определяются по формуле 134:

$$C_{op} = 891 \text{ руб.},$$

$$C_a = 891 \cdot 14\,440 = 12\,866\,100 \text{ руб.}$$

$$C_a = 12\,866\,100 / 192\,690 = 66,8 \text{ руб./ткм.}$$

Эксплуатационные расходы на перевозку проектируемой машиной составляют:

$$C_{эп} = 236,9 + 59,2 + 71,2 + 272,7 + 52,5 + 371,7 + 66,8 = 1\,131 \text{ руб./ткм.}$$

Среднегодовые эксплуатационные расходы на перевозку проектируемой машиной составляют:

$$C_{эв.п.} = C_{эп} \cdot W_{п} = 1\,131 \cdot 192\,690 = 217\,932\,400 \text{ руб.}$$

7.4 Расчет инвестиций в капитальные вложения на стадии производства проектируемой машины

Расчет затрат капитальных вложений:

$$K_n = K \cdot \bar{b}_k, \text{ руб. год/шт,} \quad (135)$$

где K – капиталовложение при $N = 1000$ шт/год,

$$K = 6 \cdot N_e, \quad (136)$$

N_e – мощность машины:

$$N_e = 242 \text{ кВт,}$$

\bar{b}_k – коэффициент серийности капиталовложений:

$$\bar{b}_k = A_k / N_{год}^{1/3} \quad (137)$$

где A_k – постоянная величина:

$$A_k = 30$$

$$\bar{b}_k = 30 / 1000^{1/3} = 3,0$$

Тогда:

$$K_{н, баз} = 6 \cdot 242 \cdot 3 \cdot 14\,440 = 62\,900\,600 \text{ руб. год/шт.}$$

Расчет затрат капитальных вложений:

$$K_n = K \cdot \bar{b}_k, \text{ руб. год/шт,} \quad (138)$$

где K – капиталовложение при $N = 1000$ шт/год,

$$K = 6 N_e, \quad (139)$$

N_e – мощность машины:

$$N_e = 243 \text{ кВт, (раздел 3 дипломного проекта).}$$

\bar{b}_k – коэффициент серийности капиталовложений:

$$\bar{b}_k = A_k / N_{год}^{1/3}, \quad (140)$$

где A_k – постоянная величина:

$$A_k = 30$$

$$\bar{b}_k = 30 / 1000^{1/3} = 3,0$$

Тогда:

$$K_{н, проект} = 6 \cdot 243 \cdot 3 \cdot 14\,440 = 63\,160\,700 \text{ руб. год/шт.}$$

Инвестиции в основные капитальные вложения на стадии производства проектируемой машины определяются как:

$$I_{осн}^{ПП} = K_{н, проект} - K_{н, баз}, \quad (141)$$

где $K_{н, проект}$ – стоимость капитальных вложений проектируемой машины, руб.;

$K_{н, баз}$ – стоимость капитальных вложений базовой машины, руб.

$$K_{н, проект} = 63\,160\,700 \text{ руб. год/шт.}$$

$$K_{н, баз} = 62\,900\,600 \text{ руб. год/шт.}$$

$$I_{осн}^{ПП} = 63\,160\,700 - 62\,900\,600 = 260\,100 \text{ руб. год/шт.}$$

Инвестиции в оборотные капитальные вложения на стадии производства проектируемой машины определяются как:

$$I_{об}^{ПП} = S_{проект} - S_{баз}, \quad (142)$$

где $S_{проект}$ – себестоимость проектируемой машины, руб.;

$S_{баз}$ – себестоимость базовой машины, руб.

$$S_{проект} = 614\,345\,400 \text{ руб.}$$

$$S_{баз} = 602\,752\,000 \text{ руб.}$$

$$I_{об}^{IP} = 614\,345\,400 - 602\,752\,000 = 11\,593\,400 \text{ руб.}$$

Инвестиции в капитальные вложения (основные и оборотные) на стадии производства проектируемой машины определяются как:

$$I_{IP} = I_{осн}^{IP} + I_{об}^{IP} \quad (143)$$

$$I_{осн}^{IP} = 260\,100 \text{ руб.};$$

$$I_{об}^{IP} = 11\,593\,400 \text{ руб.};$$

$$I_{IP} = 260\,100 + 11\,593\,400 = 11\,853\,500 \text{ руб.}$$

7.5 Расчет инвестиций в капитальные вложения на стадии эксплуатации проектируемой машины

Общая сумма всех учитываемых капитальных вложений на единицу транспортных средств:

$$K_{аналог}^Э = C_a + K_{п} + K_{р} + K_{с} + K_{пр}, \quad (7.22)$$

где C_a – стоимость приобретения транспортного средства:

$$C_{аналог} = 2\,722\,260 \text{ рос. руб.}, \text{ (приложение 9).}$$

$$C_{аналог} = 2\,722\,260 \cdot 277 = 754\,066\,000 \text{ руб.},$$

$K_{п}$ – стоимость сооружений и оборудования автотранспортных предприятий:

$$K_{п} = 2\,500 \text{ у.е.},$$

$$I_{п} = 2\,500 \cdot 14\,440 = 36\,100\,000 \text{ руб.}$$

$K_{р}$ – стоимость сооружений и оборудования ремонтных предприятий:

$$K_{р} = 100 \text{ у.е.},$$

$$I_{р} = 100 \cdot 14\,440 = 1\,444\,000 \text{ руб.}$$

$K_{с}$ – стоимость сооружений и оборудования грузовых автостанций и других сооружений:

$$K_{с} = 100 \text{ у.е.},$$

$$I_{с} = 100 \cdot 14\,440 = 1\,444\,000 \text{ руб.}$$

$K_{пр}$ – прочие вложения (дорожное строительство):

$$K_{\text{пр}} = 7\,660 \text{ у.е.},$$

$$K_{\text{пр}} = 7\,660 \cdot 14\,440 = 110\,610\,400 \text{ руб.}$$

Тогда:

$$\begin{aligned} K_{\text{аналог}}^{\text{э}} &= 754\,066\,000 + 36\,100\,000 + 1\,444\,000 + 1\,444\,000 + 110\,610\,400 = \\ &= 903\,664\,400 \text{ руб./ед.} \end{aligned}$$

Общая сумма всех учитываемых капитальных вложений на единицу транспортных средств:

$$K_{\text{проект}}^{\text{э}} = C_{\text{а}} + K_{\text{п}} + K_{\text{р}} + K_{\text{с}} + K_{\text{пр}}, \quad (7.23)$$

где $C_{\text{а}}$ – стоимость приобретения транспортного средства:

$$C_{\text{проект}} = S_{\text{п.м.}} \cdot 1,15 = 614\,345\,400 \cdot 1,15 = 706\,497\,200 \text{ руб.}$$

Значения других параметров рассчитаны выше.

Тогда:

$$\begin{aligned} K_{\text{проект}}^{\text{э}} &= 706\,497\,200 + 36\,100\,000 + 1\,444\,000 + 1\,444\,000 + 110\,610\,400 = \\ &= 855\,095\,600 \text{ руб./ед.} \end{aligned}$$

Инвестиции в капитальные вложения на стадии эксплуатации проектируемой машины определяются как:

$$I_{\text{осн}}^{\text{э}} = K_{\text{проект}}^{\text{э}} - K_{\text{аналог}}^{\text{э}}, \quad (7.24)$$

где $K_{\text{проект}}^{\text{э}}$ – капиталовложения на стадии эксплуатации проектируемой машины, руб.;

$K_{\text{аналог}}^{\text{э}}$ – капиталовложения на стадии эксплуатации машины-аналога, руб.

$$K_{\text{проект}}^{\text{э}} = 855\,095\,600 \text{ руб. год/шт.};$$

$$K_{\text{аналог}}^{\text{э}} = 903\,664\,400 \text{ руб. год/шт.};$$

$$I_{\text{осн}}^{\text{э}} = 855\,095\,600 - 903\,664\,400 = 48\,568\,800 \text{ руб.}$$

Инвестиции в оборотные капитальные вложения на стадии эксплуатации проектируемой машины определяются как:

$$I_{\text{об}}^{\text{пр}} = S_{\text{проект}} - S_{\text{аналог}}, \quad (7.25)$$

где $S_{\text{проект}}$ – себестоимость проектируемой машины, руб.;

$S_{\text{аналог}}$ – себестоимость машины-аналога, руб.

$$S_{\text{проект}} = 614\,345\,400 \text{ руб.}$$

$$S_{\text{аналог}} = C_{\text{аналог}} \cdot 0,85 = 754\,066\,000 \cdot 0,85 = 640\,956\,100 \text{ руб.}$$

$$I_{\text{об}}^{\text{э}} = 614\,345\,400 - 640\,956\,100 = 26\,610\,700 \text{ руб.}$$

Инвестиции в капитальные вложения (основные и оборотные) на стадии производства проектируемой машины определяются как:

$$I_{\text{э}} = I_{\text{осн}}^{\text{э}} + I_{\text{об}}^{\text{э}}, \quad (7.26)$$

$$I_{\text{осн}}^{\text{э}} = 48\,568\,800 \text{ руб.};$$

$$I_{\text{об}}^{\text{э}} = 26\,610\,700 \text{ руб.};$$

$$I_{\text{э}} = 48\,568\,800 + 26\,610\,700 = 75\,179\,500 \text{ руб.}$$

Суммарные инвестиции определяются как:

$$I_{\text{СУМ}} = I_{\text{ГР}} + I_{\text{э}}, \quad (7.27)$$

$$I_{\text{ГР}} = 11\,853\,500 \text{ руб.};$$

$$I_{\text{э}} = 75\,179\,500 \text{ руб.}$$

$$I_{\text{СУМ}} = 11\,853\,500 + 75\,179\,500 = 87\,033\,000 \text{ руб.}$$

7.6 Оценка экономической эффективности проектируемой машины

Цена проектируемой машины должна находиться между нижним ($C_{\text{н}}$) и верхним ($C_{\text{в}}$) пределами цен:

$$C_{\text{н}} < C_{\text{п.м.}} < C_{\text{в}} \quad (7.28)$$

Расчет нижнего уровня цены:

$$C_{\text{н}} = S_{\text{проект}} + П_{\text{н}} + Н_{\text{п}} + \text{НДС} \quad (7.29)$$

где $S_{\text{проект}}$ – себестоимость проектируемой машины:

$$S_{\text{проект}} = 614\,345\,400 \text{ руб.}$$

$П_{\text{н}}$ – минимальная прибыль:

$$П_{\text{н}} = 0,01 \cdot S_{\text{проект}} \quad (7.30)$$

$$П_{\text{н}} = 0,01 \cdot 614\,345\,400 = 6\,143\,500 \text{ руб.}$$

$Н_{\text{п}}$ – налог на прибыль:

$$Н_{\text{п}} = 0,24 \cdot 6\,143\,500 = 1\,474\,500 \text{ руб.}$$

НДС – налог на добавленную стоимость:

$$\text{НДС} = 0,2 \cdot \text{ДС} \quad (7.31)$$

$$ДС = 0,4 \cdot S_{\text{проект}} \quad (7.32)$$

$$ДС = 0,4 \cdot 614\,345\,400 = 245\,738\,200 \text{ руб.},$$

$$НДС = 0,2 \cdot 245\,738\,200 = 49\,147\,700 \text{ руб.}$$

Тогда нижний уровень цены:

$$Ц_{\text{н}} = 614\,345\,400 + 6\,143\,500 + 1\,474\,500 + 49\,147\,700 = 671\,111\,100 \text{ руб.}$$

Расчет цены проектируемой машины:

$$Ц_{\text{п.м.}} = S_{\text{проект}} + П + Н_{\text{п}} + НДС,$$

Принимаем прибыль на изделие в размере 15% себестоимости.

Налог на прибыль – 24% прибыли.

НДС – 20% добавленной стоимости.

Тогда цена проектируемой машины:

$$Ц_{\text{н}} = 614\,345\,400 + 0,186 \cdot 614\,345\,400 + 49\,147\,700 = 777\,761\,400 \text{ руб.}$$

Расчет верхнего уровня цены:

$$Ц_{\text{в}} = Ц_{\text{аналог}} \cdot У, \quad (7.33)$$

где $Ц_{\text{а}} = 754\,066\,000 \text{ руб.}$;

$У$ – коэффициент увеличения цены аналога, вызванный изменениями показателей качества изделия:

$$У = 1,1$$

$$Ц_{\text{в}} = 754\,066\,000 \cdot 1,1 = 829\,472\,600 \text{ руб}$$

В результате проведенных расчетов:

Нижний уровень цены равен 671 111 100 руб. = 671,1 млн. руб.;

Расчетная цена машины равна 777 761 400 руб. = 777,8 млн. руб.;

Верхний уровень цены равен 829 472 600 руб. = 829,5 млн. руб.

Приведенные значения трех уровней цен соответствует соотношению:

$$Ц_{\text{н}} < Ц_{\text{п.м.}} < Ц_{\text{в}}$$

$$671,1 \text{ млн. руб.} < 777,8 \text{ млн. руб.} < 829,5 \text{ млн. руб.}$$

Расчет дополнительной годовой прибыли, полученной в результате инвестиций в производство проектируемого изделия:

$$\Delta\Pi_{\text{п}} = \Pi_{\text{проект}}^{\text{п}} - \Pi_{\text{баз}}^{\text{п}} \quad (7.34)$$

где $\Pi^{\Pi}_{\text{проект.}}$, $\Pi^{\Pi}_{\text{баз}}$ – величина годовой прибыли, остающейся на нужды предприятия, по сравниваемым вариантам.

$$\Pi^{\Pi}_{\text{проект}} = 0,15 \cdot S_{\text{проект}} = 0,15 \cdot 614\,345\,400 = 92\,151\,900 \text{ руб.},$$

$$\Pi^{\Pi}_{\text{баз}} = 0,15 \cdot S_{\text{баз}} = 0,15 \cdot 602\,752\,000 = 90\,412\,800 \text{ руб.}$$

$$\Delta\Pi_{\Pi} = 92\,151\,900 - 90\,412\,800 = 1\,739\,100 \text{ руб.}$$

Расчет дополнительной годовой прибыли, полученной в результате использования инвестиций при эксплуатации проектируемого изделия:

$$\Delta\Pi_{\text{Э}} = \Pi^{\text{Э}}_{\text{проект}} - \Pi^{\text{Э}}_{\text{аналог}} \quad (7.35)$$

где $\Pi^{\text{Э}}_{\text{проект.}}$, $\Pi^{\text{Э}}_{\text{аналог}}$ – величина дополнительной прибыли при эксплуатации по сравниваемым вариантам.

$$\Pi^{\text{Э}}_{\text{проект}} = 0,15 \cdot S_{\text{проект}} = 0,15 \cdot 614\,345\,400 = 92\,151\,900 \text{ руб.},$$

$$\Pi^{\text{Э}}_{\text{аналог}} = 0,15 \cdot S_{\text{аналог}} = 0,15 \cdot 640\,956\,100 = 96\,143\,400 \text{ руб.}$$

$$\Delta\Pi_{\text{Э}} = 92\,151\,900 - 96\,143\,400 = 3\,991\,500 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект включает в себя экономический эффект:

$$\text{Э}_{\text{год}} = \text{Э}_{\Pi} + \text{Э}_{\text{Э}} \quad (7.36)$$

где Э_{Π} – экономический эффект, полученный изготовителем при производстве изделия;

$\text{Э}_{\text{Э}}$ – экономический эффект, полученный потребителем при эксплуатации проектируемого изделия.

Годовой экономический эффект, полученный в результате использования инвестиций при производстве проектируемых изделий:

$$\text{Э}_{\Pi} = \Delta\Pi_{\Pi} - I_{\text{ИПР}} \cdot B_{\Pi} \quad (7.37)$$

где $\Delta\Pi_{\Pi}$ – дополнительная годовая прибыль:

$$\Delta\Pi_{\Pi} = 1\,739\,100 \text{ руб.}$$

$I_{\text{ИПР}}$ – инвестиции, используемые при производстве проектируемых изделий:

$$I_{\text{ИПР}} = 11\,853\,500 \text{ руб.}$$

B_{Π} – ставка банковского процента за кредит.

$$B_{\Pi} = 21 \text{ \%}.$$

$$\text{Э}_{\Pi} = 1\,739\,100 - 11\,853\,500 \cdot 0,21 = 750\,200 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект, полученный в результате использования инвестиций при эксплуатации проектируемых изделий ($\mathcal{E}_\mathcal{E}$):

$$\mathcal{E}_\mathcal{E} = \Delta\Pi_\mathcal{E} - I_\mathcal{E} \cdot B_\Pi \quad (7.38)$$

где $\Delta\Pi_\mathcal{E}$ - дополнительная прибыль, остающаяся в распоряжении предприятия;

$$\Delta\Pi_\mathcal{E} = 3\,991\,500 \text{ руб.}$$

$I_\mathcal{E}$ - инвестиции, используемые при эксплуатации проектируемого изделия:

$$I_\mathcal{E} = 75\,179\,500 \text{ руб.}$$

$$\mathcal{E}_\mathcal{E} = 3\,991\,500 - 75\,179\,500 \cdot 0,21 = 11\,796\,200 \text{ руб.}$$

Суммарный годовой экономический эффект:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = 750\,200 + 11\,796\,200 = 12\,546\,400 \text{ руб.}$$

Рентабельность прибыли определяется по формуле:

$$P = (\Delta\Pi_\Pi + \Delta\Pi_\mathcal{E}) / I_{\text{СУМ}} \quad (7.39)$$

где $I_{\text{СУМ}}$ - суммарные инвестиции, обеспечивающие реализацию проектируемого технического изделия:

$$I_{\text{СУМ}} = 87\,033\,000 \text{ руб.}$$

$\Delta\Pi_\Pi$ - дополнительная годовая прибыль, полученная в результате инвестиций в производство проектируемого изделия:

$$\Delta\Pi_\Pi = 1\,739\,100 \text{ руб.}$$

$\Delta\Pi_\mathcal{E}$ - дополнительная прибыль, остающаяся в распоряжении предприятия, полученная в результате использования инвестиций при эксплуатации проектируемых изделий:

$$\Delta\Pi_\mathcal{E} = 3\,991\,500 \text{ руб.}$$

Тогда:

$$P = (1\,739\,100 + 3\,991\,500) / 87\,033\,000 = 0,078.$$

Период возврата инвестиций:

$$T = I_{\text{СУМ}} / (\Delta\Pi_\Pi + \Delta\Pi_\mathcal{E}) = 1 / P \quad (7.40)$$

$$T = 1 / 0,078 = 12,8 \text{ лет.}$$

Экономическая часть дипломного проекта включает определение затрат на стадии производства и эксплуатации проектируемого автомобиля, экономическую оценку технических решений, принятых при выполнении проекта, условия конкурентоспособности и показатели эффективности.

Заключение

Задачей данного дипломного проекта являлась разработка конструкции ведущего моста и подвески автомобиля высокой проходимости.

В ходе проектирования были изучены современные конструкции ведущих мостов и подвесок автомобилей высокой проходимости, был произведен патентно-информационный поиск по теме дипломного проекта.

В результате анализа были приняты следующие базовые конструкции:

- для моста – ведущий, с одинарной конической главной передачей и ШРУС сдвоенного типа;
- для передней подвески – малолистовая рессорная, с резиновыми буферами для повышения жесткости.

Далее были выполнены:

- тягово-динамический и топливно-экономический расчет автомобиля;
- геометрические и прочностные расчеты элементов передачи моста (зубчатой пары главной передачи, подшипников главной передачи, полуоси);
- геометрические и прочностные расчеты элементов передней подвески моста автомобиля (расчет и построение упругой характеристики, расчет конструктивных параметров рессоры, расчет амортизатора).

Выполненные расчеты показали, что проектируемый автомобиль по своим тягово-скоростным, топливно-экономическим свойствам, конструктивным решениям, прочности и долговечности элементов ведущего моста и подвески соответствует предъявляемым к нему (как к автомобилю высокой проходимости) требованиям.

Ресурс зубчатых колес центральной главной передачи составил:

- по усталости при изгибе зубьев:

$$L_{\text{FIII}} = 3,92 \cdot 10^6 \text{ км},$$

$$L_{\text{FK}} = 1,62 \cdot 10^6 \text{ км}.$$

– по контактной усталости зубьев:

$$L_{\text{HIII}} = 1,14 \cdot 10^6 \text{ км},$$

$$L_{\text{HK}} = 1,64 \cdot 10^6 \text{ км}.$$

Максимальные напряжения зубчатой пары одинарной конической главной передачи:

$$\sigma_{\text{FjmaxIII}} = 737,9 \text{ МПа} < 1440 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{FjmaxK}} = 950,5 \text{ МПа} < 1440 \text{ МПа},$$

$$\Pi_{\text{Hjmax}} = 59,73 \text{ МПа} < 171 \text{ МПа}.$$

Срок службы выносливостью подшипников вала шестерни одинарной конической главной передачи:

$$L_{\text{IIA}} = 928742,9 \text{ км},$$

$$L_{\text{IIB}} = 1170460,8 \text{ км}.$$

Также в ходе работы над конструкторской частью проекта были выполнены сборочные чертежи переднего ведущего моста, передней подвески автомобиля высокой проходимости, чертеж с графиками тягово-динамического и топливно-экономического расчета автомобиля.

Технологическая часть дипломного проекта выполнена с целью детального изучения существующего технологического процесса механической обработки кронштейна, а также изыскания возможностей улучшения технологического процесса.

В ходе работы над технологической частью проекта, для выбранной детали, были рассчитаны:

- припуски под механическую обработку;
- режимы резания;
- нормирование технологического процесса механической обработки.

Были выполнены чертежи детали, заготовки, операционные эскизы, а также разработаны маршрутно-операционный технологический процесс,

операционные карты и операционные эскизы (на одну операцию и технический контроль).

Экономическая часть дипломного проекта включает определение затрат на стадии производства и эксплуатации проектируемого автомобиля, экономическую оценку технических решений, принятых при выполнении проекта, условия конкурентоспособности и показатели эффективности.

В разделе охраны труда были рассмотрены опасные и вредные факторы, которые могут воздействовать на рабочих при производстве кронштейна подвески переднего. Была дана оценка производственного помещения, отражающая его соответствие нормативным документам в области производственной санитарии.

Список используемых источников

1. Анопченко, В. Г. Практикум по теории движения автомобиля [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В. Г. Анопченко. - 2-е изд., перераб. и доп. - Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2013. - 116 с. - ISBN 978-5-7638-2494-0.
2. Богатырев, А. В. Автомобили : учебник / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский ; под ред. проф. А.В. Богатырева. – 3-е изд., стереотип. – Москва : ИНФРА-М, 2019. – 655 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – www.dx.doi.org/10.12737/2530. - ISBN 978-5-16-101092-1.
3. Безопасность и экологичность проекта/ Ю.Н. Безбородов [и др.] - Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2015. - 148 с. ISBN 978-5-7638-3176-4.
4. Березина, Е. В. Автомобили: конструкция, теория и расчет: Учебное пособие / Е.В. Березина. - М.: Альфа-М: НИЦ Инфра-М, 2012. - 320 с.: ил.; . - (ПРОФИЛЬ). ISBN 978-5-98281-309-1. - Текст : электронный.
5. Вахламов, В. К. Автомобили: Основы конструкции: учебник для студ. высш. учеб. заведений/ В.К. Вахламов — М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 528 с.
6. Ведущие мосты тракторов и автомобилей: Учебное пособие / Кобозев А.К., Швецов И.И., Койчев В.С. - Москва :СтГАУ - "Агрус", 2016. - 64 с.
7. Волков, В.С. Конструкция автомобиля : учеб. пособие / В.С. Волков. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. - 200 с. - ISBN 978-5-9729-0329-0.
8. Высочкина, Л. И. Автомобили: конструкция, расчет и потребительские свойства [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие по курсовому проектированию / сост. Л.И. Высочкина, М.В. Данилов, В.Х. Малиев и др. - Ставрополь, 2013. - 68 с.
9. Головин, С. Ф. Технический сервис транспортных машин и оборудования [Электронный ресурс] : учеб. пособие / С. Ф. Головин. -

Москва : ИНФРА-М, 2017. - 282 с. - (Высшее образование. Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-011135-3

10.Гринцевич, В. И. Техническая эксплуатация автомобилей. Технологические расчеты [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В. И. Гринцевич. - Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2011. - 194 с. - ISBN 978-5-7638-2378-3.

11.Карташевич А.Н. «Тракторы и автомобили. Конструкция» / А.Н. Карташевич, А.В. Понталев, А.В. Гордеенко // учебное пособие, Изд-во Инфра-М, 2013 – 313 с.

12.Кибанов, А. Я. Проектирование функциональных взаимосвязей структурных подразделений производственного объединения (предприятия) [Электронный ресурс] / А. Я. Кибанов, Т. А. Родкина. - М. : МИУ им. С. Орджоникидзе, 2016

13.Коханов, В. Н. Безопасность жизнедеятельности : учебник / В.Н. Коханов, В.М. Емельянов, П.А. Некрасов. – М. : ИНФРА-М, 2018. – 400 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – [www.dx.doi.org/ 10.12737/2883](http://www.dx.doi.org/10.12737/2883). - ISBN 978-5-16-100439-5.

14.Корниенко, Евгений. Информационный сайт по безопасности жизнедеятельности [Электронный ресурс] / Е. Корниенко. – Электрон. текстовые дан. – Москва: [б.и.], 2018. – Режим доступа http://www.kornienko-ev.ru/teoria_auto/page233/page276/index.html, свободный

15.Лата, В.Н. Основы моделирования управляемого движения автомобиля : учебное пособие / В.Н. Лата. - Тольятти : ТГУ, 2012. – 60 с. [11] : ил.-Библиогр.: с.10-21.

16.Лукаш, Ю. А. Экономические расчеты в бизнесе [Электронный ресурс] : большое практ. справ. пособие / Ю. А. Лукаш. - Москва : Флинта, 2012. - 210 с. - ISBN 978-5-9765-1369-3.

17.Мигаль, В. Д. Методы технической диагностики автомобилей : учебное пособие / В.Д. Мигаль, В.П. Мигаль. – Москва : ИД «ФОРУМ» :

ИНФРА-М, 2020. – 417 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-100107-3.

18. Муравьева, А.М., Яковлев Ю.В. Методические указания к выполнению домашнего задания по винтовым устройствам: Харьков, Харьк. авиац. ин-т, 1981;

19. Набоких, В. А. Испытания автомобиля : учебное пособие / В.А. Набоких. – 2-е изд. – Москва : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2020. – 224 с. – (Среднее профессиональное образование). - ISBN 978-5-16-106839-7. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1087951> (дата обращения: 09.06.2020)

20. Огороднов, С.М. Конструкция автомобилей и тракторов : учебник / С.М. Огороднов, Л.Н. Орлов, В.Н. Кравец. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. - 284 с. - ISBN 978-5-9729-0364-1.

21. Огороднов С.М. «Конструкция автомобилей и тракторов»/ С.М. Огороднов, Л.Н. Орлов, В.Н. Кравец // учебник, Изд-во Инфра Инженерия, 2019 – 284 с

22. Пантелеева, Е. В. Безопасность жизнедеятельности [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Е. В. Пантелеева, Д. В. Альжев. – Москва : ФЛИНТА, 2013. – 286 с. - ISBN 978-5-9765-1727-1.

23. Радин, Ю. А. Справочное пособие авторемонтника / Ю. А. Радин, Л. М. Сабуров, Н. И. Малов. - Москва : Транспорт, 2018. - 285 с. : ил. - Библиогр.: с. 277. - Предм. указ.: с. 278-278. - ISBN 5-277-00094-1 : 28-80.

24. Ремонт автомобилей [Электронный ресурс] – Режим доступа <http://automend.ru/>

25. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей КамАЗ 5320, 5410, 55102, 55111, 53212, 53211, 53213, 43114, 65111, 4326, 54155 – М., 2010. – 286 с.

26. Руктешель, О.С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля / О.С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2015. – 77 с.

27.Савич, Е. Л. Легковые автомобили : учебник / Е.Л. Савич. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2019. – 758 с. : ил. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-104387-5.

28.Савич, Е. Л. Системы безопасности автомобилей : учебное пособие/ Е.Л. Савич, В.В. Капустин. – Минск: Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. – 445 с.: ил. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-104362-2.

29.Сайт торговой компании «Все инструменты» [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://tolyatti.vseinstrumenti.ru>, свободный

30.Сергеенко, В.А. Проверочный расчет зубчатых передач трансмиссии автомобилей / В.А. Сергеенко. – Минск : БНТУ, 2016. – 61 с.

31.Соломатин, Н.С. Испытания узлов, агрегатов и систем автомобиля : учебное пособие / Н.С. Соломатин. – Тольятти : ТГУ, 2013. – 140 с. [1] : ил.- Библиогр: с. 110-112.

32.Стуканов, В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля : учебное пособие / В.А. Стуканов. – Москва : ИД «ФОРУМ» : ИНФРА-М, 2020. – 368 с. – (Среднее профессиональное образование). - ISBN 978-5-16-101654-1.

33.Тарасик, В. П. Теория автомобилей и двигателей : учебное пособие / В.П. Тарасик, М.П. Бренч. – 2-е изд., испр. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. – 448 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-101224-6.

34.Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник / В. М. Власов [и др.] ; под ред. В. М. Власова. - Гриф МО. - Москва : Academia, 2003. - 477 с. : ил. - (Среднее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 473. - Прил.: с. 421-472. - ISBN 5-7595-1150-8 : 191-82.

35.Халтурин Д.В., Испытание автомобилей и тракторов : практикум / Д.В. Халтурин, Н.И. Финченко, А.В. Давыдов - Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2017. - 172 с. (Серия "Учебники ТГАСУ") - ISBN 978-5-

93057-791-4 - Текст : электронный // ЭБС "Консультант студента" : [сайт]. - URL : <http://www.studentlibrary.ru/book/ISBN9785930577914>

36.Чернова, Е.В. Детали машин : проектирование станочного и промышленного оборудования : учеб. пособие для вузов / Е. В. Чернова. - Москва : Машиностроение, 2011. - 605 с.

37.Щелчкова, Н. Н. Практикум по безопасности жизнедеятельности. Часть II : учебно-практическое пособие / Н.Н. Щелчкова, Д.В. Натарова, Е.А. Романова. – Москва : ИНФРА-М, 2019. – 225 с. - ISBN 978-5-16-108275-1.

38.Catalin, Alexandru. Vlad, Totu, Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms / Alexandru, Catalin. Totu, Vlad;. - Ingeniería e Investigación, 2016. – 137s

39.Denton, Tom Automobile Mechanical and Electrical Systems: 2nd Edition / Tom Denton: Routledge, 2017 – 378p. - ISBN 9780415725781

40.Duna, Tariq Yaseen, Graphical user interface (GUI) for design of passenger car system using random road profile / Tariq Yaseen, Duna;. - International Journal of Energy and Environment, 2016. – 97s.

41.G. A. Einicke, Smoothing, Filtering and Prediction: Estimating the Past, Present and Future (2nd ed.), Prime Publishing, 2019

42.Haney, Paul. The racing and high-performance tire / Paul Haney. – TV MOTORSPORT : Springfield, 2003. – 285 p. [2]. – ISBN 0-9646414-2-9.

43.Jan, Ziobro. Analysis of element car body on the example silentblock / Ziobro Jan;. - Advances in Science and Technology Research Journal, 2015. - 37s.

44.Lucian, Roman, Mathematical model and software simulation of system from opel cars / Roman, Lucian;. - Annals of the Oradea University: Fascicle Management and Technological Engineering, 2014. -77s.

45.Milliken, W. F. Race Car Vehicle Dynamics / Premiere Series / R: Society of Automotive Engineers, Том 146 / W. F. Milliken, D. L. Milliken : SAE International, 1995. – 890 p. [8], [9], [10]. – ISBN 1560915269, 9781560915263.

46.Singh, H. Rewat The Automobile: Textbook for Students of Motor Vehicle Mechanics / H. Rewat Singh: S Chand & Co Ltd, 2004 - 532 p.

Приложение А

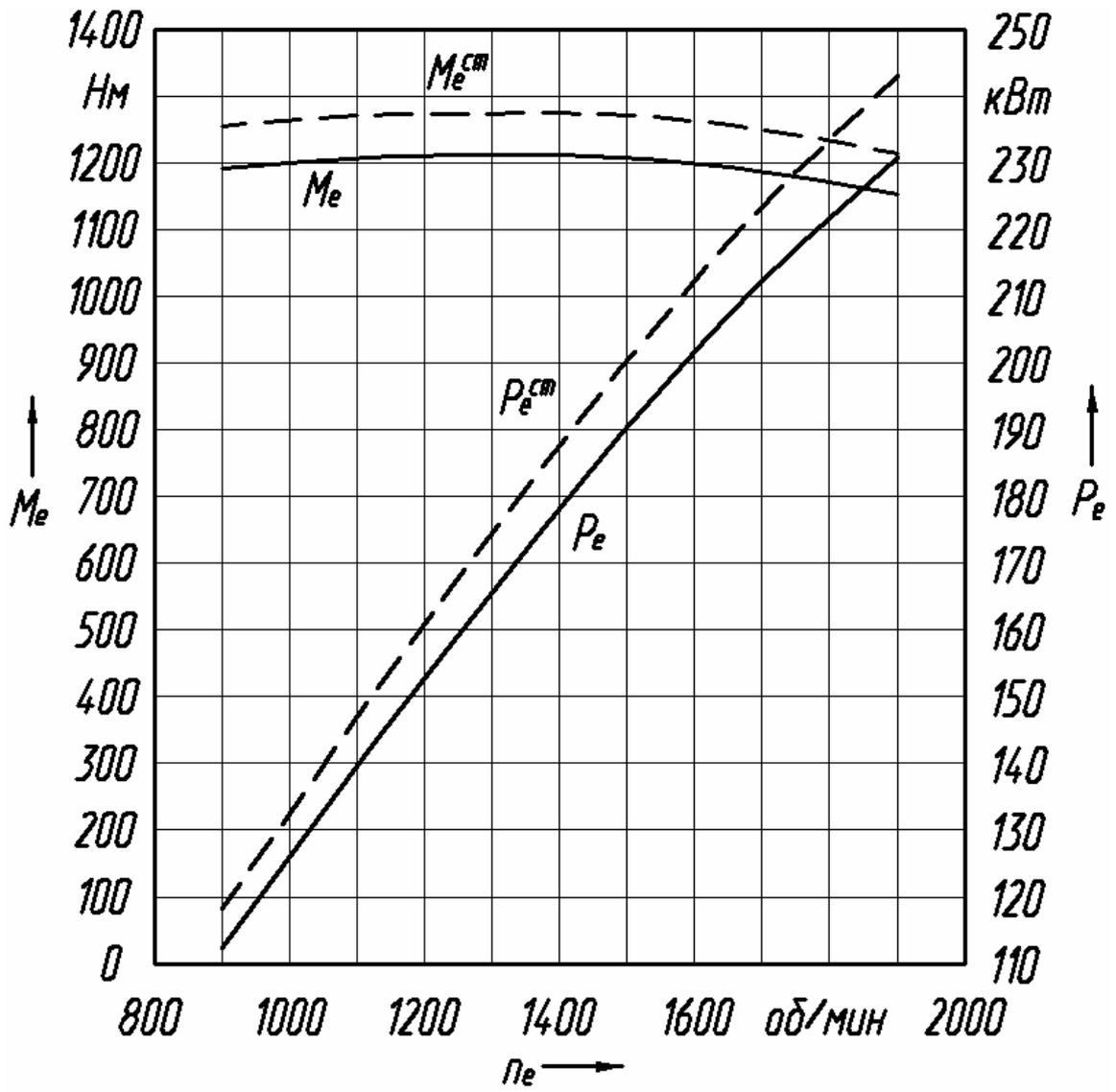


Рисунок 3.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

Продолжение Приложения А

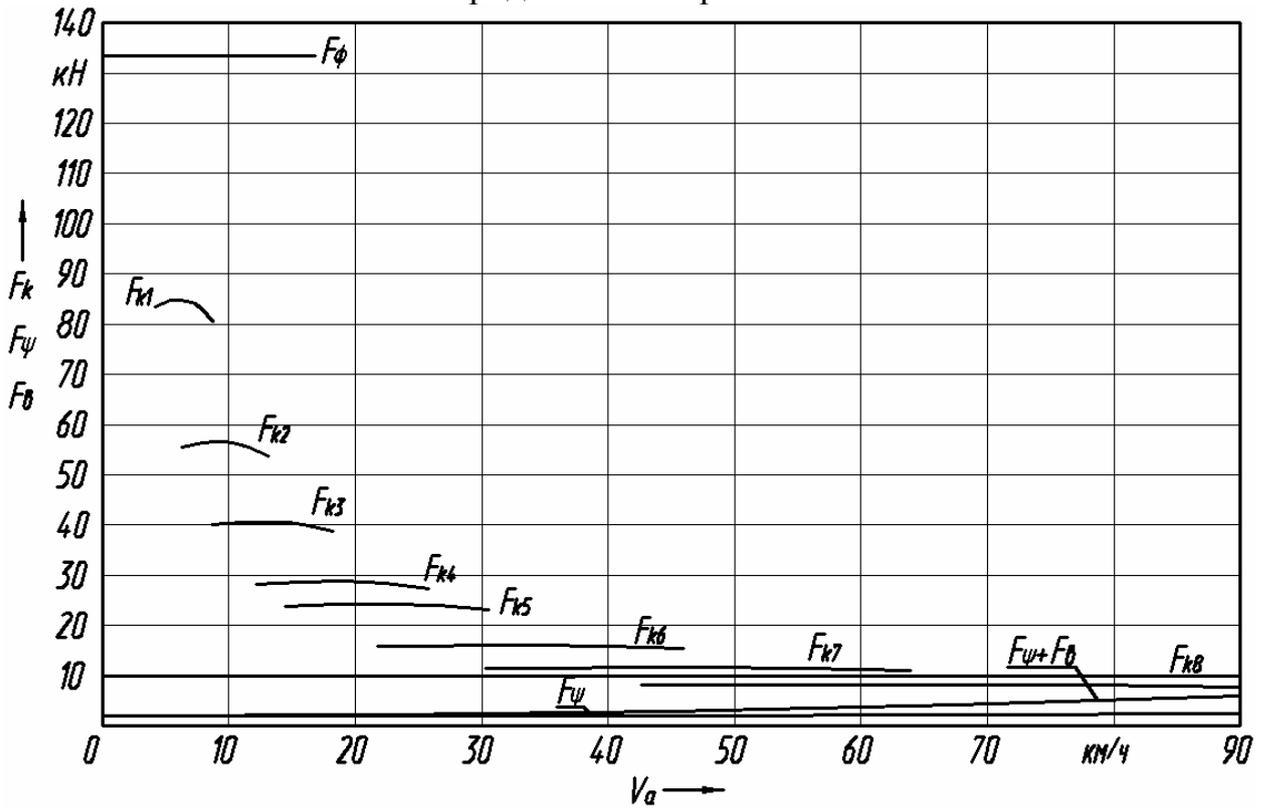


Рисунок 3.2 – Тяговая характеристика автомобиля

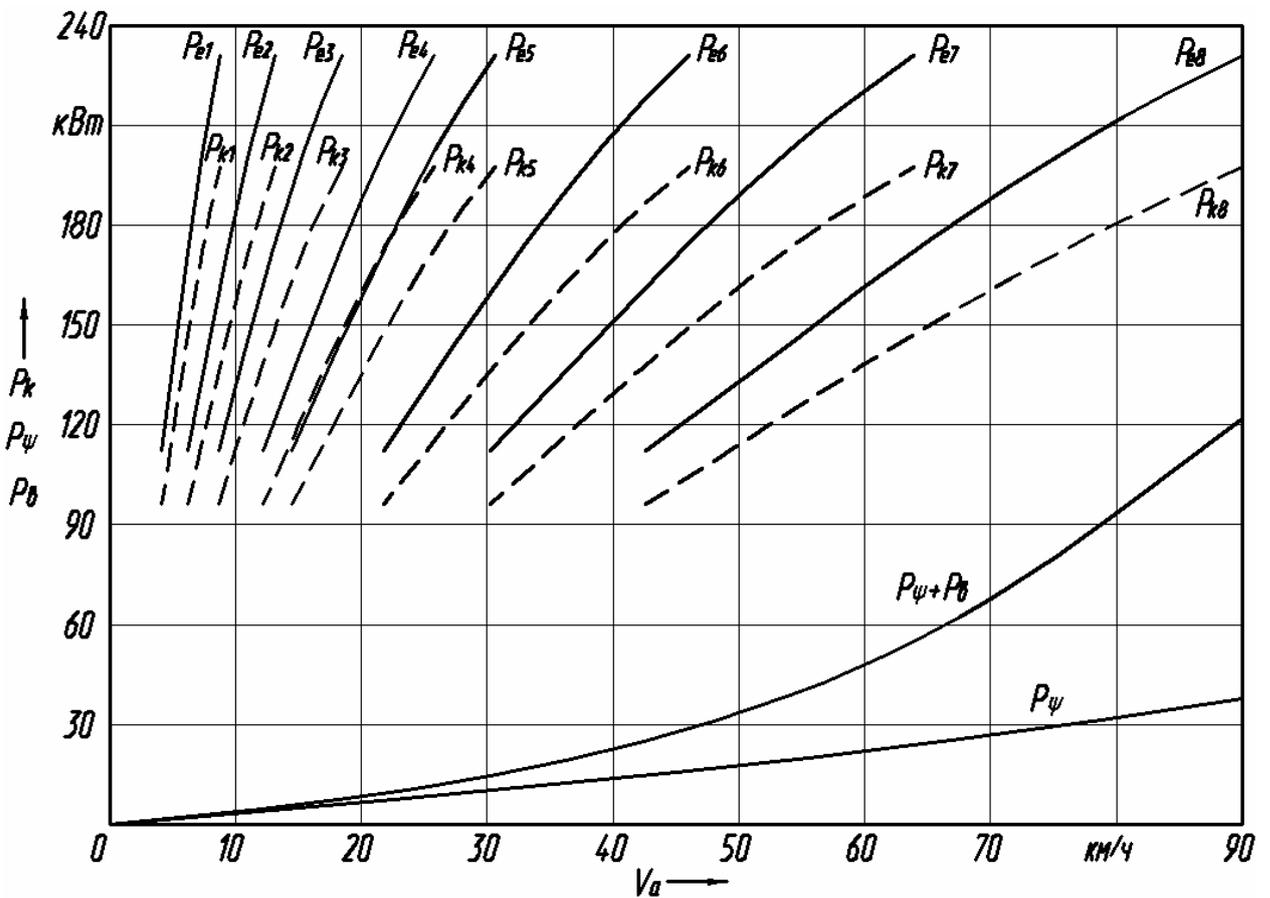


Рисунок 3.3 – Мощностная характеристика автомобиля

Продолжение Приложения А

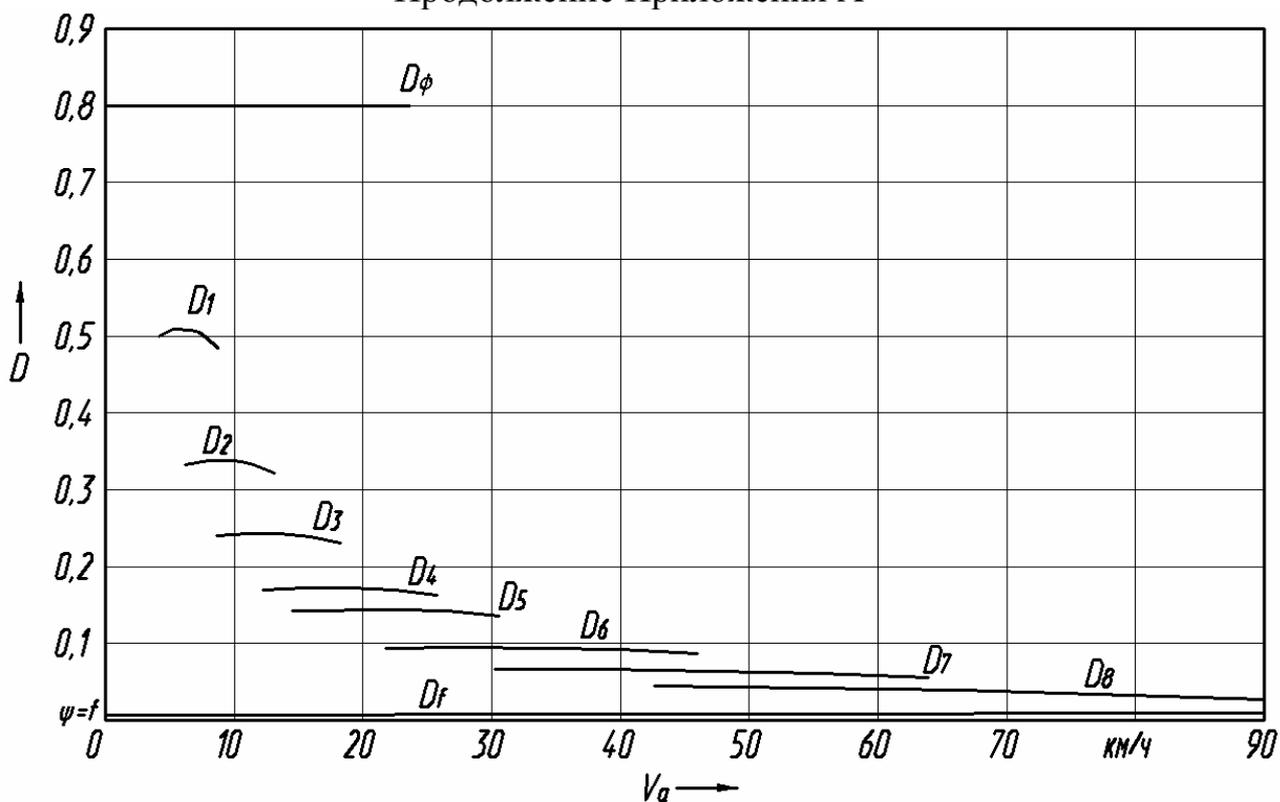


Рисунок 3.4 – Динамическая характеристика автомобиля

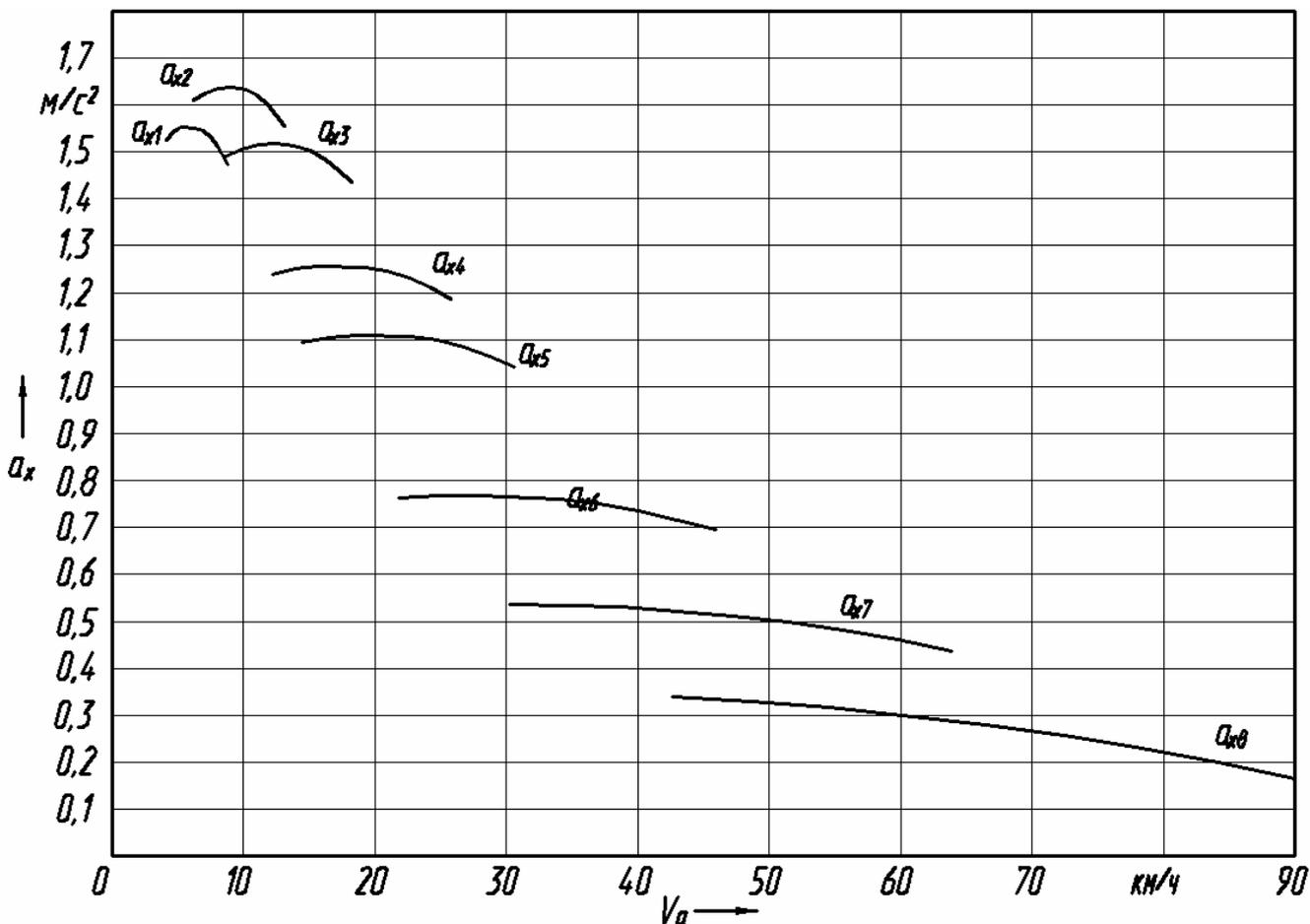


Рисунок 3.5 – Ускорения автомобиля на передачах

Продолжение Приложения А

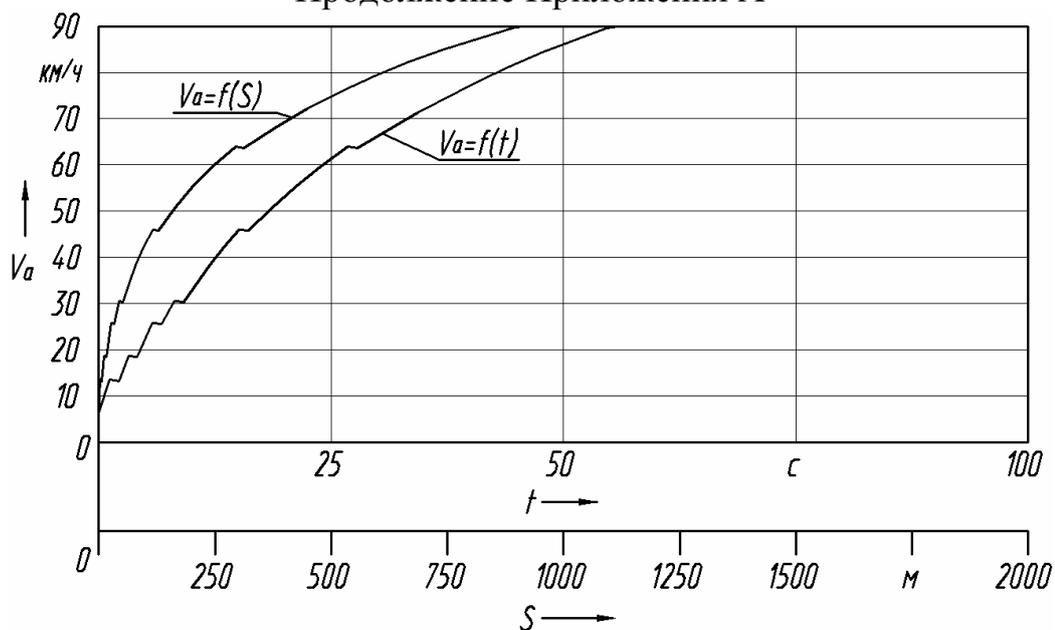


Рисунок 3.6 – Скоростные характеристики времени и пути разгона автомобиля

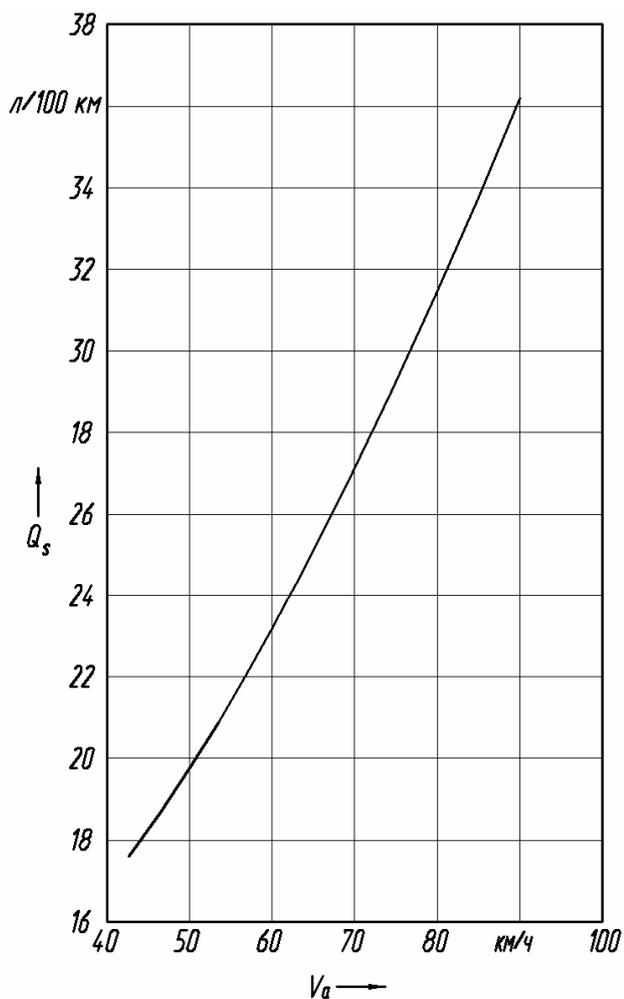


Рисунок 5.7 – Топливная характеристика установившегося движения