

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 Проект легкового полноприводного автомобиля полной массой
2750 кг с подробной разработкой гидроусилителя рулевого управления и
рулевого механизма

Студент

А.М. Бирюков

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент И.В. Турбин

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

Консультанты

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

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

С.Ю. Данилова

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

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

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

Тольятти 2020

Аннотация

В соответствии с заданием на выполнение ВКР, выданным кафедрой «Проектирование и эксплуатация автомобилей», была выполнена работа на тему: «Проект легкового полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг с подробной разработкой гидроусилителя рулевого управления и рулевого механизма».

Цель работы: повышение активной безопасности автомобилей путем разработки гидроусилителя рулевого управления и рулевого механизма для легкового полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг.

ВКР включает в себя четыре раздела.

В первом разделе рассмотрены требования, предъявляемые к конструкции, классификация, назначение рулевого управления.

Во втором разделе выполнен расчет тягово-динамических характеристик автомобиля, а также конструкторские расчеты рулевого механизма и гидроусилителя.

В третьем разделе рассмотрены вопросы, связанные с безопасностью и экологичностью технического объекта.

В четвертом разделе определена экономическая эффективность проекта.

Выпускная квалификационная работа состоит из 110 страниц, и включает в себя 29 иллюстраций, 17 таблиц, 45 источников, 1 приложение.

Abstract

The topic of the given graduation work is: «The project of an all-wheel drive car weighing 2750 kg with a detailed development of the hydraulic power steering and steering system».

Controllability of the car is carried out by controlling the steered wheels.

The driver must constantly and carefully focus on the road and drive the car through the steering, applying physical burden. So, the most difficult and tedious form of control is steering. Regarding the vehicle safety, steering system is one of the most important mechanisms.

Steering system is one of the main systems of the car and together with the brake system determines the overall car safety level.

The aim of the work is to increase the active safety of vehicles by developing a hydraulic power steering and steering gear for an all-wheel drive car weighing 2750 kg.

The graduation work consists of 110 pages, including 29 illustrations, 17 tables, 45 sources of literature and 1 annex.

The thesis of graduation project consists of 4 parts.

In the first part we analyze the design requirements, classification and purpose of the steering.

In the second part we prepare the calculation of the traction and dynamic characteristics of the car and the engineering calculations of the steering mechanism and hydraulic power steering.

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

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

Содержание

Введение.....	5
1 Состояние вопроса	7
1.1 Назначение рулевого управления.....	7
1.2 Требования, предъявляемые к конструкции рулевого управления	7
1.3 Классификация рулевого управления	8
1.4 Обзор и тенденции развития рулевого управления.....	11
2 Конструкторская часть	22
2.1 Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля.....	22
2.2 Выбор компоновочной схемы рулевого управления	51
2.3 Расчет рулевого механизма.....	56
2.4 Расчет гидроусилителя	60
2.5 Описание разрабатываемого узла.....	71
3 Безопасность и экологичность технического объекта	72
3.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки рулевого механизма.....	72
3.2 Определение профессиональных рисков.....	74
3.3 Способы снижения профессиональных рисков	75
3.4 Пожарная безопасность технологического процесса сборки рулевого механизма	79
3.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки рулевого механизма	82
4 Экономическая эффективность дипломного проекта	84
4.1 Расчет себестоимости проектируемого узла автомобиля.....	84
4.2 Расчет коммерческой эффективности проекта	94
Заключение	104
Список используемой литературы и используемых источников.....	105
Приложение А Спецификация.....	109

Введение

С момента изготовления первого автомобиля и по настоящее время для управления колесным транспортным средством необходимо обеспечить управление управляемыми колесами.

Во время движения автомобиля водитель управляет сцеплением, коробкой передач, системой тормозов и сигнализацией (звуковой и световой) периодически, а рулевым колесом непрерывно. Водитель должен постоянно и внимательно наблюдать за дорогой и приводить в действие рулевое управление, что связано с затратой физической силы. Таким образом, наиболее сложным и утомительным видом управления является рулевое. В отношении безопасности движения автомобиля рулевое управление – один из наиболее ответственных механизмов.

Рулевое управление является одной из основных систем автомобиля и вместе с тормозной системой определяет общий уровень безопасности автомобиля.

Существует два основных принципа связи управляемых колес и управляющего: механический и дистанционный. Широко распространенному принципу связи (механическому) с развитием науки и техники и созданием большегрузных автомобилей потребовались усилители рулевого управления, которые прижились и на легковых автомобилях.

По конструкции усилители рулевого управления разделяются на:

- механические,
- пневматические,
- гидравлические,
- электрические и др.

Назначение усилителя рулевого управления – уменьшить силовое следящее действие при изменении направления движения автомобиля.

Для того чтобы уменьшить количество оборотов и снизить усилие на рулевом колесе конструкторы автомобилисты всего мира стремятся найти

оптимальный вариант усилителя рулевого управления (зависимость между силой на рулевом колесе и скоростью движения автомобиля, и других факторов). Автоматика, установленная на автомобиле, по показаниям различных датчиков сама выбирает величину помощи водителю.

Установка усилителя рулевого управления, в классическом понимании – это гидронасос и следящее устройство, обеспечивает снижение силового следящего действия, но расход топлива увеличивается на 3-5 %.

Другой метод автоматизации усилителя рулевого управления заключается в применении рулевого редуктора с электродвигателем. Такой принцип позволяет сохранить механическую связь между рулевым колесом и управляемыми колесами и возможность регулирования усилия на рулевом колесе от различных факторов. Тем самым можно достигнуть оптимальной зависимости силового и кинематического следящего действия необходимой для слияния водителя и автомобиля в процессе движения в одно целое.

Целью работы является повышение активной безопасности автомобилей путем разработки гидроусилителя рулевого управления и рулевого механизма для легкового полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение рулевого управления

«Рулевое управление предназначено для обеспечения необходимого направления движения автомобиля путем раздельного и согласованного между собой поворота его управляемых колес.

Рулевое управление состоит из рулевого механизма с рулевым валом и колесом, рулевого привода и усилителя.

Рулевым механизмом называют механизм, который позволяет осуществить поворот колес с необходимым передаточным числом, а рулевым приводом – систему тяг и рычагов, которые в совокупности с рулевым механизмом осуществляют поворот автомобиля.

Усилитель предназначен для облегчения труда водителя и обеспечения безопасности движения» [3].

1.2 Требования, предъявляемые к конструкции рулевого управления

«К рулевому управлению предъявляются следующие требования:

- обеспечение кинематического и силового следящего действия (кинематическое следящее действие – пропорционально между угловым перемещением рулевого колеса и углом поворота управляемых колес; силовое следящее действие – пропорциональность между силой, приложенной к рулевому колесу, и силой сопротивления повороту управляемых колес);
- сохранение возможности управления автомобилем в случае выхода из строя усилителя;
- обеспечение минимального времени срабатывания усилителя;
- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;

- исключение возможности произвольного включения от толчков управляемых колес» [4].

Кроме того, к рулевым управлениям, как и к остальным механизмам и системам автомобиля, предъявляют также общие требования:

- обеспечение минимальных размеров и массы, высокая надежность;
- минимальное обслуживание;
- технологичность.

1.3 Классификация рулевого управления

Рулевые управления колесных машин подразделяются по следующим основным классификационным признакам:

1) по способу поворота:

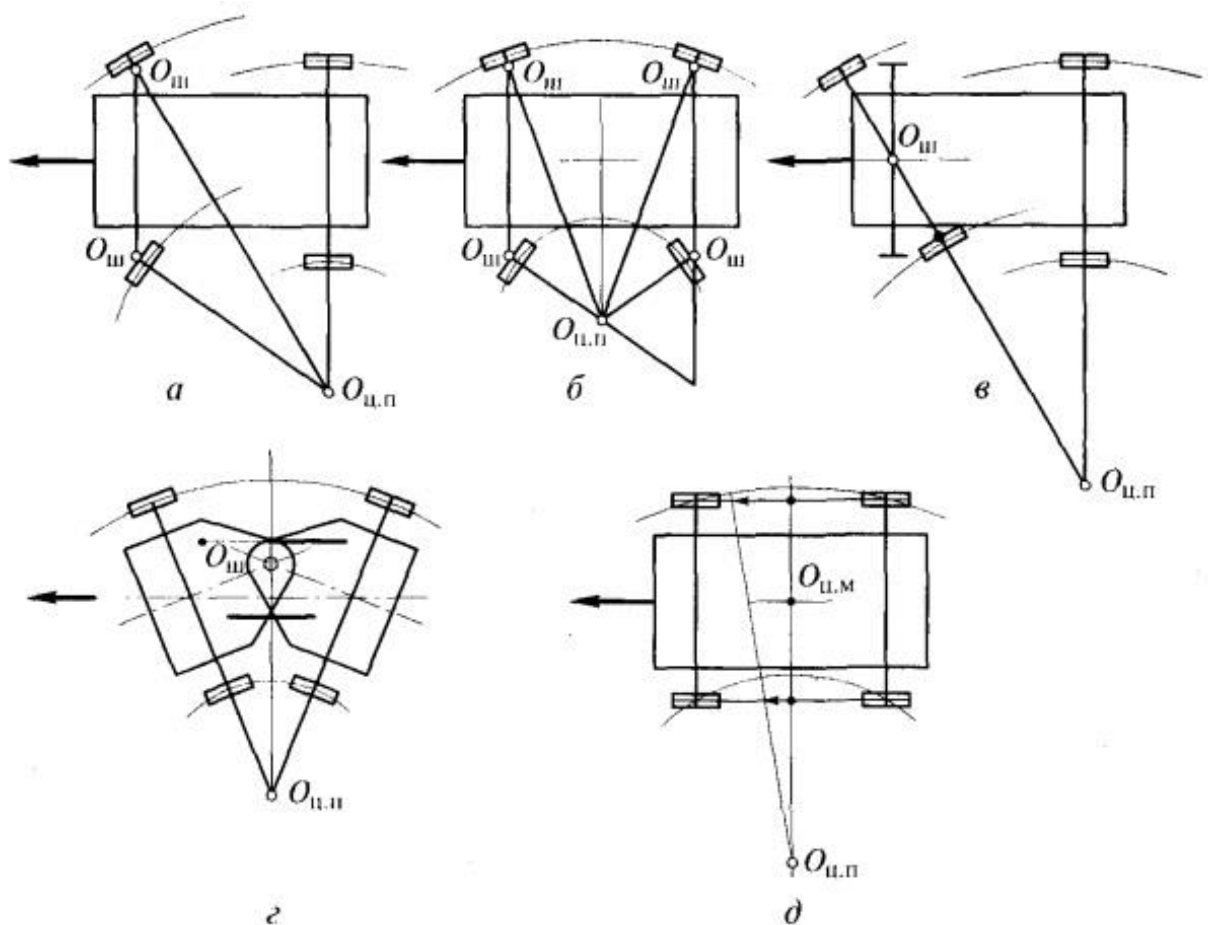
- управляемыми колесами;
- управляемой осью;
- складыванием звеньев;
- бортовым поворотом (принудительным вращением ведущих колес одного борта с иной угловой скоростью, чем ведущих колес другого борта).

На рисунке 1 представлены схемы типовых способов поворота колесных машин.

2) расположению места водителя:

- правое – при левостороннем движении;
- левое – при правостороннем движении.

Кроме того, для получившего наибольшее применение на автомобилях рулевого управления с управляемыми колесами (оно состоит из рулевого колеса, рулевого механизма, рулевого привода, а также часто и усилителя) выделяют классификацию рулевых механизмов и рулевых приводов.



а, б – управляемыми колесами; в – управляемой осью; г – складыванием звеньев;
д – бортовой поворот; $O_{ш}$ – ось шкворня; $O_{ц.п}$ – центр поворота; O_m – центр масс

Рисунок 1 – Схемы типовых способов поворота колесных машин

«Классификация рулевых механизмов осуществляется:

а) по типу передачи:

- 1) механический;
- 2) гидравлический (рулевой механизм или рулевое управление).

б) по передаточному числу: постоянное, переменное.

в) по конструктивным признакам:

- 1) с шестеренчатой передачей: цилиндрическими шестернями;
коническими шестернями; реечной парой;
- 2) с кулачной передачей: улитками; кулаком специальной формы;

- 3) с винтовой передачей: вильчатым рычагом; кривошипом; качающимся рулевым валом; шатунно-кривошипной парой; поворачивающейся гайкой; зубчатой парой; двуплечим рычагом;
- 4) с кривошипной передачей: одним скользящим пальцем; одним скользящим поворачивающимся пальцем; двумя скользящими пальцами; одним вращающимся пальцем; двумя вращающимися пальцами;
- 5) с червячной передачей с винтовой нарезкой: на цилиндре (зубья на торце сектора), на внутренней поверхности шара, на глобоиде» [6].

«Классификация рулевых приводов (рулевых трапеций):

1) по расположению:

- передняя – перед осью;
- задняя – за осью.

2) в зависимости от типа подвески:

- цельная (при зависимой подвеске);
- разрезная (при независимой подвеске)» [7].

Усилитель ставится в систему рулевого управления с целью облегчения труда водителя и обеспечения безопасности движения и состоит из источника энергии; исполнительного органа (силового цилиндра); распределительного органа (распределителя); центрирующего элемента и реактивного устройства.

Источником энергии обычно являются компрессор с ресивером, гидронасос или аккумулятор давления с гидронасосом. Рулевое управление с встроенным в него усилителем представляет собой следящую систему с жесткой обратной связью.

По роду рабочей среды или используемой энергии усилители разделяются на механические, электрические, пневматические, гидравлические.

Остановимся подробнее на обзоре конструкций усилителей рулевого управления.

1.4 Обзор и тенденции развития рулевого управления

На рисунке 2 представлена классификация усилителей рулевого управления.

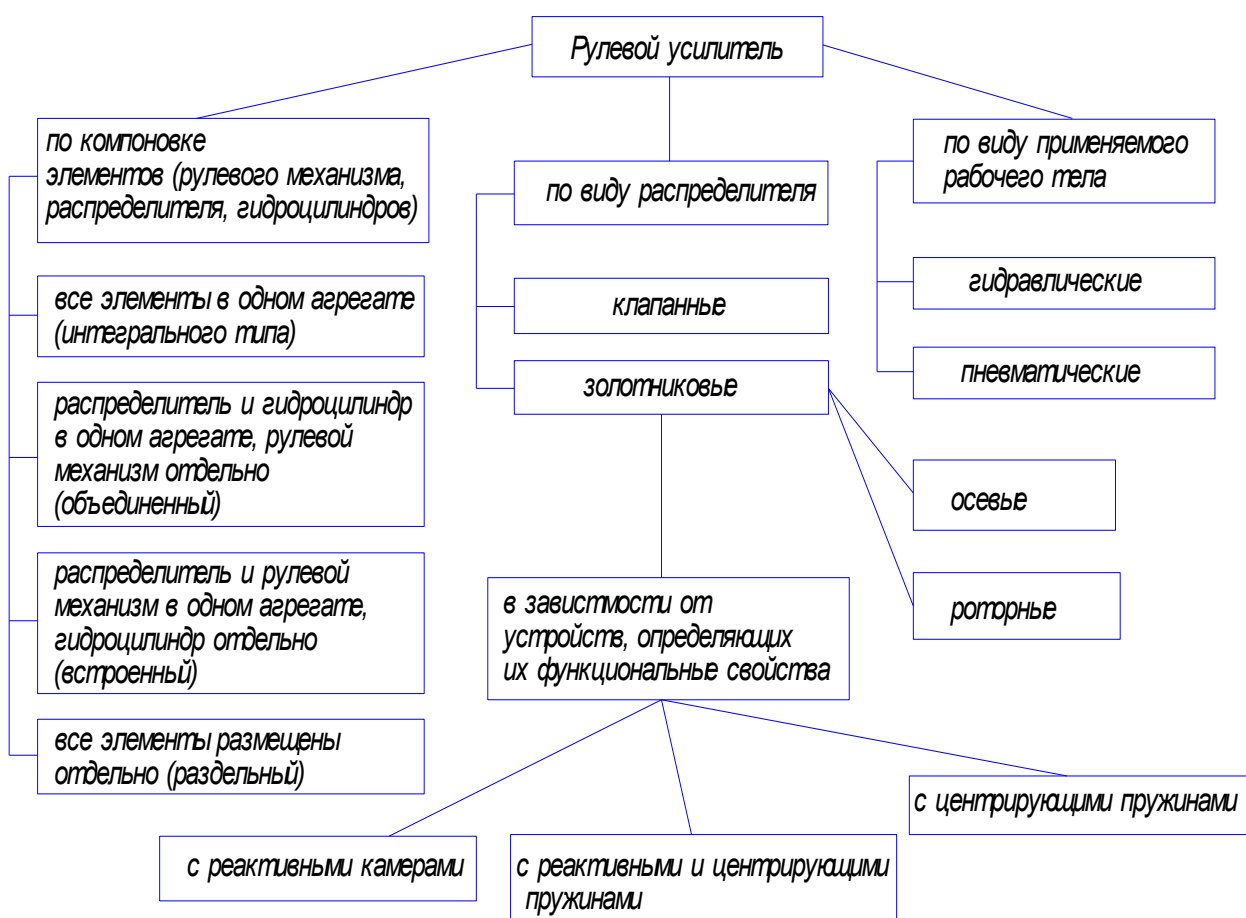


Рисунок 2 – Классификация усилителей рулевого управления

В настоящее время в основном применяются гидроусилители с золотниковыми распределителями, а также электроусилители и рулевое управление с электрическим приводом, и сенсорные без жесткой механической связи управляемых колес и руля в прототипах.

К рулевым усилителям предъявляются следующие требования:

- обеспечение кинематического и силового следящего действия (кинематическое следящее действие – пропорционально между угловым перемещением рулевого колеса и углом поворота управляемых колес; силовое следящее действие – пропорциональность между силой, приложенной к рулевому колесу, и силой сопротивления повороту управляемых колес);
- сохранение возможности управления автомобилем в случае выхода из строя усилителя;
- обеспечение минимального времени срабатывания усилителя;
- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;
- исключение возможности произвольного включения от толчков управляемых колес.

Гидроусилители чаще всех остальных усилителей используют в рулевом управлении, к их достоинствам следует отнести:

- небольшие размеры благодаря высокому рабочему давлению (6-10 МПа);
- малое время срабатывания (0,2-2,4 с);
- поглощение ударов и толчков, воспринимаемых управляемыми колесами со стороны дороги и передаваемых на рулевое колесо.

«При применении гидроусилителя несколько снижается стабилизация управляемых колес, так как стабилизирующий момент на колесах должен преодолевать сопротивление жидкости в гидроусилителе. Гидроусилители должны иметь надежные уплотнения, так как течь жидкости приводит к выходу гидроусилителя из строя» [8].

Существует несколько схем компоновки элементов гидроусилителей, каждой из которых присущи как достоинства, так и недостатки. Практическое применение, получили четыре схемы.

Схема №1 – рулевой механизм РМ, гидрораспределитель ГР и гидроцилиндр ГЦ, представляют собой один агрегат, который называют

усилителем интегрального типа (гидроруль); гидронасос ГН и бачок с рабочей жидкостью Б располагаются отдельно (рисунок 3).

Такая компоновка применяется на всех автомобилях ЗИЛ и КамАЗ.

Достоинством схемы является компактность, малая длина трубопроводов.

При расположении гидрораспределителя перед рулевым механизмом сокращается время срабатывания усилителя. К недостаткам схемы следует отнести нагружение всех деталей рулевого управления усилием гидроцилиндра. Нагружается также кронштейн (или рама) в месте крепления картера гидроруля.

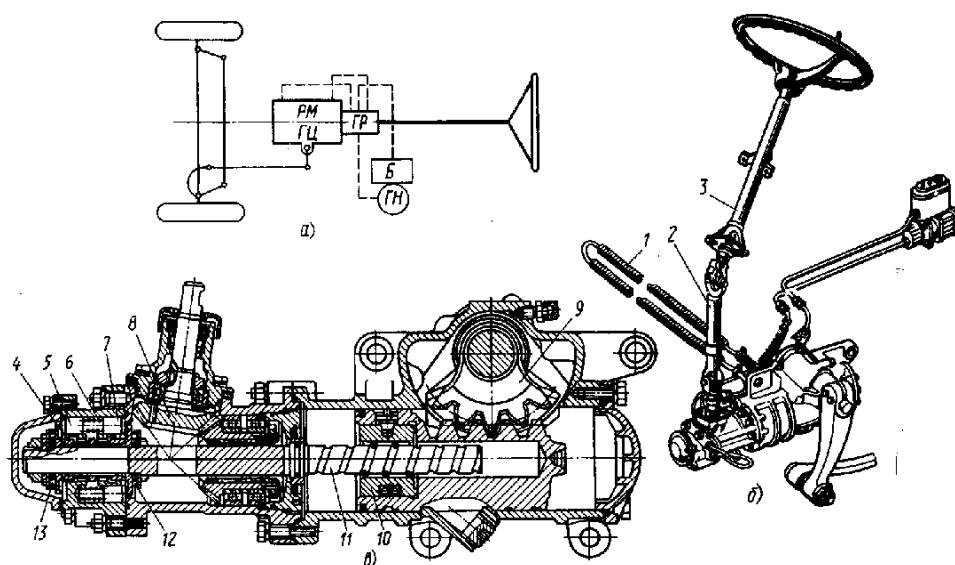


Рисунок 3 – Схема № 1

В качестве примера на рисунке 3 показана компоновка на автомобиле и конструкция гидроусилителя автомобиля КамАЗ. Здесь винтореечный рулевой механизм объединен с гидроцилиндром, гидрораспределителем и угловым редуктором в общем картере. Для охлаждения масла предусмотрен специальный радиатор 1. Угловой редуктор 8, передаточное число которого равно единице, служит для передачи вращения от вала рулевого колеса к винту рулевого механизма, поскольку рулевой механизм расположен

горизонтально. Рулевой вал, соединяющий рулевое колесо с редуктором, составной; он включает вал рулевой колонки 3 и карданный вал 2 с двумя карданными шарнирами. Винт рулевого механизма, поворачиваясь, перемещает шариковую гайку 10, закрепленную в поршне-рейке; рейка, перемещаясь, поворачивает зубчатый сектор 9, выполненный заодно с валом сошки.

В отдельном корпусе, прикрепленном к корпусу редуктора, установлен осевой золотниковый гидрораспределитель. Золотник гидрораспределителя 4 закреплен на конце вала винта между двумя упорными подшипниками 12 и 13. Золотник вместе с подшипниками имеет возможность перемещаться относительно корпуса в осевом направлении на 1,1 мм в обе стороны от нейтрального положения. В нейтральном положении золотник удерживается центрирующими пружинами 6, которые воздействуют на упорные подшипники через реактивные плунжеры 5 и 7. При повороте рулевого колеса в начальный момент, вследствие сопротивления повороту со стороны дороги, поршень усилителя остается неподвижным, а винт 11 получает осевое перемещение вместе с золотником на 1,1 мм. При этом, в зависимости от направления поворота рулевого колеса, золотник сообщает одну полость гидроцилиндра с напорной гидролинией, а другую – со сливной гидролинией. В реактивных камерах (между плунжерами) создается давление тем большее, чем больше сопротивление повороту. При большом давлении перемещение реактивных плунжеров требует большего усилия, что позволяет водителю «чувствовать» дорогу.

В усилителе предусмотрены предохранительный клапан, ограничивающий максимальное давление в системе до 6,5-7,0 МПа, и предохраняющий от перегрузок гидронасос, а также перепускной клапан, соединяющий обе полости цилиндра, уменьшая этим гидросопротивление при повороте в случае, если гидронасос не работает.

Схема № 2 (рисунок 4). В усилителе этого типа гидрораспределитель смонтирован в одном блоке с гидроцилиндром отдельно от рулевого

механизма. Достоинством схемы является возможность применения рулевого механизма любой конструкции, меньшая сложность и стоимость по сравнению со схемой 1, несколько меньшее число нагруженных гидроусилителем деталей.

Гидроусилитель автомобиля МАЗ-5335 выполнен по этой схеме. Осовой золотниковый гидрораспределитель 1 своим корпусом закреплен на корпусе шаровых шарниров 2, который, в свою очередь, связан с гидроцилиндром 4 при помощи резьбового соединения. Шаровой палец 3 рулевой сошки помещен в стакане, который может перемещаться вместе с пальцем в осевом направлении в пределах 4 мм, перемещая одновременно закрепленный в стакане золотник гидрораспределителя. Шаровой палец 5 соединен с продольной рулевой тягой. В нейтральном положении золотник центрируется реактивными камерами, центрирующие пружины отсутствуют. Гидроусилитель обладает большой чувствительностью, включаясь при перемещении золотника на 0,4-0,6 мм.

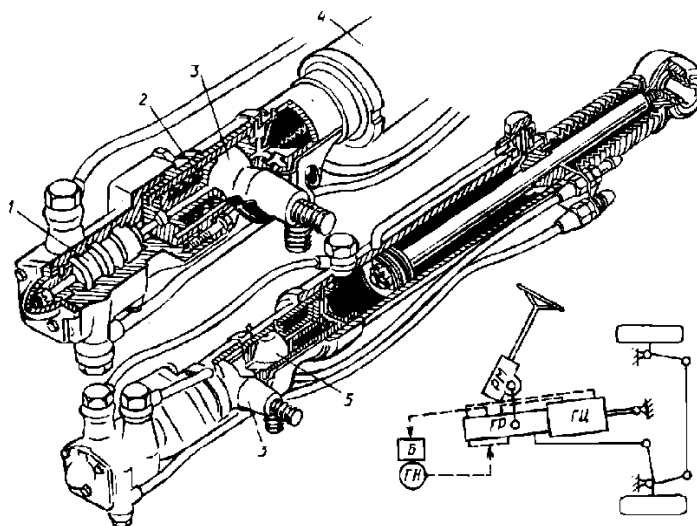


Рисунок 4 – Схема № 2

Схема № 3 (рисунок 5). В этой схеме гидрораспределитель располагается перед рулевым механизмом, а гидроцилиндр – отдельно. При установке гидрораспределителя перед рулевым механизмом увеличивается

чувствительность гидроусилителя. Недостатком схемы является большая длина трубопроводов, особенно если гидроцилиндр располагается на удалении от рулевого механизма. По такой схеме выполнены усилители автомобилей «Урал-4320» и КАЗ-4540.

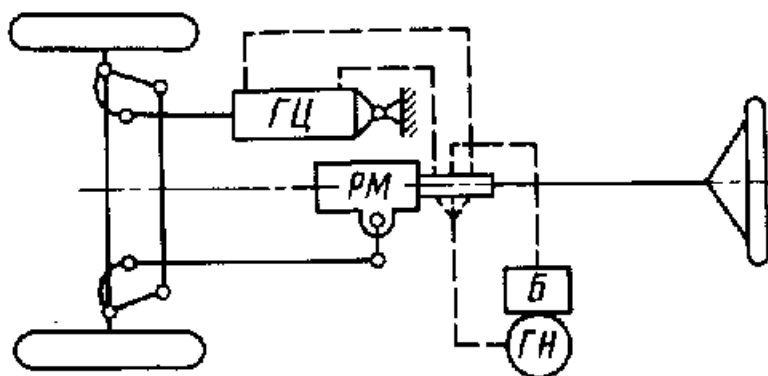


Рисунок 5 – Схема № 3

Схема № 4 (рисунок 6). Отличительная особенность этой схемы – раздельное размещение всех элементов гидроусилителя. Достоинством схемы является свободная компоновка, возможность применения рулевого механизма любой конструкции. Основной недостаток большая длина трубопроводов.

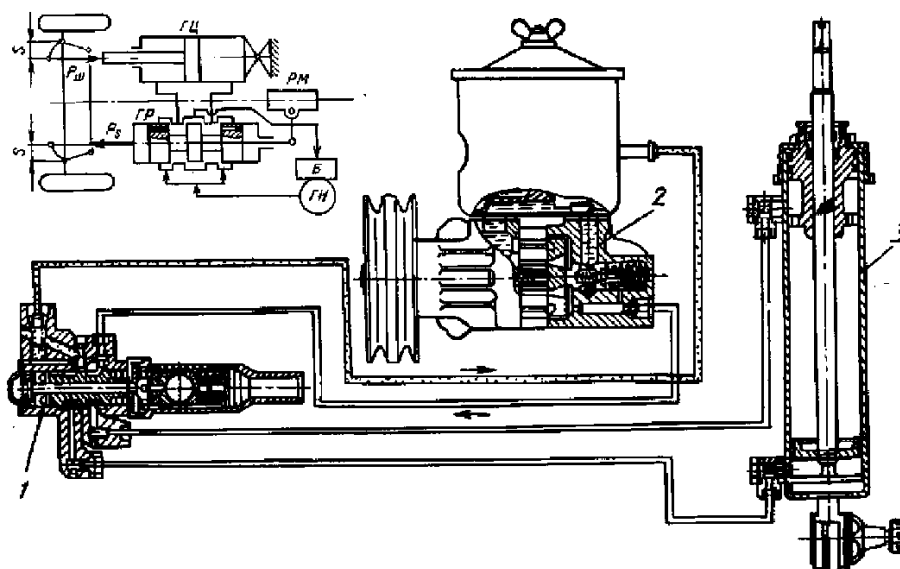
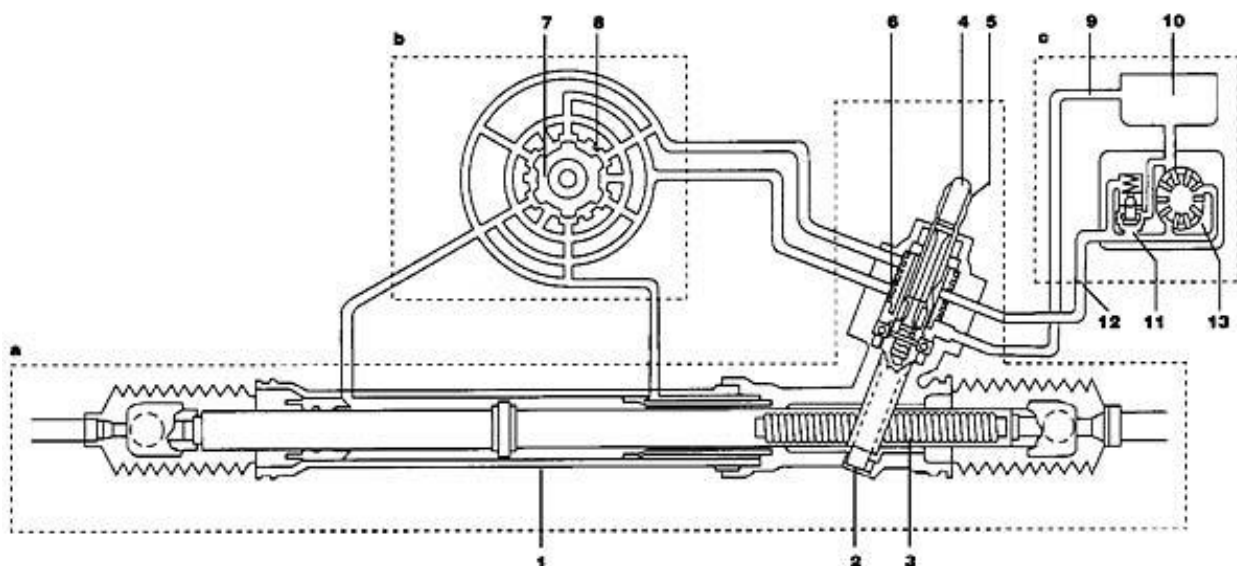


Рисунок 6 – Схема № 4

Следует отметить, что большая длина трубопроводов между гидрораспределителем (1) и гидроцилиндром (3) в любой конструкции гидроусилителя часто приводит к пульсации давления в системе и возбуждению колебаний управляемых колес.

Исполнительный механизм гидроусилителя легкового автомобиля, как правило, выполнен заодно с рулевым механизмом (рисунок 7) – такие усилители называются интегральными. В качестве рабочей жидкости в гидроусилителях иномарок используется масло ATF – то же, что и в автоматических коробках передач. Отечественные агрегаты работают на масле марки Р, по своим свойствам близком к обычной «веретенке».



а – рулевое управление в сборе; б – поперечное сечение вращающегося распределителя (увеличено); с – источник энергии; 1 – силовой цилиндр гидроусилителя; 2 – шестерня рулевого механизма; 3 – зубчатая рейка; 4 – торсионный стержень; 5 – рулевой вал; 6 – контрольное окно; 7 – вращающийся золотник; 8 – втулка золотника; 9 – возвратная магистраль; 10 – масляный резервуар; 11 – нагнетательный и перепускной клапан; 12 – нагнетательная магистраль; 13 – масляный насос

Рисунок 7 – Механизм гидроусилителя легкового автомобиля

Реечный рулевой механизм с гидроусилителем. Если рулевые тяги, как здесь, располагаются по бокам рейки, то поршень размещается посередине корпуса. А если тяги крепятся к центральной части рейки, как это сделано на Самарах и Москвиче-2141, то поршень выносят вбок.

Роторный или аксиально-поршневой насос, приводимый ремнем от коленчатого вала, засасывает из бачка масло и нагнетает под высоким давлением в 50-100 атм. в золотниковый распределитель. Задача распределителя – отслеживать усилие на руле и строго дозированно помогать поворачивать управляемые колеса. Для этого используют следящее устройство – чаще всего это торсион, встроенный в разрез рулевого вала. Когда машина стоит или едет по прямой, то усилия на рулевом валу нет, и торсион не закручен – соответственно, перекрыты дозирующие каналы распределителя, а масло сливается обратно в бачок.

Водитель поворачивает руль, колеса сопротивляются – торсион закручивается тем сильнее, чем больше усилие на руле. Золотник открывает каналы и направляет масло в исполнительное устройство. В механизме типа «винт-шариковая гайка» большее давление подается или за поршень, или до него, помогая тому перемещаться вдоль рулевого вала.

В реечном механизме масло подается в корпус рейки – в ту или иную сторону от поршня, связанного с рейкой, и подталкивает ее вправо или влево.

Когда баранка уже повернута до упора, срабатывают предохранительные клапаны, сбрасывая давление масла и сохраняя детали механизма от повреждения.

Встречается, хотя и редко, еще один вид гидроусилителей, эффективность которых изменяется в зависимости от сцепления шин с дорогой.

Главный недостаток всех традиционных ГУР – они отбирают часть мощности у двигателя. Потребляемая ГУРом мощность может достигать 5-7 л.с., а это весьма существенная потеря, к примеру, для городских малолитражек. Поэтому для снижения энергопотребления в конце 90-х стали применять электрогидроусилители: в них гидронасос приводится в действие собственным электромотором, который связан с блоком управления двигателем и работает в соответствии с заложенной в него программой.

«Электроусилитель рулевого управления состоит из следующих основных компонентов (рисунок 8):

- электромеханизма;
- электронного блока управления;
- датчика скорости движения автомобиля;
- датчика оборотов двигателя автомобиля;
- индикатора неисправности («отказа») системы;
- червячного редуктора;
- датчика величины крутящего момента;
- коммутационных проводов» [9].

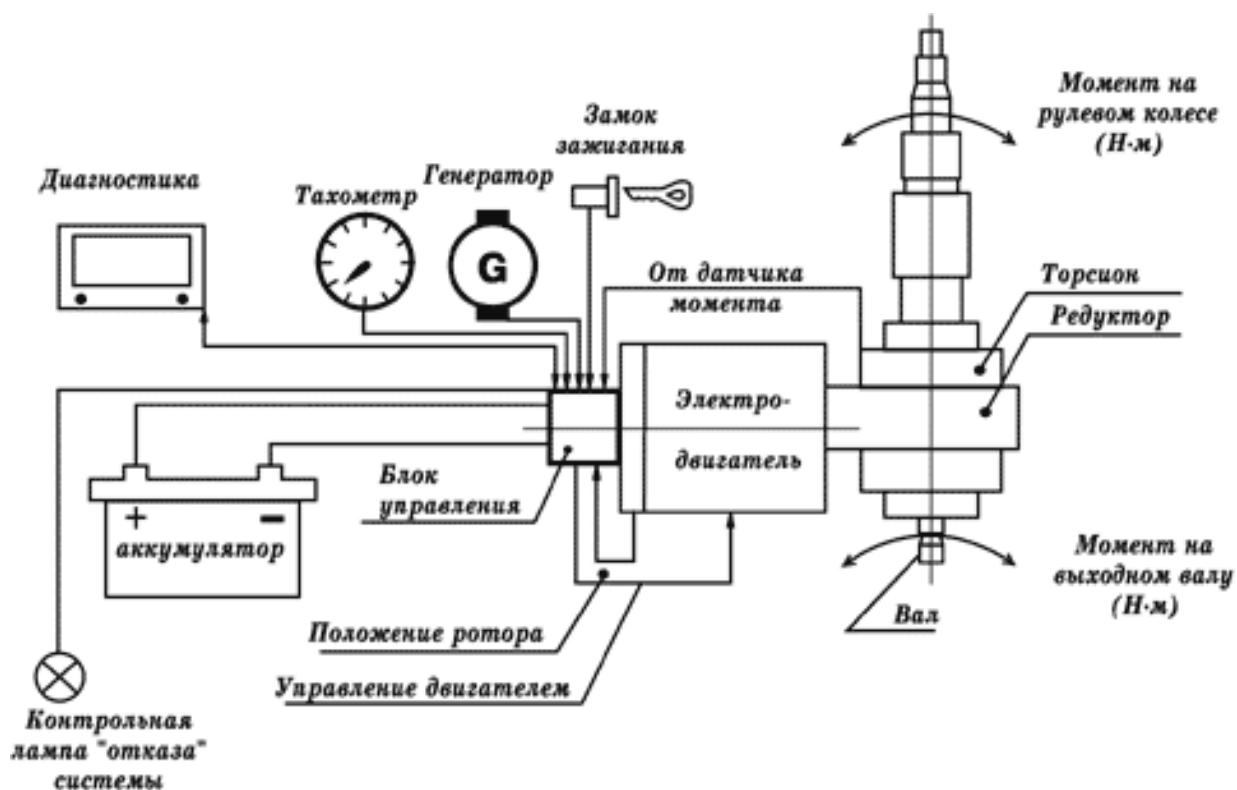
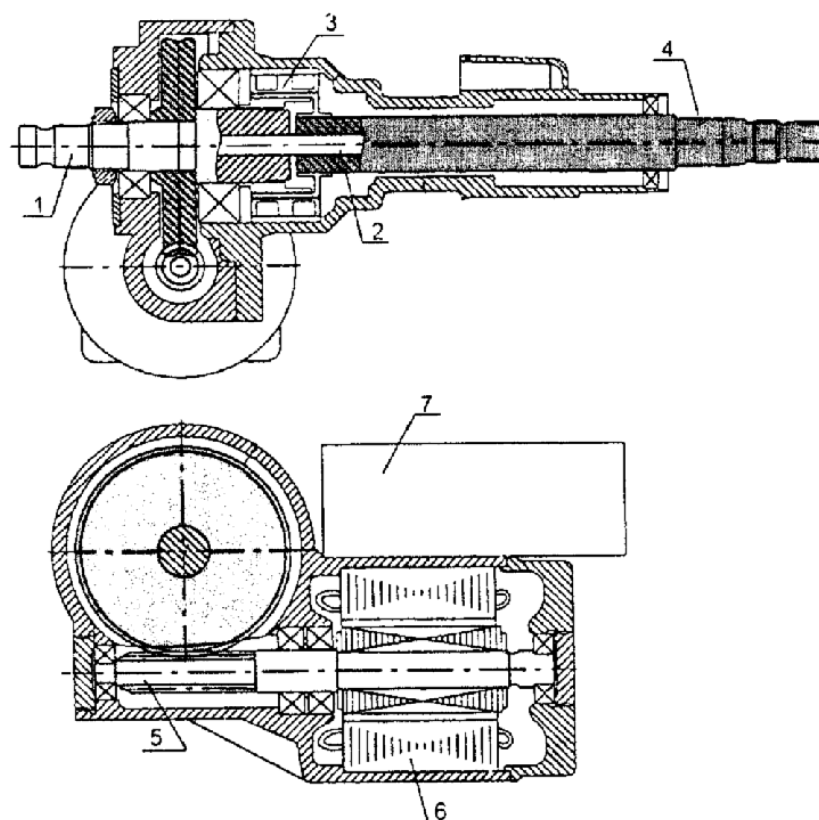


Рисунок 8 – Принципиальная схема электроусилителя

Разработка махачкалинского завода «Авиаагрегат» заключается в том, что «внутри разрезанного рулевого вала встроен торсионный вал (рисунок 9). При вращении руля торсион закручивается, и датчик момента регистрирует взаимное смещение индуктивных катушек, связанных с «ведущей» и

«ведомой» половинками рулевого вала. Чем больше относительное смещение катушек и ниже скорость автомобиля, тем более высокое питающее напряжение подает блок управления к электродвигателю, который через редуктор докручивает рулевой вал, помогая водителю повернуть управляемые колеса» [10].



1 – ведомый вал; 2 – торсионный вал; 3 – датчик момента; 4 – вал рулевого колеса;
5 – червячный редуктор; 6 – электродвигатель; 7 – блок управления

Рисунок 9 – Конструкция электроусилителя рулевого управления

Основные технические характеристики электроусилителя:

- напряжение питания (номинальное) – 12 В;
- максимальный компенсирующий момент $M_{\text{кmax}}$ – 35 Н·м
(соответствует уменьшению усилия на руле с 22 кгс до 3,5 кгс);
- максимальный ток потребления – 55 А;
- масса электромеханизма – 10,5 кг;
- скорость вращения руля, об/сек – до 2.

Неоспоримым достоинством махачкалинского электроусилителя является быстрый монтаж на автомобиль.

Примененный регулируемый бесколлекторный электропривод редуکتивно-индукторного типа позволил создать конкурентоспособную конструкцию наиболее распространенным двигателям постоянного тока благодаря простоте устройства, повышенной надежности, низкой цене и высокому КПД.

«Итак, ныне уже научились рулить по проводам и управлять всеми четырьмя колесами. Довести эти идеи до логического конца разработки «Делфай» попытались в концепции «Экс-стир» (X-Steer) (рисунок 10), где не только разорвали механическую связь между колесами и рулем, но и разъединили колеса, убрав рулевую трапецию» [10].

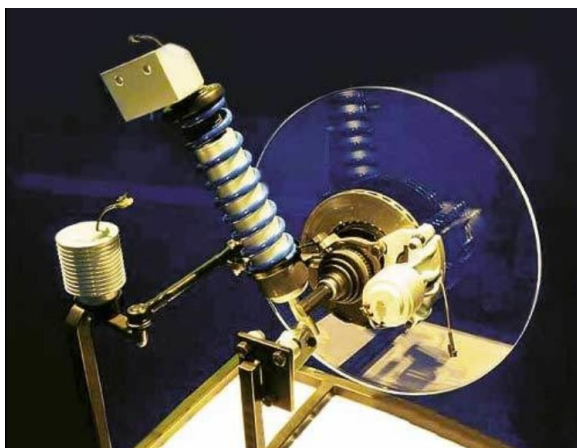


Рисунок 10 – Разъединенная рулевая трапеция «Экс-стир» (X-Steer)

«Внешне все выглядит очень просто: для каждого колеса – свой управляющий электромотор. Никаких продольных и поперечных тяг, полный простор для компоновщиков и радость для автолюбителей. Чтобы отрегулировать сходжение, не требуется даже лезть под машину, лишь достаточно ввести необходимые значения с клавиатуры компьютера в память рулевого управления. Соотношение углов поворота колес выдерживается с электронной точностью для любой базы или колеи» [10].

2 Конструкторская часть

2.1 Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля

Предварительный выбор ориентировочных значений конструктивных параметров проектируемого автомобиля принимаем равными данным аналога – УАЗ-3163.

Максимальный динамический фактор на высшей передаче, $D = 0,082$.

Максимальный коэффициент сопротивления дороги на первой передаче, $\psi_{1max}=0,61$.

Для нахождения процентного соотношения развесовки массы автомобиля по осям воспользуемся данными прототипа (1, 2):

$$q_1 = \frac{m_1}{m_a} \cdot 100\% , \quad (1)$$

$$q_2 = \frac{m_2}{m_a} \cdot 100\% , \quad (2)$$

где m_1 – масса, приходящаяся на переднюю ось автомобиля,

$$m_1 = 1180 \text{ кг};$$

m_2 – масса, приходящаяся на заднюю ось автомобиля, $m_2 = 1640 \text{ кг}$;

m_a – полная масса автомобиля, согласно данным $m_2 = 2750 \text{ кг}$.

Подставляем значение в формулы (1, 2) и получаем:

$$q_1 = \frac{1150}{2750} \cdot 100\% = 41,8\% ,$$

$$q_2 = \frac{1600}{2750} \cdot 100\% = 58,2\% .$$

Полезная масса автомобиля определяется по формуле (3):

$$m_n = (m_{nac.} + m_{bag.}) \cdot n_{ob.}, \quad (3)$$

где $m_{nac.}$ – средняя масса пассажира, $m_{nac.} = 80$ кг;

$m_{bag.}$ – масса багажа на каждого пассажира, $m_{bag.} = 20$ кг;

$n_{ob.}$ – общее число мест, включая водителя.

Подставляем значение в формуле (3) и получаем:

$$m_n = (80 + 20) \cdot 5 = 500 \text{ кг}.$$

Собственная масса автомобиля определяется по формуле (4):

$$m_c = L \cdot \eta_{cm.}, \quad (4)$$

где L – база автомобиля, для УАЗ-3163 $L = 2,76$ м;

$\eta_{cm.}$ – показатель снаряженной массы, определяется по формуле (5):

$$\eta_{cm.} = m_n + \eta_v, \quad (5)$$

где η_v – коэффициент снаряженной массы, для рабочего объема

двигателя автомобиля 2,7 литра $\eta_v = 260 - 326$ кг/чел.

$$\eta_{cm.} = 500 + 316 = 816.$$

Подставляем значения в формулу (4) и получаем:

$$m_c = 2,76 \cdot 816 = 2250 \text{ кг}.$$

Полная масса автомобиля определяется по формуле (6):

$$m_a = m_c + m_n, \quad (6)$$

$$m_a = 2250 + 500 = 2750 \text{ кг}.$$

Распределение массы по осям определяем по формулам (7) и (8) в соответствии с развесовкой, определенной по формуле (1, 2):

$$m_1 = m_a \cdot q_1, \quad (7)$$

$$m_2 = m_a \cdot q_2 \quad (8)$$

Подставляем значения:

$$m_a = 2750 \cdot 41,8\% = 1150 \text{ кг},$$

$$m_a = 2750 \cdot 58,2\% = 1600 \text{ кг}.$$

Тип шин выбираем из условия эксплуатации автомобиля, для этого определяем максимальную нагрузку на одно колесо.

Нагрузка на одно передние и заднее колеса определяется по формулам (9) и (10):

$$G_{k1} = m_1 \cdot \frac{g}{n_1}, \quad (9)$$

$$G_{k2} = m_2 \cdot \frac{g}{n_2}, \quad (10)$$

где m_1 и m_2 – масса, приходящаяся на переднюю и заднюю ось соответственно;

n_1 и n_2 – соответственно число колес на передней и задней оси;

g – ускорение свободного падения.

Подставляем значения в формулы (9) и (10):

$$G_{k1} = 1150 \cdot \frac{9,82}{2} = 5647 \text{ Н},$$

$$G_{k1} = 1600 \cdot \frac{9,82}{2} = 7857 \text{ Н}.$$

Выбираем максимальную нагрузку $G_{k \max} = 7857 \text{ Н}$ и с учетом максимальной скорости движения автомобиля ($V_{amax} = 130 \text{ км/ч}$) подбираем радиальную шину 185/80R15C со следующими параметрами:

- индекс категории скорости – N;
- максимально допустимая скорость $V_{uu} = 140 \text{ км/ч}$;
- максимально допустимая нагрузка $G_k = 8581 \text{ Н}$;
- давление в шине $P_{uu} = 0,44 \text{ МПа}$;
- наружный диаметр $D = 0,674 \text{ м}$;
- ширина профиля шины $B = 0,188 \text{ м}$;
- статический радиус и радиус качения соответственно $r_c = 0,310 \text{ м}$ и $r_k = 0,329 \text{ м}$.

Проверку правильности выбора данной шины производим по действующей нагрузке на шину с учетом скоростного фактора.

Действующая нагрузка определяется по формуле (11):

$$G_{\lambda} = \frac{G_{k \max}}{\xi}, \quad (11)$$

где ξ – коэффициент загрузки шины.

Коэффициент загрузки шины находится в зависимости от коэффициента, характеризующего степень использования допустимой максимальной скорости шины (12):

$$\lambda = \frac{V_{amax}}{V_{uu}}, \quad (12)$$

$$\lambda = \frac{130}{140} = 1,0714.$$

Тогда применяя линейную интерполяцию получаем:

$$\xi = 0,93 + \frac{(1 - 0,93) \cdot (1,1 - 1,0714)}{0,1} = 0,99.$$

Подставим полученное значение в формулу (11) для нахождения действующей нагрузки получаем:

$$G_{\lambda} = \frac{7931}{0,99} = 8011 \text{ Н}.$$

Действующая нагрузка с учетом скоростного фактора меньше максимальной нагрузки допустимой для шины 185/80R15C, следовательно, шина подобрана правильно.

КПД трансмиссии находим как совокупность КПД узлов входящих в трансмиссию автомобиля в соответствии с формулой (13):

$$\eta_{mp} = 0,98^z \cdot 0,97^k \cdot 0,99^n, \quad (13)$$

где z – число пар цилиндрических шестерен, передающих крутящий

момент от двигателя к колесам, $z=3$;

k – число пар конических шестерен, $k=2$;

n – число карданных шарниров (шарниры равных угловых скоростей, передающие крутящий момент управляемым колесам не учитывается), $n=4$.

$$\eta_{mp} = 0,98^3 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^4 = 0,85.$$

Максимальное значение КПД трансмиссии рассчитывается на высшей передаче

$$\eta_{mp\max} = 0,98^2 \cdot 0,97^1 \cdot 0,99^2 = 0,913.$$

Коэффициент сопротивления воздуха определяется по формуле (14):

$$k_{\epsilon} = c_x \cdot \frac{\rho_{\epsilon}}{2}, \quad (14)$$

где c_x – коэффициент обтекаемости, принимаем $c_x = 0,5$ (по аналогу);

ρ_{ϵ} – плотность воздуха при нормальных условиях, $\rho_{\epsilon} = 1,293 \text{ кг/м}^3$.

$$k_{\epsilon} = 0,5 \cdot \frac{1,293}{2} = 0,32.$$

Лобовая площадь автомобиля определяется по формуле (15):

$$A = k_n \cdot B_a \cdot H_a, \quad (15)$$

где k_n – поправочный коэффициент, $k_n = 0,8$;

B_a – габаритная ширина автомобиля, для УАЗ-3163 $B_a = 1,828 \text{ м}$;

H_a – высота автомобиля, для УАЗ-3163 $H_a = 1,935 \text{ м}$.

$$A = 0,8 \cdot 1,828 \cdot 1,935 = 2,83 \text{ м}^2.$$

Мощность, необходимая для движения с заданной максимальной скоростью определяется по формуле (16):

$$P_v = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_v \cdot V_{a\max} + k_{\epsilon} \cdot A \cdot V_{a\max}^3}{1000 \cdot \eta_{mp\max}}, \quad (16)$$

где m_a – полная масса автомобиля;

ψ_v – суммарный коэффициент сопротивления дороги на режиме максимальной скорости, согласно экспериментальным данным принимаем равным 0,018;

$V_{a\max}$ – максимальная скорость автомобиля;

k_e – коэффициент сопротивления воздуха;

A – лобовая площадь автомобиля;

$V_{a\max}^3$ – КПД трансмиссии на высшей передаче.

$$P_v = \frac{2750 \cdot 9,82 \cdot 0,018 \cdot 36,1 + 0,32 \cdot 2,83 \cdot 36,1^3}{1000 \cdot 0,913} = 64,7 \text{ кВт}.$$

Максимальная мощность по условию обеспечения максимальной скорости автомобиля определяем по формуле Лейдермана (17):

$$P_{v\max} = \frac{P_v}{a \cdot \omega_{vp} + b \cdot \omega_{vp}^2 - c \cdot \omega_{vp}^3}, \quad (17)$$

где P_v – мощность, необходимая для движения с заданной скоростью;

a, b, c – эмпирические коэффициенты, в первом приближении принимаем равными $a = b = c = 1$;

ω_{vp} – относительная величина, для карбюраторных двигателей принимаем равной 1,2.

$$P_{v\max} = \frac{64,7}{1 \cdot 1,2 + 1 \cdot 1,2^2 - 1 \cdot 1,2^3} = 70,9 \text{ кВт}.$$

Мощность двигателя по максимальному динамическому фактору на высшей передаче определяется по формуле (18):

$$P_v = \frac{m_a \cdot g \cdot D_{o \max} \cdot \frac{V_{a \max}}{2} + k_\epsilon \cdot A \cdot \frac{V_{a \max}^3}{2^3}}{1000 \cdot \eta_{mp}}, \quad (18)$$

где $D_{o \max}$ – максимальный динамический фактор на высшей передаче;

$V_{a \max}$ – максимальная скорость автомобиля;

k_ϵ – коэффициент сопротивления воздуха;

A – лобовая площадь автомобиля;

η_{mp} – КПД трансмиссии.

$$P_D = \frac{2750 \cdot 9,82 \cdot 0,082 \cdot \frac{36,1}{2} + 0,32 \cdot 2,83 \cdot \frac{36,1^3}{8}}{1000 \cdot 0,913} = 45,7 \text{ кВт.}$$

Максимальную мощность по динамическому фактору на высшей передаче определяем по формуле Лейдермана (19):

$$P_{D \max} = \frac{P_D}{a \cdot \omega_{tp} + b \cdot \omega_{tp}^2 - c \cdot \omega_{tp}^3}, \quad (19)$$

где P_D – мощность по динамическому фактору на высшей передаче;

a, b, c – эмпирические коэффициенты, в первом приближении принимаем равными $a = b = c = 1$;

ω_{tp} – относительная величина, для двигателей принимаем равной 0,5.

$$P_{D \max} = \frac{45,273}{1 \cdot 0,5 + 1 \cdot 0,5^2 - 1 \cdot 0,5^3} = 72,9 \text{ кВт.}$$

За максимальную мощность двигателя принимаем наибольшую мощность, то есть максимальную мощность по динамическому фактору на

высшей передаче $P_{D\max} = 72,9 \text{ кВт}$. Принимаем частоту вращения коленвала двигателя при максимальной мощности: $n_{Pe} = 4000 \text{ мин}^{-1}$.

Момент при максимальной мощности определяем по формуле (20):

$$T_{Pe} = 9550 \cdot \frac{P_{e\max}}{n_{Pe}}, \quad (20)$$

$$T_{Pe} = 9550 \cdot \frac{72,437}{4000} = 172,94 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем частоту вращения коленвала двигателя при максимальном моменте: $n_{Pe} = 2500 \text{ мин}^{-1}$. Максимальный момент, развиваемый двигателем, принимаем исходя из данных аналога и современных тенденций $T_e = 210 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Определяем постоянные коэффициенты для двигателя по формулам (21-23):

$$k_m = \frac{T_{e\max}}{T_{Pe}} = \frac{210}{172,94} = 1,214, \quad (21)$$

$$k_w = \frac{n_{Pe}}{n_{Te}} = \frac{4000}{2500} = 1,6, \quad (22)$$

$$M_3 = k_m - 1 = 1,214 - 1 = 0,214. \quad (23)$$

Определяем значения эмпирических коэффициентов по формулам (24-26):

$$a = 1 - \frac{M_3 \cdot k_w \cdot (2 - k_w)}{(k_w - 1)^2} = 1 - \frac{0,214 \cdot 1,6 \cdot (2 - 1,6)}{(1,6 - 1)^2} = 0,619, \quad (24)$$

$$b = \frac{2 \cdot M_3 \cdot k_w}{(k_w - 1)^2} = \frac{2 \cdot 0,214 \cdot 1,6}{(1,6 - 1)^2} = 1,902, \quad (25)$$

$$c = M_3 \cdot \left(\frac{k_w}{k_w - 1} \right)^2 = 0,214 \cdot \left(\frac{1,6}{1,6 - 1} \right)^2 = 1,521. \quad (26)$$

где $a + b - c = 0,619 + 1,9 - 1,521 = 1$, так как условие проверки выполняется, можно сделать вывод: расчет максимальной мощности и выбор основных параметров двигателя сделаны правильно.

Передаточное число главной передачи рассчитывается из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля по формуле (27):

$$U_o = \frac{\omega_{Pe} \cdot r_k}{U_{\kappa n} \cdot V_{a \max}}, \quad (27)$$

где r_k – радиус качения колеса автомобиля;

$U_{\kappa n}$ – передаточное число высшей передачи КПП. Для обеспечения лучших тягово – скоростных и топливно – экономических свойств принимаем ускоряющую высшую передачу с $U_{\kappa n} = 0,82$ (по аналогу);

$V_{a \max}$ – заданная максимальная скорость автомобиля;

ω_{Pe} – скорость вращения коленвала двигателя, соответствующая заданной максимальной скорости автомобиля определяется по формуле (28):

$$\omega_{Pe} = n_{Pe} \cdot \frac{\pi}{30} = 4000 \cdot \frac{3,14}{30} = 418,88 \text{ рад/с}, \quad (28)$$

$$U_o = \frac{418,88 \cdot 0,316}{0,82 \cdot 36,1} = 4,471.$$

Передаточное число первой передачи рассчитывается из условия преодоления заданного (для первой передачи) максимального

сопротивления дороги, характеризующегося суммарным коэффициентом сопротивления дороги.

Передаточное число первой передачи, предварительно (без учета раздаточной коробки), рассчитывается по формуле (29):

$$U_1 = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_{1\max} \cdot r_\partial}{T_e \cdot U_o \cdot \eta_{mp} \cdot k_p}, \quad (29)$$

где m_a – полная масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения;

$\psi_{1\max}$ – суммарный коэффициент сопротивления дороги на первой передаче;

r_∂ – динамический радиус колеса автомобиля, для упрощения расчетов принимаем равным статическому радиусу колеса;

T_e – максимальный крутящий момент двигателя;

U_o – передаточное число главной передачи;

η_{mp} – КПД трансмиссии;

k_p – коэффициент коррекции, принимаем равным 0,95.

$$U_1 = \frac{2480 \cdot 9,82 \cdot 0,61 \cdot 0,310}{210 \cdot 4,471 \cdot 0,85 \cdot 0,95} = 6,074.$$

Определяем передаточное число низшей передачи раздаточной коробки по формуле (30):

$$U_{PK2} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_{1\max} \cdot r_\partial}{T_{\max} \cdot U_o \cdot U_1 \cdot \eta_{mp} \cdot k_p \cdot \psi}, \quad (30)$$

где m_a – полная масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения;

$\psi_{1\max}$ – суммарный коэффициент сопротивления дороги на первой

передаче;

r_o – динамический радиус колеса автомобиля, для упрощения расчетов принимаем равным статическому радиусу колеса;

$T_{\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя;

U_o – передаточное число главной передачи;

U_1 – передаточное число первой передачи;

η_{mp} – КПД трансмиссии;

k_p – коэффициент коррекции, принимаем равным 0,95;

ψ – коэффициент сопротивления дороги, из условия отсутствия буксования шины принимаем равным 0,55.

$$U_{PK2} = \frac{2480 \cdot 9,82 \cdot 0,61 \cdot 0,310}{210 \cdot 4,471 \cdot 6,074 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,55} = 1,497.$$

Передаточное число первой передачи с учетом раздаточной коробки определяется по формуле (31):

$$U_1 = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_{1\max} \cdot r_o}{T_{\max} \cdot U_o \cdot U_{PK2} \cdot \eta_{mp} \cdot k_p}, \quad (31)$$

где m_a – полная масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения;

$\psi_{1\max}$ – суммарный коэффициент сопротивления дороги на первой передаче;

r_o – динамический радиус колеса автомобиля, для упрощения расчетов принимаем равным статическому радиусу колеса;

$T_{\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя;

U_o – передаточное число главной передачи;

U_{PK2} – передаточное число низшей передачи раздаточной коробки;

η_{mp} – КПД трансмиссии;

k_p – коэффициент коррекции, принимаем равным 0,95;

$$U_1 = \frac{2480 \cdot 9,82 \cdot 0,61 \cdot 0,310}{210 \cdot 4,471 \cdot 1,497 \cdot 0,85 \cdot 0,95} = 4,057.$$

Передаточное число первой передачи должно быть проверено по условию сцепления с дорогой. Максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем $\alpha = 30^\circ$, а коэффициент сцепления шины с дорогой составляет $\phi_x = 0,8$.

Передаточное число первой передачи по условию сцепления с дорогой должно быть больше значения рассчитанного ранее (формула 32):

$$\frac{F_c \cdot r_k}{T_{\max} \cdot U_o \cdot U_{pk} \cdot \eta_{mp} \cdot k_p} > U_1, \quad (32)$$

где r_k – радиус качения колеса автомобиля;

$T_{\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя;

U_o – передаточное число главной передачи;

η_{mp} – КПД трансмиссии;

k_p – коэффициент коррекции;

F_c – сила тяги по сцеплению, определяется по формуле (33):

$$F_c = R_z \cdot \phi_x, \quad (33)$$

где R_z – нормальная сила, приходящаяся на колеса автомобиля, определяется по формуле (34);

ϕ_x – коэффициент сцепления шины с дорогой, $\phi_x = 0,8$.

$$R_z = m_a \cdot g \cdot \cos(\alpha), \quad (34)$$

где m_a – полная масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения;

α – максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем.

$$R_z = 2480 \cdot 9,82 \cdot \cos(30^\circ) = 21090,8 \text{ Н},$$

$$F_c = 21090,8 \cdot 0,8 = 16872,6 \text{ Н},$$

$$\frac{16872,6 \cdot 0,316}{210 \cdot 4,471 \cdot 1,497 \cdot 0,85 \cdot 0,95} = 4,697 > 4,057.$$

Условие выполняется, значит, расчет передаточного числа первой передачи выполнен правильно.

Передаточные числа остальных передач рассчитываем из тех соображений, что общий ряд передаточных чисел должен представлять собой геометрическую прогрессию или гармонический ряд, а также учитывая, что КП является пятиступенчатой с четвертой прямой передачей и высшей ускоряющей.

Расчет ведем по следующим формулам (35, 36).

$$U_i = \sqrt[n-i]{(U_1)^{n-i} \cdot (1)^{i-1}}, \quad (35)$$

$$U_i = \frac{U_1}{(i-1) \cdot \frac{U_1-1}{n-1} + 1}, \quad (36)$$

Результаты расчета сводим в таблицу 1.

Таблица 1 – Расчет передаточных чисел КПП

№ передачи	1	2	3	4	5	1p	2p	3p	4p	5p
Геометрическая прогрессия	4,06	2,54	1,59	1	0,82	6,08	3,80	2,38	1,49	1,23
Гармонический ряд	4,06	2,00	1,34	1	0,82	6,08	2,99	2,01	1,49	1,23

Наиболее приближенны значения передаточных чисел КПП к прототипу у геометрической прогрессии. Поэтому принимаем передаточные числа КПП: $U_1 = 4,06$; $U_2 = 2,54$; $U_3 = 1,59$; $U_4 = 1$; $U_5 = 0,82$.

Скорость вращения коленвала двигателя автомобиля определяется по формуле (37):

$$\omega_e = n_e \cdot \frac{\pi}{30}, \quad (37)$$

Зависимость мощности двигателя и крутящего момента от угловой скорости вращения описывается следующими выражениями, соответственно (38, 39):

$$P_e(\omega_e) = P_{e\max} \cdot \left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_{Pe}} + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{Pe}} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{Pe}} \right)^3 \right], \quad (38)$$

$$T_e(\omega_e) = \frac{P_e(\omega_e)}{\omega_e} \cdot 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (39)$$

где $P_{e\max}$ – максимальная мощность двигателя;

ω_{Pe} – угловая скорость вращения коленвала двигателя при максимальной мощности;

a, b, c – коэффициенты эмпирического уравнения.

Результаты расчетов сводим в таблицу 2 и по этим данным строим график внешней скоростной характеристики (рисунок 11).

Таблица 2 – Внешняя скоростная характеристика

$n, \text{ мин}^{-1}$	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
$\omega_e, \text{ рад/с}$	104,7	157,1	209,4	261,8	314,2	366,5	418,9	471,2
$P_e, \text{ кВт}$	18,1	30,4	43,1	54,9	64,7	70,9	72,4	67,9
$T_e, \text{ Н} \cdot \text{м}$	172,8	193,4	205,7	209,9	205,8	193,5	172,9	144,2

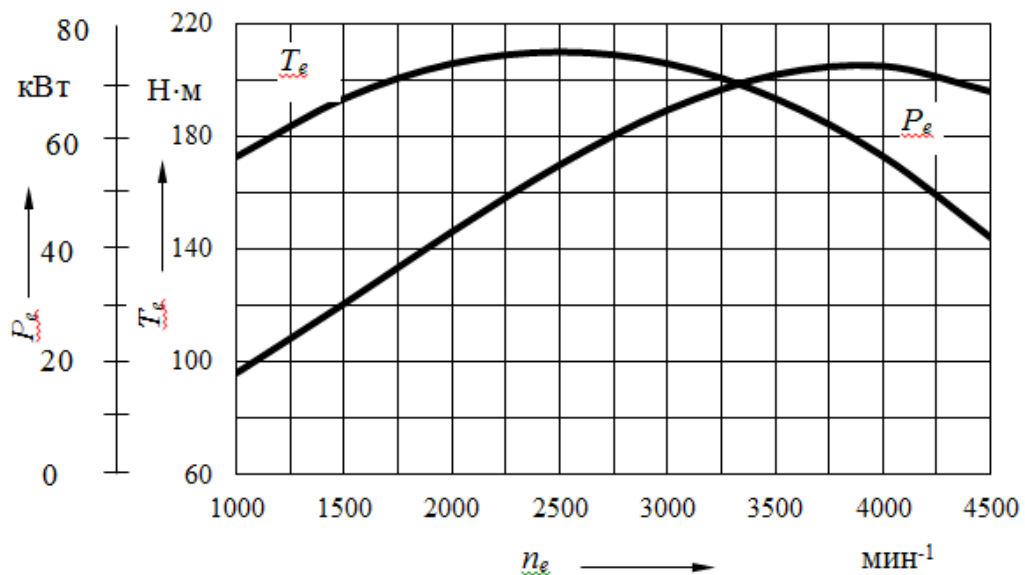


Рисунок 11 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

Динамическая характеристика есть зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах. В каждой расчетной точке на каждой передаче динамический фактор рассчитывается по формуле (40):

$$D = \frac{F_c}{m_a \cdot g}, \quad (40)$$

где F_c – свободная сила;

m_a – полная масса автомобиля;

Свободная сила находится как разность между силой тяги автомобиля и силой сопротивления оказываемой воздухом при движении автомобиля определяется по формуле (41):

$$F_c = F_t - F_w, \quad (41)$$

где F_t – сила тяги автомобиля, определяется по формуле (42);

F_w – сила сопротивления воздуха, определяется по формуле (43):

$$F_t = T_e \cdot U_o \cdot U_i \cdot \frac{\eta_{mp}}{r_o}, \quad (42)$$

где T_e – крутящий момент двигателя;

U_o – передаточное число главной передачи;

U_i – передаточное число КПП на i -ой передачи;

η_{mp} – КПД трансмиссии;

r_o – динамический радиус колеса автомобиля.

$$F_w = k_e \cdot A \cdot V_a^2, \quad (43)$$

где k_e – коэффициент сопротивления воздуха;

A – лобовая площадь автомобиля;

V_a – скорость движения автомобиля, определяется по формуле (44):

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_k}{U_o \cdot U_i}. \quad (44)$$

Для построения графика мощностного баланса необходимо рассчитать тяговую мощность, мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивления воздуха и мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивления качению по следующим формулам (45-47) соответственно:

$$P_t = F_t \cdot \frac{V_a}{1000}, \quad (45)$$

$$P_w = F_w \cdot \frac{V_a}{1000}, \quad (46)$$

$$P_k = m_a \cdot g \cdot [f_o + 7 \cdot 10^{-6} \cdot V_a^2] \cdot \frac{V_a}{1000}, \quad (47)$$

где F_t – сила тяги;

F_w – сила сопротивления воздуха;

f_o – коэффициент сопротивления качению при малой скорости движения автомобиля, принимаем $f_o = 0,018$.

Так как мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, при небольших скоростях имеет малые значения, то целесообразно ее рассчитывать только на высшей передаче.

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты тягового расчета

Передача	n , мин-1	ω , рад/ с	V_a , м/с	F_t , Н	F_w , Н	F_c , Н	D	P_t , кВт	P_w , кВт	P_k , кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1000	104,7	1,8	9106	3,0	9103	0,374	16,7	0,005	0,8
	1500	157,1	2,7	10192	6,8	10185	0,418	27,9	0,019	1,2
	2000	209,4	3,7	10840	12,1	10828	0,445	39,5	0,044	1,6
	2500	261,8	4,6	11062	18,8	11043	0,453	50,4	0,086	2,0
	3000	314,3	5,8	10840	27,1	10813	0,444	59,3	0,148	2,4
	3500	366,5	6,4	10198	36,9	10161	0,417	65,1	0,235	2,8
	4000	418,9	7,3	9112	48,2	9064	0,372	66,4	0,351	3,3
2	1000	104,7	2,9	5697	7,7	5689	0,234	16,6	0,022	1,3
	1500	157,1	4,4	6376	17,3	6359	0,261	27,9	0,076	1,9
	2000	209,4	5,8	6782	30,8	6751	0,277	39,5	0,179	2,6
	2500	261,8	7,3	6920	48,1	6872	0,282	50,4	0,35	3,3
	3000	314,2	8,74	6782	69,2	6712	0,276	59,3	0,605	4,0
	3500	366,5	10,2	6380	94,2	6286	0,258	65,1	0,961	4,7
	4000	418,9	11,6	5700	123	5578	0,229	66,4	1,434	5,4
3	1000	104,7	4,7	3566	19,6	3547	0,146	16,6	0,091	2,1
	1500	157,1	7,0	3992	44,2	3947	0,162	27,9	0,308	3,1
	2000	209,4	9,3	4245	78,5	4167	0,171	39,5	0,731	4,2
	2500	261,8	11,6	4332	123	4209	0,173	50,4	1,427	5,4
	3000	314,2	13,9	4245	177	4069	0,167	59,3	2,466	6,6
	3500	366,5	16,3	3994	240	3753	0,154	65,1	3,916	7,9
	4000	418,9	18,6	3568	314	3254	0,134	66,4	5,846	9,3
4	1000	104,7	7,4	2243	49,6	2193	0,09	16,6	0,367	3,3
	1500	157,1	11,1	2510	112	2399	0,098	27,9	1,239	5,1
	2000	209,4	14,8	2670	198	2472	0,101	39,5	2,937	7,0
	2500	261,8	18,5	2725	310	2415	0,099	50,4	5,737	9,2
	3000	314,2	22,2	2670	446	2224	0,091	59,3	9,914	11,6
	3500	366,5	25,9	2512	608	1904	0,1	65,1	15,7	14,3
	4000	418,9	29,6	2244	794	1451	0,1	66,4	23,5	17,4

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
5	1000	104,7	9,03	1839	73,8	1765	0,072	16,6	0,666	4,1
	1500	157,1	13,5	2059	166	1893	0,078	27,87	2,248	6,4
	2000	209,4	18,1	2189	295	1894	0,078	39,52	5,327	8,9
5	2500	261,8	22,6	2234	461	1773	0,073	50,41	10,41	11,85
	3000	314,2	27,1	2189	664	1525	0,063	59,27	17,98	15,25
	3500	366,5	31,6	2060	904	1156	0,047	65,06	28,55	19,22
	4000	418,9	36,1	1840	1180	659,9	0,027	66,44	42,62	23,85
1p	1000	104,7	1,22	13637	1,3	13636	0,56	16,6	0,002	0,534
	1500	157,1	1,83	15263	3	15260	0,627	27,87	0,006	0,801
	2000	209,4	2,43	16234	5,4	16229	0,666	39,52	0,013	1,07
	2500	261,8	3,04	16565	8,4	16557	0,68	50,41	0,026	1,339
	3000	314,2	3,65	16234	12	16222	0,666	59,27	0,044	1,609
	3500	366,5	4,26	15271	16	15255	0,626	65,06	0,07	1,881
	4000	418,9	4,87	13645	21	13624	0,559	66,44	0,105	2,154
2p	1000	104,7	1,95	8523	3,4	8520	0,35	16,6	0,007	0,855
	1500	157,1	2,92	9539	7,7	9532	0,391	27,87	0,023	1,285
	2000	209,4	3,9	10146	14	10132	0,416	39,52	0,054	1,718
	2500	261,8	4,87	10353	21	10332	0,424	50,41	0,105	2,154
	3000	314,2	5,84	10146	31	10115	0,415	59,27	0,181	2,595
	3500	366,5	6,82	9544	42	9502	0,39	65,06	0,287	3,042
	4000	418,9	7,79	8528	55	8473	0,348	66,44	0,428	3,496
3p	1000	104,7	3,11	5338	8,8	5330	0,219	16,6	0,027	1,368
	1500	157,1	4,66	5975	20	5955	0,245	27,87	0,092	2,062
	2000	209,4	6,22	6355	35	6320	0,259	39,52	0,218	2,767
	2500	261,8	7,77	6484	55	6430	0,264	50,41	0,426	3,488
	3000	314,2	9,33	6355	79	6276	0,258	59,27	0,735	4,228
	3500	366,5	10,9	5978	107	5871	0,241	65,06	1,168	4,991
	4000	418,9	12,4	5341	140	5201	0,214	66,44	1,743	5,781
4p	1000	104,7	4,97	3342	22	3320	0,136	16,6	0,111	2,198
	1500	157,1	7,45	3740	50	3690	0,152	27,87	0,375	3,337
	2000	209,4	9,93	3978	89	3889	0,16	39,52	0,888	4,522
	2500	261,8	12,4	4060	140	3920	0,161	50,41	1,734	5,77
	3000	314,2	14,9	3978	201	3777	0,155	59,27	2,997	7,097
	3500	366,5	17,4	3742	274	3469	0,142	65,06	4,759	8,517
	4000	418,9	19,9	3344	358	2986	0,123	66,44	7,104	10,05
5p	1000	104,7	6,07	2736	33	2703	0,111	16,6	0,202	2,697
	1500	157,1	9,1	3063	75	2988	0,123	27,87	0,682	4,118
	2000	209,4	12,1	3257	133	3124	0,128	39,52	1,618	5,623
	2500	261,8	15,2	3324	208	3116	0,128	50,41	3,159	7,243
	3000	314,2	18,2	3257	300	2957	0,121	59,27	5,46	9,006
	3500	366,5	21,3	3064	408	2656	0,109	65,06	8,67	10,94
	4000	418,9	24,3	2738	533	2205	0,091	66,44	12,94	13,07

По результатам расчетов строим графики (рисунки 12, 13, 14).

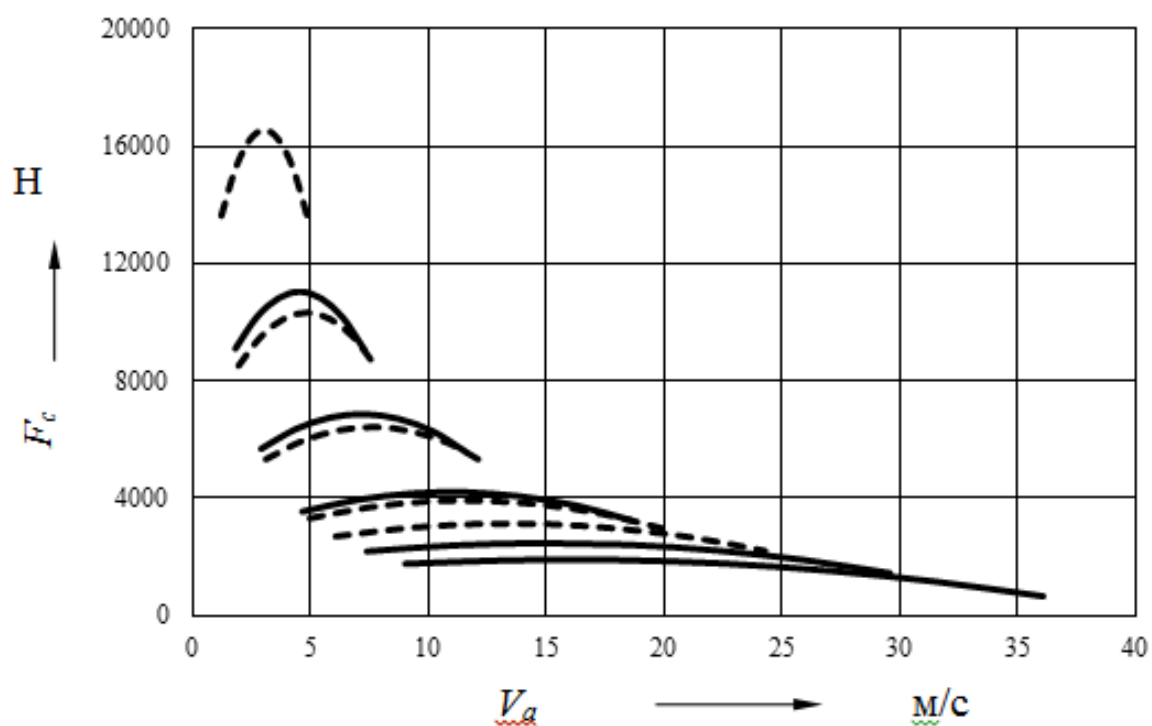


Рисунок 12 – Тяговая характеристика автомобиля

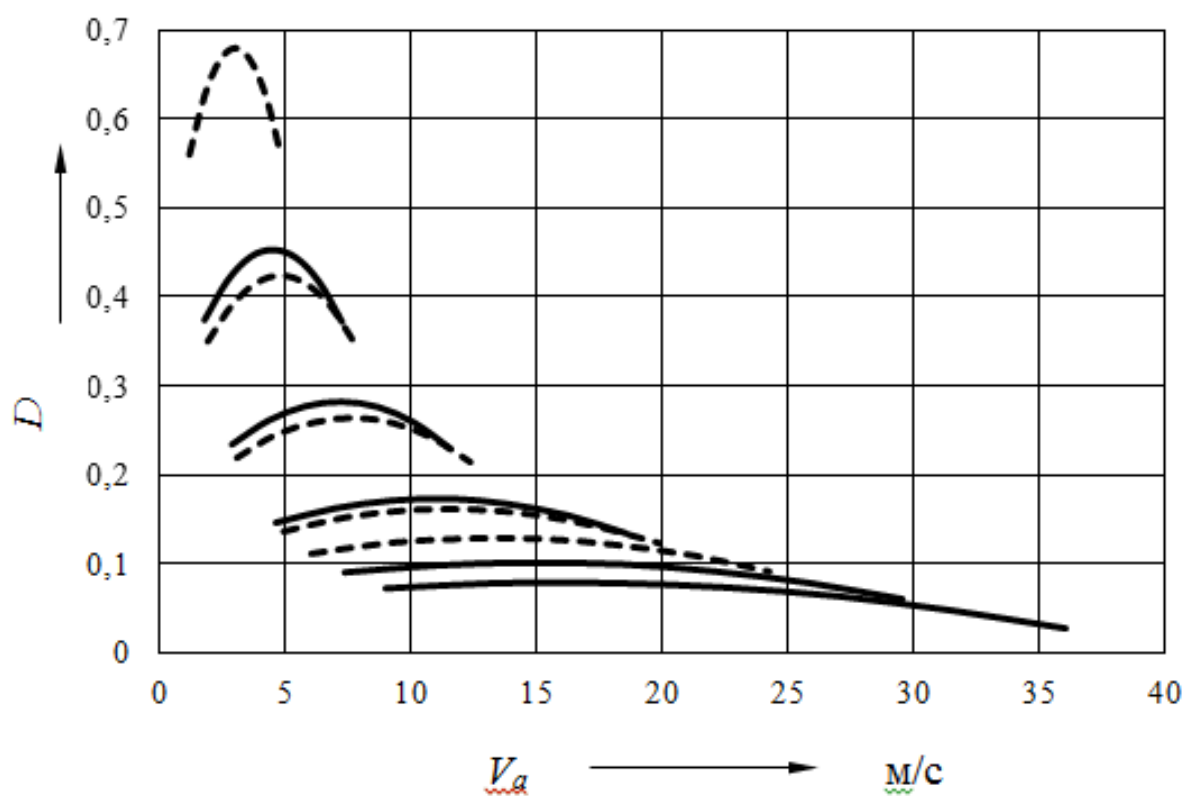


Рисунок 13 – Динамическая характеристика автомобиля

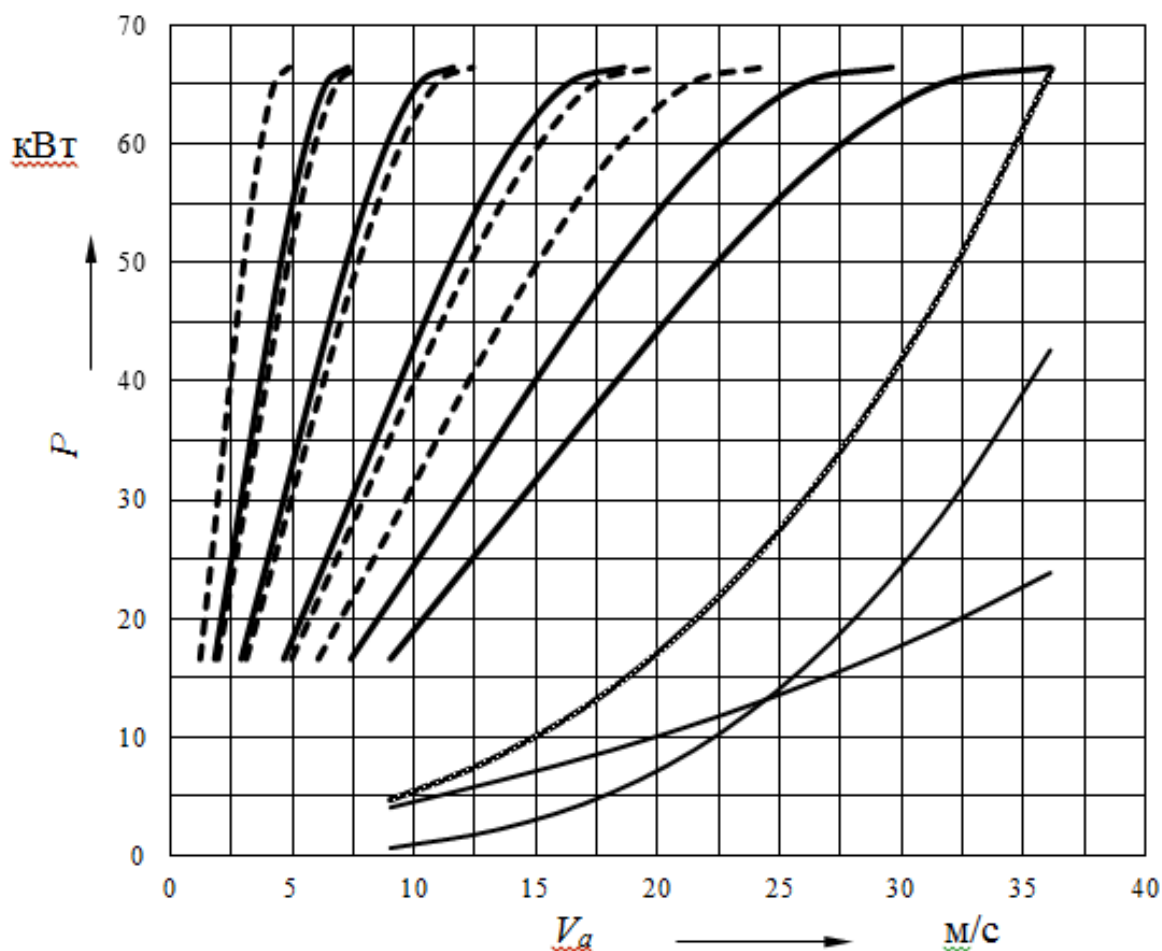


Рисунок 14 – Мощностной баланс автомобиля

Ускорение автомобиля в каждой расчетной точке определяется по формуле (48):

$$J = (D - \psi) \cdot \frac{g}{\delta_{ер}}, \quad (48)$$

где D – динамический фактор;

ψ – коэффициент сопротивления дороги, при расчете ускорения на всех передачах значение ψ принимается равным коэффициенту сопротивления качению f ;

$\delta_{ер}$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля, определяется по формуле (49):

$$\delta_{ep} = 1 + \frac{I_M \cdot U_{mp}^2 \cdot \eta_{mp} + \Sigma I_k}{m_a \cdot r_k \cdot r_\phi}, \quad (49)$$

где I_M – момент инерции маховика двигателя и деталей трансмиссии, связанных с ним (принимается равным данным аналога $I_M = 0,36 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$);
 ΣI_k – суммарный момент инерции колес (принимается $\Sigma I_k = 11,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$).

Результаты расчетов сводим в таблицу 4.

Таблица 4 – Ускорения автомобиля и величины обратные ускорению

Передача	1	2	3	4	5	1р	2р	3р	4р	5р
δ_{ep}	1,48	1,22	1,11	1,07	1,07	2,01	1,42	1,2	1,11	1,09
$n, \text{ мин}^{-1}$	$J, \text{ м/с}^2$									
1000	2,36	1,74	1,12	0,66	0,5	2,65	2,29	1,65	1,05	0,84
1500	2,66	1,96	1,27	0,73	0,54	2,97	2,57	1,86	1,18	0,94
2000	2,84	2,09	1,34	0,75	0,53	3,17	2,74	1,98	1,25	0,99
2500	2,89	2,13	1,36	0,72	0,47	3,23	2,8	2,02	1,26	0,98
3000	2,83	2,08	1,3	0,64	0,36	3,16	2,74	1,96	1,2	0,91
3500	2,65	1,93	1,18	0,51	0,21	2,97	2,56	1,83	1,09	0,79
4000	2,35	1,7	1	0,32	0	2,64	2,27	1,6	0,9	0,62
$n, \text{ мин}^{-1}$	$1 / J, \text{ с}^2/\text{м}$									
1000	0,42	0,57	0,89	1,53	2,01	0,38	0,44	0,61	0,95	1,19
1500	0,38	0,51	0,79	1,37	1,86	0,34	0,39	0,54	0,85	1,06
2000	0,35	0,48	0,74	1,33	1,89	0,32	0,36	0,5	0,8	1,01
2500	0,35	0,47	0,74	1,39	2,12	0,31	0,36	0,5	0,79	1,02
3000	0,35	0,48	0,77	1,57	2,75	0,32	0,37	0,51	0,83	1,09
3500	0,38	0,52	0,84	1,97	4,83	0,34	0,39	0,55	0,92	1,26
4000	0,43	0,59	1	3,09	–	0,38	0,44	0,63	1,11	1,62

По данным таблицы строим графики ускорений автомобиля (рисунки 15, 16).

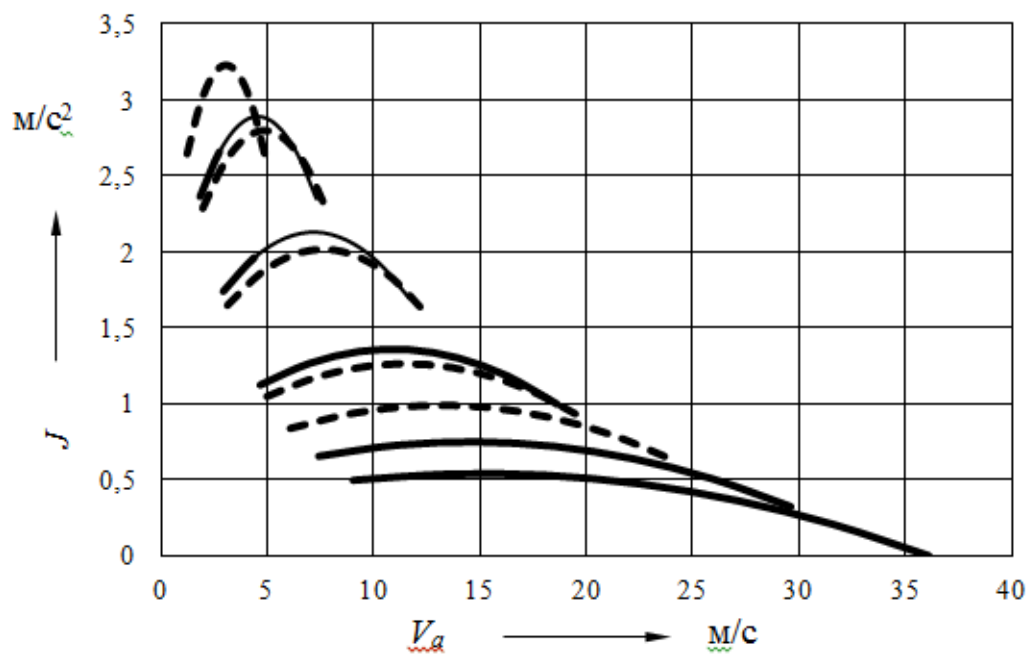


Рисунок 15 – График ускорений автомобиля

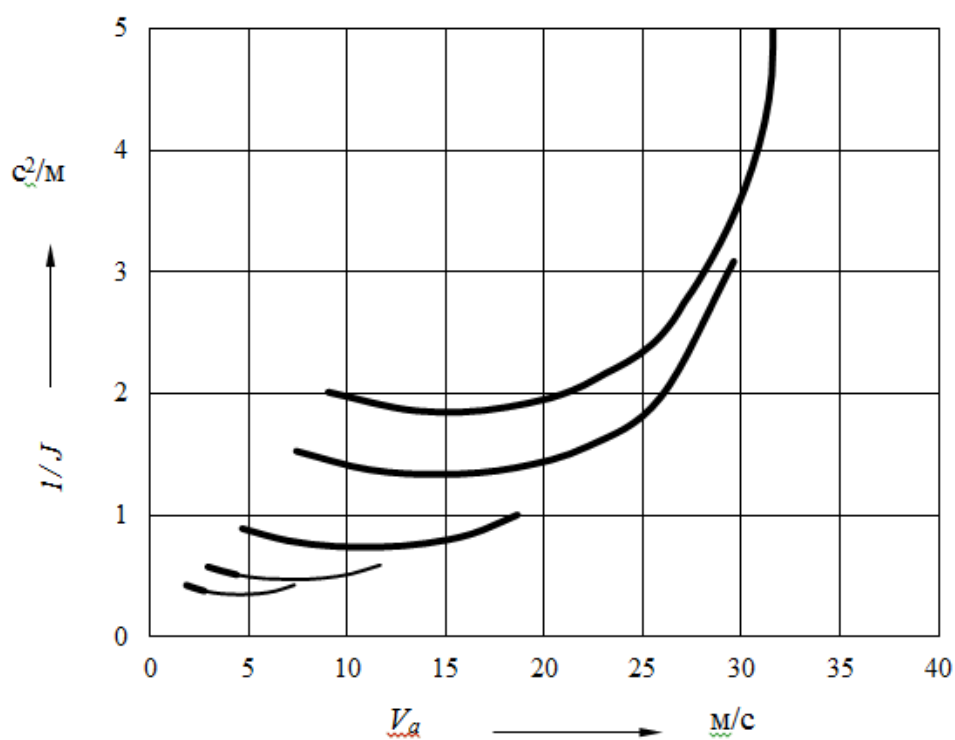


Рисунок 16 – График величин обратных ускорениям

Расчет времени разгона автомобиля основан на определении как первой производной от скорости по времени $J = dV/dt$, отсюда время разгона в конечном интервале изменения скоростей выражается как

определенный интеграл (формула 50):

$$t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{J}. \quad (50)$$

Методика расчета пути разгона аналогична той, что использовалась для расчета времени разгона. Скорость есть первая производная от пути по времени, следовательно, путь разгона автомобиля в конечном интервале скорости определится из выражения (формула 51):

$$S = \int_{t_1}^{t_2} V \cdot dt. \quad (51)$$

Результат расчета сводим в таблицу 5.

Таблица 5 – Расчет времени и пути разгона

Передача	Единицы измерения	№ интервала					
		1	2	3	4	5	6
1	V_{cp} , м/с	2,279	3,19	4,102	5,013	5,925	6,836
	t , с	0,363	0,695	1,013	1,331	1,664	2,028
	S , м	0,827	1,058	1,305	1,597	1,97	2,491
2	V_{cp} , м/с	3,642	5,099	6,556	8,013	9,47	10,93
	t , с	0,787	1,506	2,196	2,888	3,615	4,418
	S , м	2,866	3,665	4,525	5,55	6,882	8,772
3	V_{cp} , м/с	5,819	8,146	10,47	12,8	15,13	17,46
	t , с	1,946	3,728	5,451	7,202	9,074	11,21
	S , м	11,33	14,52	18,05	22,41	28,32	37,24
4	V_{cp} , м/с	9,252	12,95	16,65	20,35	24,05	27,76
	t , с	5,349	10,36	15,39	20,84	27,3	36,2
	S , м	49,48	64,87	83,87	110,9	155,3	247,1
5	V_{cp} , м/с	11,28	15,8	20,31	24,82	29,33	33,85
	t , с	8,715	17,16	26,17	36,96	52,75	96,38
	S , м	98,33	133,4	182,9	267,8	463,4	1477

По рассчитанным данным строим графики 17 и 18.

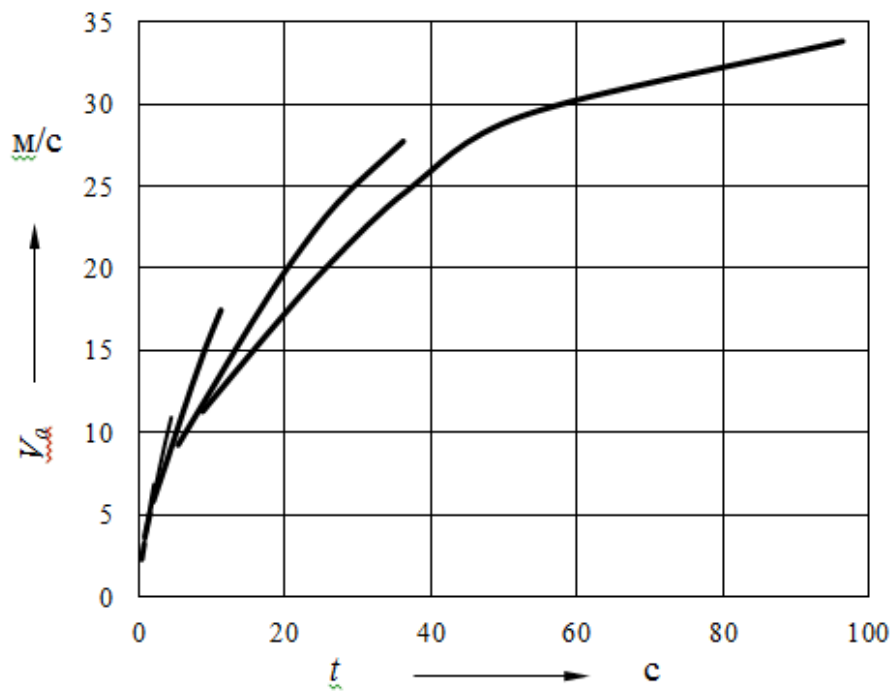


Рисунок 17 – График времени разгона

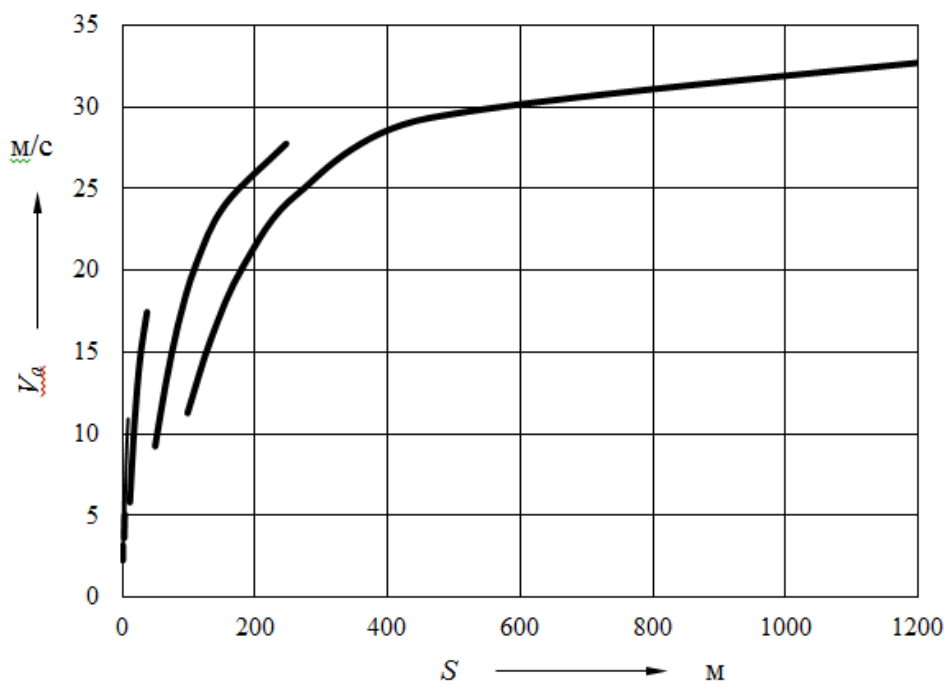


Рисунок 18 – График пути разгона

Топливную экономичность автомобиля будем оценивать с помощью путевого расхода топлива на различных передачах по формуле (52):

$$Q_s = \frac{g_{ePe} \cdot k_u \cdot k_w \cdot (P_\psi + P_w)}{36 \cdot V_a \cdot \rho \cdot \eta_{mp}}. \quad (52)$$

где g_{ePe} – удельный расход топлива при максимальной мощности

двигателя, принимаем равным 313 г/кВт ч;

k_u – коэффициент, учитывающий влияние, на расход топлива, степени использования мощности двигателя, определяется по формуле (53);

k_w – коэффициент, учитывающий влияние, на расход топлива, степень использования скоростного режима двигателя;

V_a – скорость движения автомобиля;

P_w – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

P_ψ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги, определяется по формуле (54);

ρ – плотность топлива, для бензина принимаем равным 0,71 кг/дм³;

η_{mp} – КПД трансмиссии.

$$k_w = 3,27 - 8,22 \cdot u + 9,13 \cdot u^2 - 3,18 \cdot u^3, \quad (53)$$

$$u = \frac{P_\psi + P_w}{\eta_{mp} \cdot P_e},$$

$$k_w = 1,25 - 0,99 \cdot e + 0,88 \cdot e^2 - 0,24 \cdot e^3,$$

$$e = \frac{\omega_e}{\omega_{Pe}},$$

$$P_\psi = \psi \cdot m_a \cdot g \cdot V_a \cdot 10^{-3}, \quad (54)$$

где ψ – коэффициент сопротивления дороги, принимается равным для

различных передач $\psi_1 = 0,114$; $\psi_2 = 0,08$; $\psi_3 = 0,06$; $\psi_4 = 0,04$;

$\psi_5 = 0,02$.

Результаты расчетов сводим в таблицу 6.

Таблица 6 – Путевой расход топлива

ψ	V , км/ч	e	u	k_w	k_u	Q_s , л/100км
1	2	3	4	5	6	7
0,114	1,82	0,25	0,2993	1,0538	1,5424	59,241
	2,73	0,375	0,2679	0,9898	1,662	60,059
	3,65	0,5	0,253	0,945	1,7232	59,563
	4,56	0,625	0,2485	0,9164	1,7422	58,544
	5,47	0,75	0,2541	0,9013	1,7185	56,966
	6,38	0,875	0,2713	0,8967	1,6486	54,571
	7,29	1	0,3046	0,9	1,5233	50,82
0,08	2,91	0,25	0,349	1,0538	1,378	38,603
	4,37	0,375	0,3139	0,9898	1,4912	39,437
	5,83	0,5	0,2972	0,945	1,5499	39,4
	7,28	0,625	0,2936	0,9164	1,563	38,869
	8,74	0,75	0,3028	0,9013	1,53	37,815
	10,2	0,875	0,3262	0,8967	1,4498	36,096
	11,6	1	0,3683	0,9	1,3222	33,514
0,06	4,66	0,25	0,4232	1,0538	1,1855	25,144
	4,66	0,25	0,4232	1,0538	1,1855	25,144
	6,98	0,375	0,3839	0,9898	1,28	25,925
	9,31	0,5	0,3693	0,945	1,3194	26,096
	11,6	0,625	0,3713	0,9164	1,3138	25,928
	13,9	0,75	0,3911	0,9013	1,2614	25,324
	16,3	0,875	0,4343	0,8967	1,1617	24,096
	18,6	1	0,5061	0,9	1,0361	22,509
0,04	7,4	0,25	0,4646	1,0538	1,1028	16,172
	11,1	0,375	0,4404	0,9898	1,1491	16,788
	14,8	0,5	0,4471	0,945	1,1357	17,108
	18,5	0,625	0,4801	0,9164	1,0761	17,218
	22,2	0,75	0,5417	0,9013	0,9909	17,251
	25,9	0,875	0,6417	0,8967	0,9145	17,639
	29,6	1	0,8023	0,9	0,9097	19,685
0,02	9,03	0,25	0,3106	1,0538	1,5024	12,07
	13,5	0,375	0,3225	0,9898	1,4621	12,86
	18,1	0,5	0,3645	0,945	1,3329	13,384
	22,6	0,625	0,4329	0,9164	1,1645	13,753
	27,1	0,75	0,5356	0,9013	0,9978	14,072
	31,6	0,875	0,6884	0,8967	0,9006	15,274
	36,1	1	0,9231	0,9	0,9606	19,611

По результатам расчетов строим график (рисунок 19).

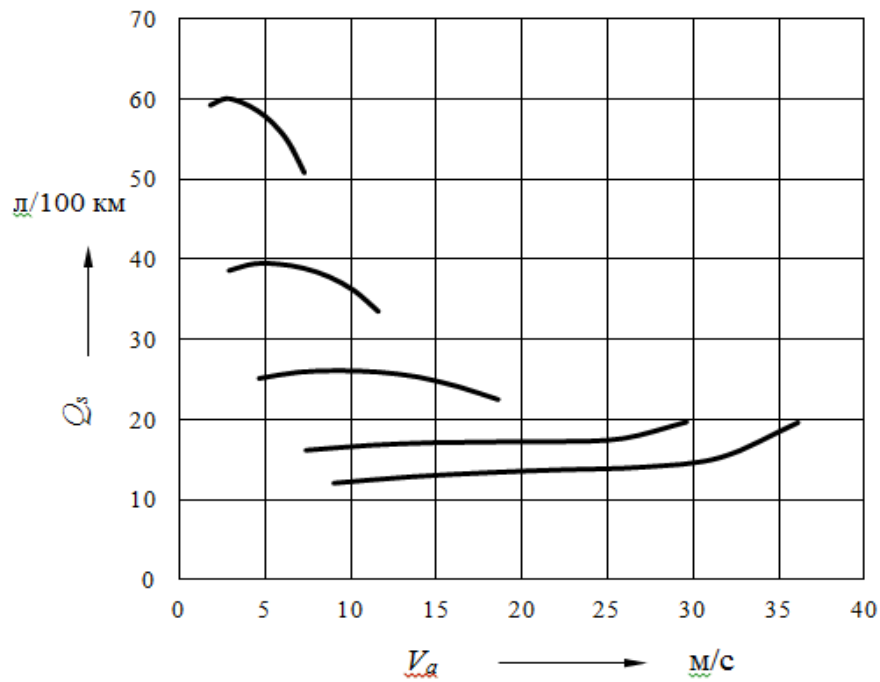


Рисунок 19 – График путевого расхода топлива

Удельный расход топлива определяется по формуле (55):

$$g_e = g_{Pe} \cdot k_u \cdot k_w, \quad (55)$$

где g_{Pe} – удельный расход топлива при максимальной мощности;

k_u – коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива, степени использования мощности двигателя (формула 56);

k_w – коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива, степени использования скоростного режима двигателя (формула 57),

$$k_u = 3,27 - 8,22 \cdot u + 9,13 \cdot u^2 - 3,18 \cdot u^3, \quad (56)$$

$$u = \frac{P}{\eta_{mp} \cdot P_e},$$

$$k_w = 1,25 - 0,99 \cdot e + 0,88 \cdot e^2 - 0,24 \cdot e^3, \quad (57)$$

$$e = \frac{n_e}{n_{Pe}}.$$

Часовой расход топлива определяется по формуле (58):

$$G_t = g_e \cdot P \cdot 10^{-3}. \quad (58)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 7 и таблицу 8.

Таблица 7 – Удельный расход топлива

$u, \%$	20	40	60	80	100
$n, \text{мин}^{-1}$	$g_e, \text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$				
1000	648,39	408,76	309,36	299,84	329,84
2000	581,44	366,56	277,42	268,88	295,79
3000	561,75	354,15	268,03	259,78	285,77
4000	553,75	349,11	264,21	256,08	281,7

Таблица 8 – Удельный расход топлива

1	20	40	60	80	100
$n, \text{мин}^{-1}$	$G_b, \text{кг}/\text{ч}$				
1000	2,35	2,96	3,36	4,34	5,97
2000	5,01	6,32	7,17	9,27	12,75
3000	7,26	9,16	10,4	13,4	18,47
4000	8,02	10,1	11,5	14,8	20,41

По результатам расчетов строим графики нагрузочной характеристики (рисунки 20, 21).

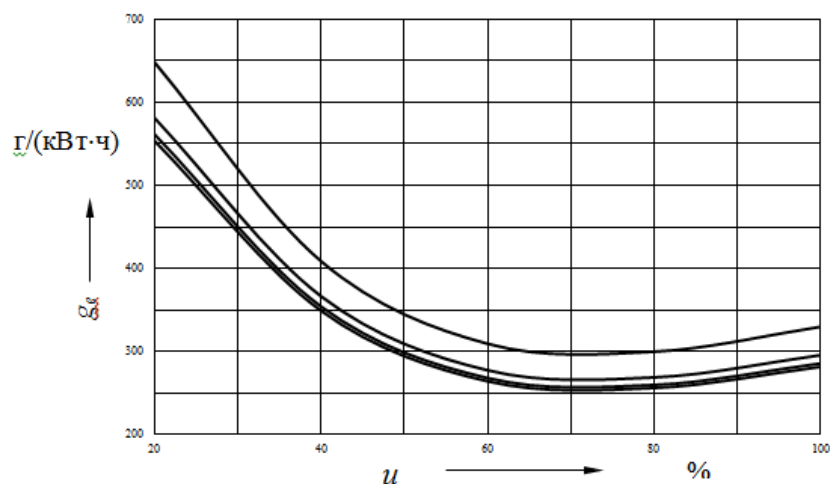


Рисунок 20 – Нагрузочная характеристика автомобиля (удельный расход топлива)

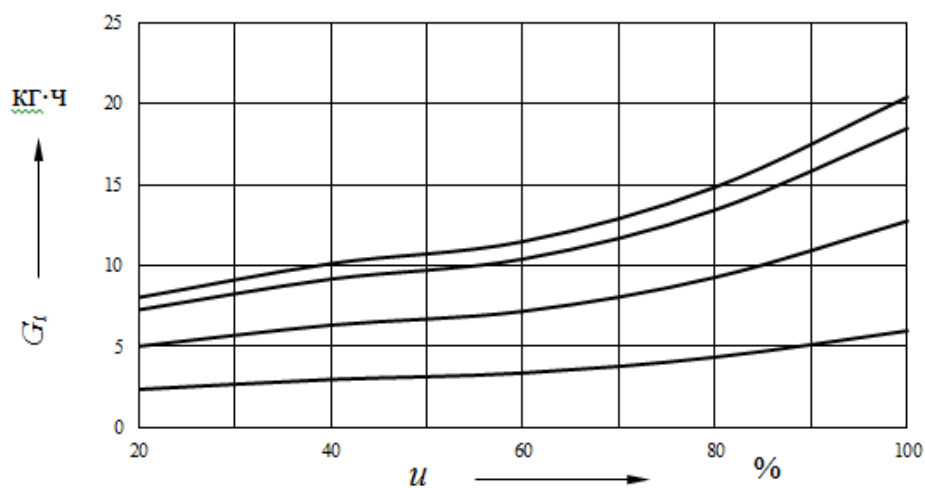


Рисунок 21 – Нагрузочная характеристика автомобиля

2.2 Выбор компоновочной схемы рулевого управления

При выборе рулевого управления с усилителем или без него определяющим является расчетное усилие, необходимое для поворота колесной машины на месте. При этом важно обеспечить безопасность движения колесной машины на высокой скорости, при выходе шины из строя, а также уменьшить утомляемость водителя при эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

Расчетный момент сопротивления повороту на цапфах управляемых колес определяют из уравнений движения по криволинейной траектории с минимально возможной скоростью или при повороте на месте по зависимости (59):

$$T_{C\Sigma} = T_f + T_\varphi + T_h, \quad (59)$$

где T_f – момент сопротивления качению колес;

T_φ – момент сопротивления скольжению, возникающий при повороте колес на месте;

T_h – момент сопротивления, обусловленный наличием углов наклона осей поворота колес.

Момент сопротивления качению колес определяется по формуле (60):

$$T_f = z \cdot G_K \cdot f_c \cdot a_K, \quad (60)$$

где z – число управляемых колес, $z = 2$;

G_K – вес автомобиля, приходящийся на колесо, $G_K = 4730$ Н;

f_c – коэффициент качения колеса, на асфальто-бетонном покрытии,

$f_c = 0,015$.

a_K – плечо обкатки колеса, $a_K = 100$ мм;

$$T_f = 2 \cdot 4730 \cdot 0,015 \cdot 0,1 = 14,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления скольжению (61)

$$T_\varphi = z \cdot G_K \cdot \varphi \cdot a_\varphi, \quad (61)$$

где φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью,

$\varphi = 0,7$;

a_φ – плечо момента трения скольжения, $a_\varphi = 0,057$ м.

$$T_\varphi = 2 \cdot 4730 \cdot 0,7 \cdot 0,057 = 377,5 \text{ Н}.$$

При повороте управляемых колес из-за наклона оси их поворота в поперечной и продольной плоскостях автомобиля происходит подъем автомобиля, необходимый для стабилизации управляемых колес.

Момент сопротивления этому подъему определяют по формуле (62).

$$T_h = m \cdot G_K \cdot a_K \cdot [\delta_0 \cdot (\sin \alpha_B + \sin \alpha_H) + \gamma_0 \cdot (\cos \alpha_B + \cos \alpha_H)], \quad (62)$$

где m – число осей (мостов) с управляемыми колесами, $m = 1$; $\delta_0 = 8^\circ$,

$\gamma_0 = 30^\circ$;

α_B и α_H – средние углы поворота внутренних и наружных колес автомобиля, принимаем $\alpha_B = 13,5^\circ$, α_H определяется из выражения (64).

$$L' = (r_T - b) \cdot \sin \alpha_{H \max}, \quad (64)$$

где r_T – радиус поворота автомобиля по внешнему управляемому колесу, принимаем равным 6,4 м;

b – вынос переднего колеса относительно оси поворота колеса, $b = 114$ мм;

L' – координата положения центра поворота, $L' = 2$ м.

$$\sin \alpha_{H \max} = \frac{L'}{(r_T - b)},$$

$$\alpha_{H \max} = \frac{2}{(6,4 - 0,114)} = 0,31816 = 18,5^\circ,$$

$$\alpha_H = 0,5 \cdot \alpha_{H \max} = 9,25^\circ.$$

Подставляем значения в формулу (62).

$$T_h = 1 \cdot 4730 \cdot 0,1 \cdot [0,1396 \cdot (\sin 13,5 + \sin 9,25) + 0,5236 \cdot (\cos 13,5 + \cos 9,25)] = 511,3 \text{ Н}.$$

Выбор диаметра рулевого колеса проводят по отраслевой нормали, которая дает следующий ряд диаметров, мм: 380, 400, 425, 440, 475, 550. Выбираем диаметр, равный 425 мм.

Угловое передаточное число рулевого привода определяется по формуле (65):

$$U_{PI} = \frac{2d\Omega}{d\alpha_n + d\alpha_l}, \quad (65)$$

где $d\Omega$, $d\alpha_n$, $d\alpha_l$ – элементарные углы поворота вала сошки, цапф
 правого и левого колес соответственно, $d\Omega = 20^\circ$, $d\alpha_n = 13^\circ$,
 $d\alpha_l = 9^\circ$.

$$U_{PI} = \frac{2 \cdot 20}{13 + 9} = 1,8.$$

КПД рулевого привода определяется по формуле (66):

$$\eta_{PI} = \frac{\eta_{PY}}{\eta_{PM}}, \quad (66)$$

где η_{PY} – общий КПД рулевого управления для одной управляемой
 оси, $\eta_{PY} = 0,8$;

η_{PM} – КПД рулевого механизма типа винт-шариковая гайка-рейка-
 сектор, $\eta_{PM} = 0,82$.

$$\eta_{PI} = \frac{0,8}{0,82} = 0,97.$$

Силовое передаточное число рулевого привода определяем по формуле
 (67):

$$U'_{PI} = \eta_{PI} \cdot U_{PI}, \quad (67)$$

$$U'_{PI} = 0,97 \cdot 1,8 = 1,75.$$

В основу определения расчетных сил положены сила P_B , действующая
 от рулевого колеса в самых трудных условиях поворота, и обратные ей силы
 $P_p \tau$, действующие от управляемого колеса при одновременном наезде

управляемых колес на препятствие или их неодинаковой интенсивности торможения. Силу P_B вычисляют по формуле (68):

$$P_B = \frac{T_C \Sigma}{R_p \cdot \eta_{py} \cdot u_{py}}, \quad (68)$$

где R_p – радиус рулевого колеса, $R_p = 0,2125$ м;

u_{py} – угловое передаточное число, $u_{py} = 19,1$.

$$P_B = \frac{903}{0,2125 \cdot 0,8 \cdot 19,1} = 278 \text{ Н}.$$

Силу $P_p \tau$ определяют по формуле (69):

$$P_p \tau = \frac{P_\tau \cdot l_\tau \cdot \eta_{py}}{R_p \cdot u_{py}}, \quad (69)$$

где P_τ – тормозная сила на тормозящем управляемом колесе, определяется по формуле (70);

l_τ – плечо действия тормозной силы, принимаем $l_\tau = 100$ мм.

$$P_\tau = G_K \cdot m\tau_1 \cdot \varphi, \quad (70)$$

где $m\tau_1$ – коэффициент перераспределения реакций при торможении, для асфальтобетонного покрытия $m\tau_1 = 1,3$.

$$P_\tau = 4730 \cdot 1,3 \cdot 0,7 = 4304 \text{ Н}.$$

Подставляем полученные значения в формулу (71):

$$P_p \tau = \frac{4304 \cdot 0,1 \cdot 0,8}{0,2125 \cdot 19,1} = 85 \text{ Н}.$$

Вал рулевого колеса рассчитывают на кручение по формуле (72):

$$\tau = \frac{T_p}{W_p}, \quad (72)$$

где T_p – крутящий момент на валу рулевого колеса (формула 73);

W_p – полярный момент сопротивления сечения вала, для полого вала определяется по формуле (74).

$$T_p = P_B \cdot R_p, \quad (73)$$

$$T_p = 278 \cdot 0,2125 = 59 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$W_p = \frac{0,2 \cdot (D^4 - d^4)}{D}, \quad (74)$$

где D – наружный диаметр, $D = 24 \text{ мм}$;

d – внутренний диаметр, $d = 18 \text{ мм}$.

$$W_p = \frac{0,2 \cdot (0,024^4 - 0,018^4)}{0,024} = 1,89 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Подставляем значения в формулу (72):

$$\tau = \frac{59}{1,89 \cdot 10^{-6}} = 31,3 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} = 31,3 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа}.$$

2.3 Расчет рулевого механизма

Схема рулевого механизма показана на рисунке 22.

Радиальная нагрузка на шарик в винтовом устройстве механизма не должна превосходить допускаемую нагрузку (формула 75)

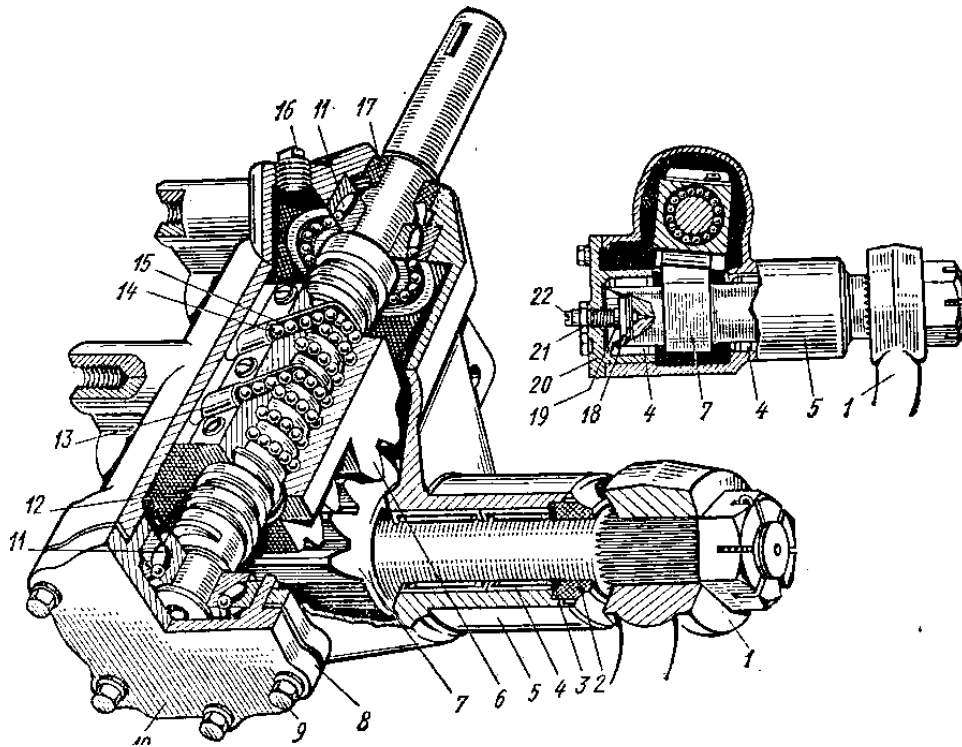


Рисунок 22 – Рулевой механизм

$$P_{rIII} \leq \frac{5 \cdot P_{XB}}{n_{\Gamma} \cdot z_{uu} \cdot \cos \delta_0}, \quad (75)$$

где P_{XB} – осевая сила, действующая на винт (формула 76)

n_{Γ} – число рабочих витков в гайке, $n_{\Gamma} = 4$;

z_{uu} – число шариков в одном витке, $z_{uu} = 9$;

δ_0 – угол контакта шариков в беговой дорожке, $\delta_0 = 45^\circ$.

$$P_{XB} = \frac{2 \cdot P_{\epsilon} \cdot R_p}{d_{\epsilon} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho'_k)}, \quad (76)$$

где d_{ϵ} – диаметр винта, $d_{\epsilon} = 24$ мм;

β – угол подъема оси винтового канала, $\beta = 7^\circ$;

ρ'_k – приведенный угол трения в нарезке винта, $\rho'_k = 8^\circ$.

$$P_{XB} = \frac{2 \cdot 278 \cdot 0,2125}{0,024 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ} = 18373 \text{ Н}.$$

Подставляем значения в формулу (77):

$$P_{rIII} \leq \frac{5 \cdot 18373}{4 \cdot 9 \cdot \cos 45^\circ} = 3284 \text{ МПа} \leq [P_{rIII}] = 2500 \dots 3500 \text{ МПа} .$$

Зубья сектора рассчитывают на изгиб и контактную прочность по формулам (78, 79):

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot T_{C\Sigma}}{D_0 \cdot u_{pn} \cdot \eta_{pn} \cdot y \cdot b_c \cdot t_c}, \quad (78)$$

где D_0 – диаметр начальной окружности сектора, $D_0 = 56 \text{ мм}$;

y – коэффициент формы зуба, $y = 3,5$;

b_c – радиальная длина зубьев сектора, $b_c = 10 \text{ мм}$.

t_c – шаг зубьев сектора, $t_c = 18 \text{ мм}$.

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot 903}{0,056 \cdot 1,8 \cdot 0,97 \cdot 3,5 \cdot 0,01 \cdot 0,018} = 29,3 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_K = 0,418 \sqrt{\frac{4 \cdot T_{C\Sigma} \cdot E}{D_0^2 \cdot u_{pn} \cdot \eta_{pn} \cdot b_c \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha}}, \quad (79)$$

$$\sigma_K = 0,418 \sqrt{\frac{4 \cdot 903 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,056^2 \cdot 1,8 \cdot 0,97 \cdot 0,01 \cdot \cos 8^\circ \cdot \sin 8^\circ}} = 135 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_K = 135 \text{ МПа} < [\sigma_K] = 150 \text{ МПа} .$$

Передаточное отношение рулевого механизма определяется по формуле (80):

$$i = \frac{\pi \cdot m \cdot z}{t}, \quad (80)$$

где m – модуль зуба в зацеплении поршня-рейки и вала сошки, $m = 5$;

z – общее количество зубьев в зацеплении, $z = 5$;

t – шаг винтовой передачи, $t = 10$.

$$i = \frac{3,14 \cdot 5 \cdot 11}{10} = 17,27.$$

Угол поворота сошки определяется по формуле (81):

$$\varphi = \frac{n \cdot 360^\circ}{i}, \quad (81)$$

где n – количество оборотов рулевого колеса, $n = 4$.

$$\varphi = \frac{4 \cdot 360^\circ}{17,27} = 83^\circ 34'.$$

Число шариков винтовой передачи в рабочей части резьбы определяется по формуле (82):

$$z_{ш.в} = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot K}{d_{ш}} - 1, \quad (82)$$

где D_{cp} – диаметр окружности на которой располагаются центры

шариков, теоретически $D_{cp} = 25$ мм;

K – число витков в одной замкнутой рабочей цепочке, $K = 2,5$;

$d_{ш}$ – диаметр шарика, $d_{ш} = 7,144$ мм.

$$z_{ш.в} = \frac{3,14 \cdot 25 \cdot 2,5}{7,144} - 1 = 26 \text{ шт.}$$

2.4 Расчет гидроусилителя

Производительность гидронасоса определяем по формуле (83):

$$Q_H = \frac{\chi \cdot 360 \cdot V_c}{\alpha_{\max} \cdot \eta_n} + \frac{\Delta Q}{\eta_n}, \quad (83)$$

где χ – число оборотов рулевого колеса в секунду, принимаем

$$\chi = 1,5 \text{ об/сек};$$

V_c – объем вытесненной рабочей жидкости при ходе поршня из края в край (формула 84);

$\alpha_{\max}$ – максимальный угол поворота рулевого колеса из одного крайнего положения в другое (формула 85);

η_n – КПД гидронасоса, принимаем $\eta_n = 0,85$;

ΔQ – внутренние утечки в системе рулевого механизма при давлении $0,5 P_{MAX}$ принимаем $\Delta Q = 0,8$ л/мин.

$$V_c = F \cdot S, \quad (84)$$

где F – активная площадь поршня, $F = 40,6 \text{ см}^2$.

$$V_c = 40,6 \cdot 2,4 = 97,7 \text{ см}^3.$$

$$\alpha_{\max} = \frac{S}{t} \cdot 360, \quad (85)$$

где t – шаг винтовой канавки поршня, принимаем $t = 10 \text{ мм}$.

$$\alpha_{\max} = \frac{24}{10} \cdot 360 = 864^\circ.$$

Подставляем значения формулу (83):

$$Q_H = \frac{1,5 \cdot 360 \cdot 97,7}{864 \cdot 0,85} + \frac{0,8}{0,85} = 7,3 \text{ л/мин.}$$

Руководствуясь производительностью насоса, осуществим подбор оборудования. Принимаем насос ШНКФ 453471.098Е с максимальной объемной подаче 12,5 л/мин. Создаваемое давление – 9,0 + 0,5 МПа. Масса 2,5 кг.

Следующим этапом произведем расчет стенки цилиндра на разрыв, который определяется по формуле (86):

$$\sigma = \left[\frac{0,1 \cdot r^2 + 1,3 \cdot R^2}{R^2 - r^2} \right] \cdot P_{MAX}, \quad (86)$$

где r – внутренний диаметр гидроцилиндра, $r = 40$ мм;

R – наружный диаметр гидроцилиндра, $R = 47$ мм;

P_{MAX} – максимальное внутреннее давление, $P_{MAX} = 110$ МПа .

$$\sigma = \left[\frac{0,1 \cdot 40^2 + 1,3 \cdot 47^2}{47^2 - 40^2} \right] \cdot 110 = 5,48 \text{ МПа ,}$$

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma} \geq 3, \quad (87)$$

$$n = \frac{50}{5,48} = 9,123 \geq 3.$$

Проводим расчеты характеристик распределительного устройства гидроусилителя рулевого управления. На рисунке 23 показано положение ротора распределителя базового гидроусилителя относительно гильзы (со смещением).

Найдем площадь проходного сечения при повороте ротора относительно гильзы на угол $\alpha = 5^\circ$ по формулам (88, 89):

$$S_1 = b \cdot c = 4 \cdot 1 = 4 \text{ мм}^2, \quad (88)$$

$$S_2 = a \cdot h = 22 \cdot 1 = 22 \text{ мм}^2, \quad (89)$$

где S_1 – площадь контакта лыски паза ротора с пазом гильзы;

S_2 – площадь контакта паза ротора с пазом гильзы.

Отсюда общая площадь определяется по формуле (90):

$$S = S_1 + S_2 = 4 + 22 = 26 \text{ мм}^2. \quad (90)$$

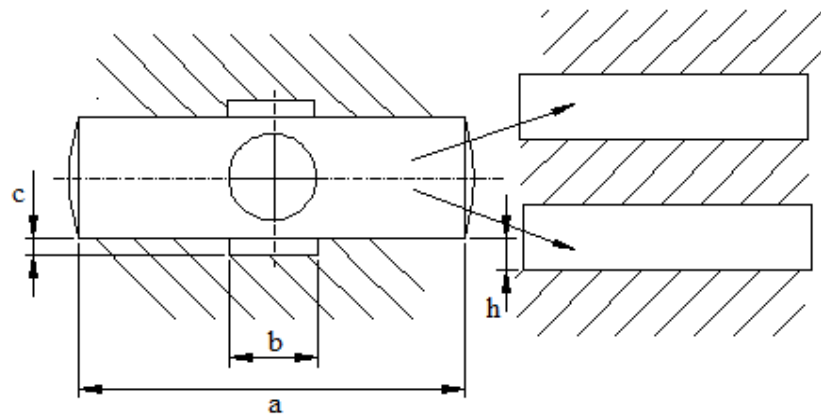


Рисунок 23 – Расчет площади проходного сечения в базовом гидроусилителе

При повороте ротора относительно гильзы на угол $\alpha = 10^\circ$, площадь контакта обращается в ноль, что можно отобразить на графике (рисунок 24).

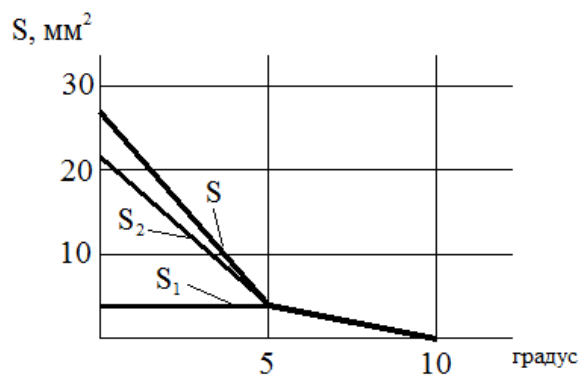


Рисунок 24 – Изменение площади проходного сечения в зависимости от угла поворота

Аналогично предыдущему расчету, найдем площадь проходного сечения в проектируемом гидроусилителе (рисунок 25).

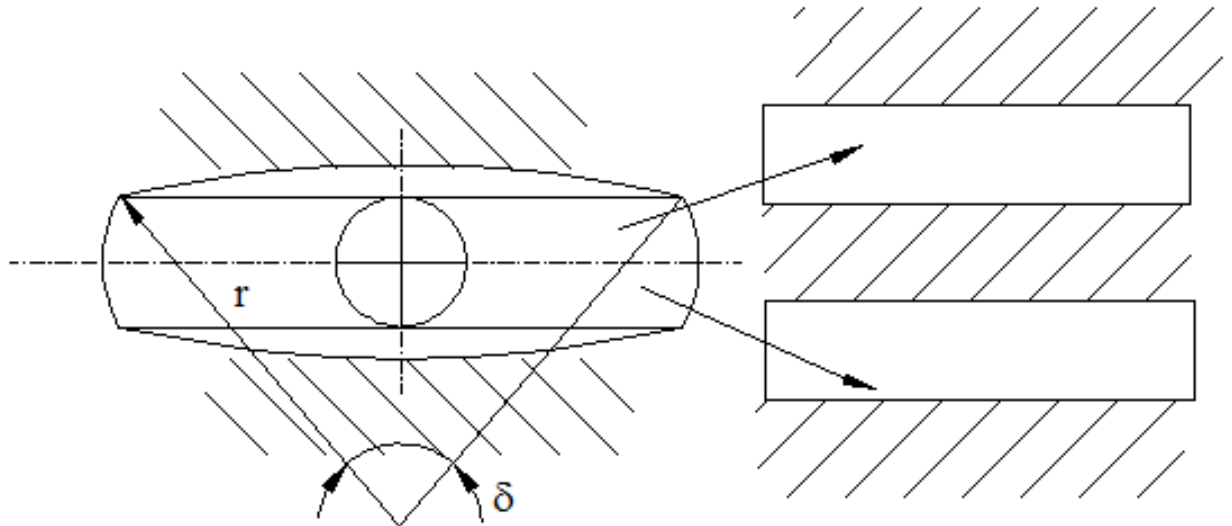


Рисунок 25 – Расчет площади проходного сечения в проектируемом гидроусилителе

Площадь сегмента определим по формуле (91):

$$S_{сегм} = \frac{\pi \cdot r^2}{360} \cdot \delta - S_{сектор}, \quad (91)$$

где r – радиус окружности, $r = 48$ мм;

δ – угол раскрытия сектора, $\delta = 26^\circ$;

$S_{сектор}$ – площадь сектора, $S_{сектор} = 493$ мм².

$$S_{сегм} = \frac{3,14 \cdot 48^2}{360} \cdot 26 - 493 = 30 \text{ мм}^2.$$

Посчитаем изменение площади сегмента при повороте ротора через каждый градус при повороте:

– на 1° $S_{сегм} = 28$ мм²;

– на 2° $S_{сегм} = 26,8$ мм²;

- на 3° $S_{сег.м} = 25 \text{ мм}^2$;
- на 4° $S_{сег.м} = 20 \text{ мм}^2$;
- на 5° $S_{сег.м} = 18 \text{ мм}^2$;
- на 6° $S_{сег.м} = 16,4 \text{ мм}^2$;
- на 7° $S_{сег.м} = 12 \text{ мм}^2$;
- на 8° $S_{сег.м} = 7,7 \text{ мм}^2$;
- на 9° $S_{сег.м} = 3 \text{ мм}^2$;
- на 10° $S_{сег.м} = 0 \text{ мм}^2$.

Изменение площади показано на рисунок 26.

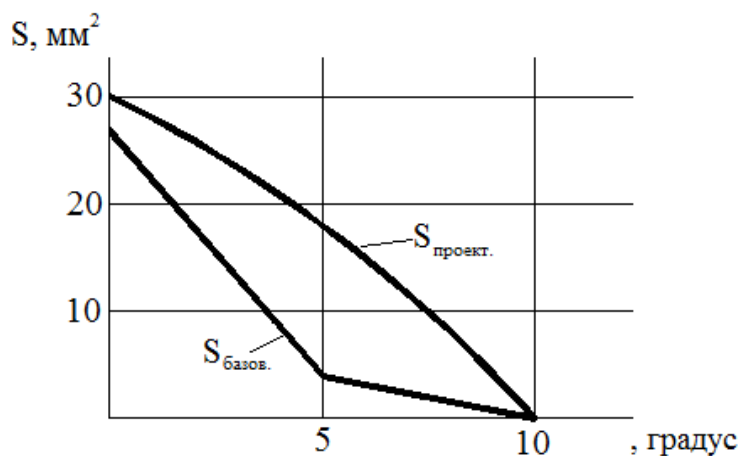


Рисунок 26 – Изменение площади проходного сечения в зависимости от угла поворота в проектируемом усилителе

Полный момент на валу сошки определяется по формуле (92):

$$M_{\Pi} = M_M + M_B, \quad (92)$$

где M_M – момент, создаваемый давлением масла в рулевом механизме (формула 93);

M_B – момент, создаваемый водителем при приложении усилия на рулевое колесо (формула 94).

$$M_M = S \cdot P \cdot D_D \cdot 0,5 \cdot \eta, \quad (93)$$

где S – активная площадь поршня, $S = 400 \text{ мм}^2$;

P – рабочее давление в системе гидроусилителя руля, принимаем

$P = 90 \text{ МПа}$;

D_D – делительный диаметр, $D_D = 55 \text{ мм}$;

η – коэффициент полезного действия, принимаем $\eta = 0,82$.

$$M_M = 400 \cdot 90 \cdot 55 \cdot 0,5 \cdot 0,82 = 841500 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 84,15 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_B = F \cdot P \cdot U_P \cdot \eta, \quad (94)$$

где F – усилие, создаваемое водителем на рулевом колесе, принимаем

$F = 4 \text{ кг}$.

$$M_B = 4 \cdot 212,5 \cdot 17,28 \cdot 0,82 = 12044,16 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 12,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Подставляем полученные значения в формулу (92):

$$M_{II} = 84,15 + 12,04 = 96,19 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимально возможное усилие, приложенное к рулевому колесу для создания момента сошки $2600 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ (согласно ТУ РБ 00232153.044-98, шлицы вала сошки выдерживают момент $2600 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ не разрушаясь) определяется согласно формуле (95):

$$F_{MAX} = \frac{M_{II MAX} - M_G}{R_P \cdot U_P \cdot \eta}, \quad (95)$$

где $M_{II MAX}$ – момент, создаваемый давлением масла в рулевом

механизме на валу сошки, при $P_{MAX} = 90 \text{ МПа}$,

$M_{II MAX} = 2600 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

$$F_{MAX} = \frac{2600 - 253,5}{0,2125 \cdot 17,28 \cdot 0,82} = 580 \text{ Н} = 58 \text{ кг}.$$

Расчет ротора на прочность.

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали [2, стр. 7, табл. 3.1.]. Выбираем марку стали 40 Х.

Обычно выбирают сечения вала, проходящих по уступам, канавкам, концам шлицевых, шпоночных пазов, участков с резьбой и по торцам насаженных с натягом деталей. В намеченных сечениях определяют номинальные напряжения изгиба и кручения. В нашем случае вал рассчитываем только на кручение (формула 96), так как на изгиб вал не работает:

$$\tau = \frac{M_k}{W_p}, \quad (96)$$

где M_k – вращающий момент, который определяется по формуле (97);

W_p – момент сопротивления сечения вала при кручении, который определяется по формуле (98).

$$M_K = P \cdot R = 278 \cdot 0,2125 = 59 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (97)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right], \quad (98)$$

где D – внешний диаметр вала, $D = 22,9 \text{ мм}$;

d – внутренний диаметр вала, $d = 10 \text{ мм}$.

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 22,9^3}{16} \left[1 - \left(\frac{10}{22,9} \right)^4 \right] = 1499,8 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким образом:

$$\tau = \frac{59000}{1499,8} = 39,3 \text{ Н/мм},$$

$$\tau = 39,3 \text{ МПа} \leq [\tau] = 150 \text{ МПа}$$

Наиболее опасным сечением вала является участок А-А, как показано на рисунке 27.

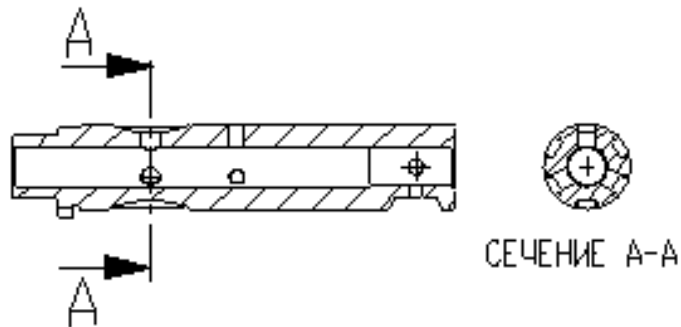


Рисунок 27 – Наиболее опасное сечение для схемы вал-роотор

Номинальное напряжение кручения по сечению А-А определяется по формуле (99):

$$\tau = \frac{M_K}{J_P} \cdot R_{\max}, \quad (99)$$

где M_K – вращающий момент, $M_K = 59000 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

J_P – полярный момент инерции, который определяется по формуле (100).

$$J_P = J_{P.\text{кольца}} - 6 \cdot J_{P.\text{паз}} - 3 \cdot J_{P.\text{отв.}}, \quad (100)$$

где $J_{P.\text{кольца}}$ – полярный момент инерции кольца, который определяется по формуле (101);

$J_{P.\text{паз}}$ – полярный момент инерции паза, который определяется по формуле (102);

$J_{P.отв.}$ – полярный момент инерции отверстия, который определяется по формуле (103).

$$J_{P.кольца} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right], \quad (101)$$

где D – внешний диаметр вала, $D = 22,9$ мм;

d – внутренний диаметр вала, $d = 10$ мм.

$$J_{P.кольца} = \frac{3,14 \cdot 22,9^4}{64} \left[1 - \left(\frac{10}{22,9} \right)^4 \right] = 12824,9 \text{ мм}^3.$$

$$J_{P.паз} = J_{PX} + J_{PY}, \quad (102)$$

где J_{PX} – полярный момент инерции паза по оси X (формула 104);

J_{PY} – полярный момент инерции паза по оси X (формула 105).

$$J_{PX} = \frac{b \cdot h^3}{12}, \quad (104)$$

где b – глубина паза, $b = 3$ мм;

h – средняя линия трапеции, $h = 6$ мм.

$$J_{PX} = \frac{3 \cdot 6^3}{12} = 54 \text{ мм}^3.$$

$$J_{PY} = \frac{b^3 \cdot h}{12} + AC^2, \quad (105)$$

где AC – расстояние от центра вала до центра паза, $AC = 9,45$ мм.

$$J_{PY} = \frac{3^3 \cdot 6}{12} + 9,45^2 = 102,8 \text{ мм}^3$$

Подставляем значения в формулу (102).

$$J_{P.паз} = 54 + 102,8 = 156,8 \text{ мм}^3.$$

$$J_{P.отв.} = J_{PX} + J_{PY}, \quad (103)$$

$$J_{PX} = \frac{b \cdot h^3}{12},$$

где b – диаметр отверстия, $b = 5 \text{ мм}$;

h – высота отверстия, $h = 4 \text{ мм}$.

$$J_{PX} = \frac{5 \cdot 4^3}{12} = 26,7 \text{ мм}^2.$$

$$J_{PY} = \frac{b^3 \cdot h}{12} + AC_1^2,$$

где AC – расстояние от центра вала до центра паза, $AC = 7 \text{ мм}$.

$$J_{PY} = \frac{5^3 \cdot 4}{12} + 7^2 = 90,7 \text{ мм}^2,$$

$$J_{P.отв.} = 26,7 + 90,7 = 117,4 \text{ мм}^2.$$

Таким образом:

$$J_p = 12824,9 - 6 \cdot 156,8 - 3 \cdot 117,4 = 11532 \text{ мм}^3.$$

Тогда номинальное напряжение будет равно

$$\tau = \frac{59000}{11532} \cdot 22,9 = 117 \text{ Н/мм}^2.$$

Проводим расчет вала на сопротивление усталости.

В расчетах валов принимают, что напряжение кручения изменяется по от нулевого цикла. Тогда амплитуда напряжений определяется по формулам (106, 107).

$$\tau_m = 0,5 \cdot \tau, \quad (106)$$

$$\tau_a = 0,5 \cdot \tau, \quad (107)$$

Коэффициент запаса прочности по усталости при кручении определяется по формуле (108):

$$S = \frac{S_\tau}{\sqrt{S_\tau}}, \quad (108)$$

где S_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям, который определяется по формуле (109):

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_\tau}{k_{d\tau}} + \frac{1}{k_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{\tau_a}{k_v} + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (109)$$

где k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при кручении, $k_\tau = 2,05$ [8, стр. 16];

τ_{-1} – предел выносливости материала вала при кручении с симметричным циклом, $\tau_{-1} = 240$ МПа [8, стр. 7];

$k_{d\tau}$ – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения при кручении, $k_{d\tau} = 0,83$ [8, стр. 14];

$k_{F\tau}$ – коэффициент влияния шероховатости поверхности при кручении, $k_{F\tau} = 0,425$ [8, стр. 14];

k_v – коэффициент влияния поверхностного упрочнения, вводимый для валов с упрочнением поверхности, $k_v = 1,1$ [8, стр. 40];

ψ_τ – коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла напряжений при кручении, $\psi_\tau = 0,5$ [8, стр. 14].

$$S_{\tau} = \frac{240}{\left(\frac{2,05}{0,83} + \frac{1}{0,425} - 1 \right) \cdot \frac{61,5}{1,1} + 0,5 \cdot 61,5} = 9,321.$$

Тогда:

$$S = \frac{9,321}{\sqrt{9,321}} = 3,05,$$

$$S = 3,05 > [S] = 1,8.$$

2.5 Описание разрабатываемого узла

Схема разработанного гидроусилителя представляет собой совокупность электроники и гидравлики. В нагнетательном канале установлен электромеханический клапан, предназначенный для регулирования давления в ГУР в зависимости от скорости движения автомобиля. Управляющий сигнал на электромеханический клапан подается с блока управления, который обрабатывает сигналы, поступающие с датчика скорости на колесе.

Изменена конструкция ротора гидрораспределителя за счет изменения формы паза ротора, что повысит плавность включения гидроусилителя, а, следовательно, и устойчивость автомобиля на дороге.

Минус данного механизма: передаточное число рулевого управления не изменяется в зависимости от скорости движения автомобиля.

Внесены изменения в конструкцию рулевого вала с целью повышения пассивной безопасности водителя.

3 Безопасность и экологичность технического объекта

3.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса сборки рулевого механизма

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

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

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

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

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

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

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

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

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

В таблице 9 представлен паспорт безопасности на технологический процесс сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг.

Таблица 9 – Паспорт безопасности на технологический процесс сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг

Технологический процесс	Наименование и содержание операций и переходов	Должность работника, выполняющего технологическую операцию, процесс, согласно Приказа Росстандарта от 12.12.2014 N 2020-ст	Оборудование и приспособления	Перечень веществ и материалов, используемых при выполнении технологического процесса
1	2	3	4	5
Сборка рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг	1 Подготовка к сборке. 2 Сборка рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг. 3 Регулировка рулевого механизма. 4. Испытание рулевого механизма	Слесарь по ремонту автомобилей 5 разряда	Тиски, ключи «на 12, 13, 17», головка «на 17», оправки, молоток, динамометрический ключ, стенд для испытания рулевых механизмов	Перчатки, защитные очки, технический вазелин, Литол-24, герметик

3.2 Определение профессиональных рисков

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

Сводная информация по идентификации профессиональных рисков при технологическом процессе сборки рулевого механизма с гидроусилителем

полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг представлена в таблице 10.

Таблица 10 – Идентификация профессиональных рисков

Наименование выполняемых работ	Наименование О и ВПФ согласно ГОСТ 12.0.003-2015	Источник происхождения О и ВПФ
1	2	3
1 Подготовка к сборке. 2 Сборка рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг. 3 Регулировка рулевого механизма. 4. Испытание рулевого механизма	Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях рулевого механизма, стенда	Стенд для испытания рулевых механизмов, детали рулевого механизма
	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части стенда	Стенд для испытания рулевых механизмов
	Запыленность и загазованность воздуха	Пыль от работающего оборудования
	Возможность поражения электрическим током	Стенд для испытания рулевых механизмов
	Повышенный уровень шума	Стенд для испытания рулевых механизмов
	Отсутствие или недостаток естественного света	Недостаточное количество окон, световых колодцев в помещении где производится технологический процесс
	Химические раздражающие вещества	Смазка, масло, герметик
	Монотонность труда, вызывающая монотонию	Однообразно повторяющиеся операции при сборке/испытании рулевого механизма
	Напряжение зрительных анализаторов	
	Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	

3.3 Способы снижения профессиональных рисков

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

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

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

«Основные мероприятия, включаемые в Перечень:

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

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

н) Издание (тиражирование) инструкций по охране труда» [27].

Сводная информация по способам снижения профессиональных рисков представлена в таблице 11.

Таблица 11 – Способы снижения профессиональных рисков

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
1	2	3
Движущиеся машины и механизмы, подвижные части станда	Организационно-технические мероприятия: – инструктажи по охране труда; – содержание технических устройств в надлежащем состоянии	Оборудование станда защитными кожухами, спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)
Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях рулевого механизма, станда	Выполнять на регулярной основе планово-предупредительное обслуживание. Эксплуатация инструмента, приспособлений в соответствии с инструкцией. Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами; – предохранительные устройства для предупреждения перегрузки оборудования, знаки безопасности по ГОСТ, дистанционное управление оборудованием	Спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)
Возможность поражения электрическим током	Оформление допуска по электробезопасности, проведение инструктажа по работе с электрическими установками, применение заземляющего устройства	Индивидуальные защитные и экранирующие комплекты для защиты от электрических полей
Повышенный уровень шума	Применение звукоизоляции, звукопоглощения, демпфирования и глушителей шума (активных, резонансных, комбинированных);	Использование СИЗ защиты органов слуха (наушников, беруш)

Продолжение таблицы 11

1	2	3
	группировка шумных помещений в одной зоне здания и отделение их коридорами; введение регламентированных дополнительных перерывов; проведение обязательных предварительных и периодических медосмотров	
Отсутствие или недостаток естественного света	Устройство дополнительных световых проемов в стенах, фонарей на крыше здания	–
Химические раздражающие вещества	Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами	Спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)
Напряжение зрительных анализаторов. Статические нагрузки, связанные с рабочей позой. Монотонность труда, вызывающая монотонию	Оздоровительно-профилактические мероприятия: – медицинские осмотры согласно ст. 212 ТК РФ – рационализация режимов труда и отдыха в соответствии с действующим законодательством РФ; – устройство комнат психологической разгрузки; занятия различными видами физической культуры, санаторно-курортное оздоровление, физиотерапевтические медицинские мероприятия	–

3.4 Пожарная безопасность технологического процесса сборки рулевого механизма

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

Требования пожарной безопасности – специальные условия социального

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

Каждый работник обязан:

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

Сводная информация по мероприятиям, направленным на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности

при технологическом процессе сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг представлена в таблице 12.

Таблица 12 – Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности, эффекты от реализации
Наличие сертификата соответствия продукции требованиям пожарной безопасности	Все приобретаемое оборудование должно в обязательном порядке иметь сертификат качества и соответствия
Обучение правилам и мерам пожарной безопасности в соответствии с Приказом МЧС России 645 от 12.12.2007	Проведение обучения, а также различных видов инструктажей по тематике пожарной безопасности под роспись
Проведение технического обслуживания, планово-предупредительных ремонтов, модернизации и реконструкции оборудования	Выполнение профилактики оборудования в соответствии с утвержденным графиком работ. Назначение приказом руководителя лица, ответственного за выполнение данных работ
Наличие знаков пожарной безопасности и знаков безопасности по охране труда по ГОСТ	Знаки пожарной безопасности и знаки безопасности по охране труда, установленные в соответствии с нормативно-правовыми актами РФ
Рациональное расположение производственного оборудования без создания препятствий для эвакуации и использованию средств пожаротушения	Эвакуационные пути в пределах помещения должны обеспечивать безопасную, своевременную и беспрепятственную эвакуацию людей
Обеспечение исправности, проведение своевременного обслуживания и ремонта источников наружного и внутреннего противопожарного водоснабжения, средств пожаротушения	Не допускается использование неисправных средств пожаротушения также средств с истекшим сроком действия
Разработка плана эвакуации при пожаре в соответствии с требованиями статьи 6.2 ГОСТ Р 12.2.143–2009, ГОСТ 12.1.004–91 ССБТ «Пожарная безопасность Общие требования»	Наличие действующего плана эвакуации при пожаре, своевременное размещение планов эвакуации в доступных для обозрения местах
Размещение информационного стенда по пожарной безопасности	Наличие средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности

3.5 Экологическая безопасность технологического процесса сборки рулевого механизма

Сводная информация по идентификации экологических факторов технологического процесса технологического процесса сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг представлена в таблице 13.

Таблица 13 – Идентификация экологических факторов технологического процесса сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг

Структурные составляющие (оборудование) технологического процесса	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
1	2	3	4
Сборка рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг	Мелкодисперсная пыль в воздухе, испарения СОЖ с поверхности новых деталей	Не обнаружено	Спецодежда пришедшая в негодность, твердые бытовые / коммунальные отходы (ТБО, ТКО, коммунальный мусор), металлический лом

Сводная информация по мероприятиям, направленным на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг представлена в таблице 14.

Таблица 14 – Мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки рулевого механизма с гидроусилителем

Мероприятий, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки рулевого механизма с гидроусилителем		
атмосферу	гидросферу	литосферу
1	2	3
Использование фильтрующих элементов в	Соблюдение мер по предотвращению	Изношенная спецодежда используется как вторсырье

Продолжение таблицы 14

1	2	3
имеющихся на участке отсасывающих устройствах. Контроль воздушной среды должен проводиться по методикам, утвержденным Министерством здравоохранения РФ, ГОСТ 12.1.005-76, ГОСТ 12.1.014-79 и ГОСТ 12.1.016-79	загрязнения почв. Контроль за утилизацией и захоронением выбросов, стоков и осадков сточных вод. Персональная ответственность за охрану окружающей среды	при производстве ветоши. Вывоз отходов осуществляется на основании заключенного договора с региональным оператором по вывозу мусора

Заключение по разделу «Безопасность и экологичность технического объекта».

В разделе «Безопасность и экологичность технического объекта»:

- составлен паспорт безопасности на технологический процесс сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг (таблица 9);
- определены профессиональные риски при технологическом процессе сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг (таблица 10) и способы их снижения (таблица 11);
- рассмотрены мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг (таблица 12, 13);
- рассмотрены мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса сборки рулевого механизма с гидроусилителем полноприводного автомобиля полной массой 2750 кг (таблица 14).

4 Экономическая эффективность дипломного проекта

Рулевое управление является одной из основных систем автомобиля и вместе с тормозной системой определяет общий уровень безопасности автомобиля. Из-за увеличения плотности трафика и увеличения динамики трафика эти системы становятся все более сложными. Длительное вращение рулевого колеса и оказывают непосредственное влияние на безопасность дорожного движения, а также косвенную передачу с дороги на силу водителя, что приводит к повышенной усталости и плохому вниманию. Для этого в современной автомобильной промышленности было улучшено качество потребительского управления. Точность рулевого управления, информативность и эргономика определяются динамикой общего ускорения, плавности или комфорта автомобиля, который не менее оценивается потребителем при выборе автомобиля.

В настоящее время российский автомобильный рынок достаточно плотно насыщен автомобилями. Кроме российских производителей на нем представлены и автомобили иностранных производителей. Расширение иностранных производителей удерживают таможенные сборы. Однако многие производители решают данную проблему, размещая производство автомобилей в России. Жесткая конкуренция на европейском рынке привела к тому, что оборудование, ранее установленное в автомобилях как опция за дополнительную плату, установленное в большинстве автомобилей как стандарт, существенно не увеличило их стоимость, в основном это касается подушек безопасности и рулевого управления.

4.1 Расчет себестоимости проектируемого узла автомобиля

В таблице 12 представлены исходные данные для проведения расчета проектируемого узла автомобиля с целью определения экономического эффекта от внедрения данного узла на производство.

Таблица 12 – Исходные данные

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Значение
Годовая программа выпуска изделия	$V_{год}$	шт.	120000
Коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС	$E_{соц.н.}$	%	30
Коэффициент общезаводских расходов	$E_{обзав}$	%	197
Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов	$E_{ком.}$	%	0,29
Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования	$E_{обор}$	%	194
Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов	$K_{тзр.}$	%	1,45
Коэффициент цеховых расходов	$E_{цех.}$	%	172
Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	$E_{инстр.}$	%	3
Коэффициент рентабельности и плановых накоплений	$K_{рент.}$	%	30
Коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве	$K_{вып.}$	%	14
Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	$K_{прем.}$	%	12
Коэффициент возвратных отходов	$K_{вот.}$	%	1
Часовая тарифная ставка 5-го разряда	C_{p5}	р.	95,29
Часовая тарифная ставка 6-го разряда	C_{p6}	р.	99,44
Часовая тарифная ставка 7-го разряда	C_{p6}	р.	103,53
Коэффициент капиталообразующих инвестиций	$K_{инв.}$	%	0,086

Расчет статьи затрат «Сырьё и материалы» выполняется по формуле (110):

$$\sum M = \sum C_{Mi} \cdot Q_{Mi} + \left(\frac{K_{тзр.}}{100} - \frac{K_{вот.}}{100} \right), \quad (110)$$

где C_{Mi} – оптовая цена материала i-го вида, р.;

Q_{Mi} – норма расхода материала i-го вида, кг;

$K_{тзр.}$ – коэффициент транспортно-заготовительных расходов;

$K_{вот.}$ – коэффициент возвратных отходов.

В таблице 13 представлены исходные данные для расчета затрат на сырье и материалы.

Таблица 13 – Расчет затрат на сырье и материалы

Наименование	Единица измерения	Цена за единицу измерения, руб.	Норма расхода	Сумма, руб.
Литье СЧ-21	кг	145,5	2,54	369,57
Прокат Сталь 3	кг	47,36	2,17	102,77
Поковка 20ХГНМ	кг	130,07	2,98	387,61
Бронза (отходы)	кг	3,1	1,1	3,41
Штамповка Сталь 20	кг	134,72	1,87	251,93
Черные металлы (отходы)	кг	4,7	1,44	6,77
Итого:	—	—	—	1149,54

Расчет статьи затрат «Покупные изделия» выполняется по формуле (111):

$$\sum \Pi_u = \sum C_i \cdot n_i + \frac{K_{мзр}}{100}, \quad (111)$$

где C_i – оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, руб.;

n_i – количество покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, шт.»

В таблице 14 представлены исходные данные для расчета затрат на покупные изделия.

Таблица 14 – Расчет затрат на покупные изделия

Наименование	Единица измерения	Цена за единицу, руб.	Количество, шт	Сумма, руб.
1	2	3	4	5
Гофра защитная	шт.	157,58	2	315,16
Хомут	шт.	85,54	4	342,16
Колпачок защитный	шт.	15,87	6	95,22
Втулка направляющая	шт.	452,87	2	905,74
Болт крепления	шт.	65,21	4	260,84

Продолжение таблицы 14

1	2	3	4	5
Гайка	шт.	25,84	4	103,36
Итого:	—	—	—	2051,81

Расчет статьи затрат «Основная заработная плата производственных рабочих» выполняется по формуле (112):

$$Z_o = Z_m \cdot \left(1 + \frac{K_{прем}}{100} \right), \quad (112)$$

где Z_m – тарифная заработная плата, руб. (формула 113);

$K_{прем}$ – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве.

$$Z_T = C_{p.i} \cdot T_i, \quad (113)$$

где $C_{p.i}$ – часовая тарифная ставка, руб.;

T_i – трудоемкость выполнения операции, ч.

В таблице 15 представлены исходные данные для расчета затрат на выполнение операций.

Таблица 15 – Расчет затрат на выполнение операций

Виды операций	Разряд работы	Трудоемкость	Часовая тарифная ставка, руб.	Тарифная зарплата, руб.
Заготовительная	5	0,87	95,29	82,90
Токарная	6	0,54	99,44	53,70
Фрезерная	5	0,25	95,29	23,82
Термообработка	7	0,35	103,53	36,24
Шлифовальная	5	0,41	95,29	39,07
Сборочная	7	1,17	103,53	121,13
Итого:	—	—	—	356,86
$K_{прем}$	12	—	—	42,82
Итого:	—	—	—	399,68

Расчет статьи затрат «Дополнительная заработная плата производственных рабочих» выполняется по формуле (114):

$$З_{доп} = З_o \cdot K_{вып}, \quad (114)$$

где $K_{вып}$ – коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве.

$$З_{доп} = 399,68 \cdot 0,14 = 55,96 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС» выполняется по формуле (115):

$$C_{соц.н.} = (З_o + З_{доп}) \cdot E_{соц.н.}, \quad (115)$$

где $E_{соц.н.}$ – коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС.

$$C_{соц.н.} = (399,68 + 55,96) \cdot 0,14 = 55,96 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования» выполняется по формуле (116):

$$C_{сод.обор} = З_o \cdot E_{обор}, \quad (116)$$

где $E_{обор}$ – коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования.

$$C_{сод.обор} = 399,68 \cdot 1,94 = 775,38 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Цеховые расходы» выполняется по формуле (117):

$$C_{цех.} = Z_o \cdot E_{цех.}, \quad (117)$$

где $E_{цех.}$ – коэффициент цеховых расходов.

$$C_{цех.} = 399,68 \cdot 1,72 = 687,44 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Расходы на инструмент и оснастку» выполняется по формуле (118):

$$C_{инстр.} = Z_o \cdot E_{инстр.}, \quad (118)$$

где $E_{инстр.}$ – коэффициент расходов на инструмент и оснастку.

$$C_{инстр.} = 399,68 \cdot 0,03 = 11,99 \text{ р.}$$

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле (119):

$$C_{цех.себ.} = M + \Pi_u + Z_o + C_{соц.н.} + Z_{доп} + C_{сод.обор.} + C_{цех.} + C_{инстр.} \quad (119)$$

$$C_{цех.себ.} = 1149,54 + 2051,81 + 399,68 + 136,69 + 55,96 + 775,38 +$$

$$+ 687,44 + 11,99 = 5268,49 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Общезаводские расходы» выполняется по формуле (120):

$$C_{об.зав.} = Z_o \cdot E_{об.зав.}, \quad (120)$$

где $E_{об.зав.}$ – коэффициент общезаводских расходов.

$$C_{об.зав.} = 399,68 \cdot 1,97 = 787,37 \text{ р.}$$

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле (121):

$$C_{об.зав.себ.} = C_{об.зав.} + C_{цех.себ.}, \quad (121)$$

$$C_{об.зав.себ.} = 787,37 + 5268,49 = 6055,86 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Коммерческие расходы» выполняется по формуле (122):

$$C_{ком.} = C_{об.зав.себ.} \cdot E_{ком.}, \quad (122)$$

где $E_{ком.}$ – коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов.

$$C_{ком.} = 6055,86 \cdot 0,0029 = 17,56 \text{ р.}$$

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле (123):

$$C_{полн.себ.} = C_{об.зав.себ.} + C_{ком.}, \quad (123)$$

$$C_{полн.себ.} = 6055,86 + 17,56 = 6073,43 \text{ р.}$$

Расчет отпускной цены для базового и проектируемого изделия выполняется по формуле (124):

$$Ц_{отп.б.} = C_{полн.себ.} \cdot \left(1 + \frac{K_{рент.}}{100} \right), \quad (124)$$

где $K_{рент.}$ – коэффициент рентабельности и плановых накоплений.

$$Ц_{отп.б.} = 6073,43 \cdot (1 + 0,3) = 7895,45 \text{ р.}$$

В таблице 16 представлена сравнительная калькуляция себестоимости базового и проектируемого изделия.

Таблица 16 – Сравнительная калькуляция себестоимости базового и проектируемого изделия

Наименование показателей	Обозначение	Затраты на единицу изделия (база)	Затраты на единицу изделия (проект)
Стоимость основных материалов	M	1264,50	1149,54
Стоимость покупных изделий	Π_u	2051,81	2051,81
Основная заработная плата производственных рабочих	$З_o$	399,68	399,68
Дополнительная заработная плата производственных рабочих	$З_{доп}$	55,96	55,96
Страховые взносы	$C_{соц.н.}$	136,69	136,69
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	$C_{сод.обор.}$	775,38	775,38
Цеховые расходы	$C_{цех.}$	687,45	687,45
Расходы на инструмент и оснастку	$C_{инстр.}$	11,99	11,99
Цеховая себестоимость	$C_{цех.себ.}$	5383,45	5268,49
Общезаводские расходы	$C_{об.зав.}$	787,37	787,37
Общезаводская себестоимость	$C_{об.зав.себ.}$	6170,82	6055,86
Коммерческие расходы	$C_{ком.}$	17,90	17,56
Полная себестоимость	$C_{полн.себ.}$	6188,71	6073,43
Отпускная цена	$\Pi_{отп.}$	8045,33	8045,33

Выполняем расчет безубыточного объема продаж.

Расчет переменных затрат на единицу изделия (для базы и для проекта) выполняется по формулам (125, 126):

$$З_{перем.уд.баз.} = M + \Pi_u + З_o + З_{доп} + C_{соц.н.}, \quad (125)$$

$$З_{перем.уд.баз.} = 1264,5 + 2051,81 + 399,68 + 55,96 + 136,69 = 3908,63 \text{ р.},$$

$$З_{перем.уд.проект.} = M + \Pi_u + З_o + З_{доп} + C_{соц.н.}, \quad (126)$$

$$З_{перем.уд.проект.} = 1149,54 + 2051,81 + 399,68 + 55,96 + 136,69 = 3793,68 \text{ р.}$$

Расчет переменных затрат на единицу изделия (для базы и для проекта) выполняется по формулам (127, 128):

$$З_{перем.баз.} = З_{перем.уд.баз.} \cdot V_{год}, \quad (127)$$

где $V_{год}$ – объем производства.

$$З_{перем.баз.} = 3908,63 \cdot 120000 = 469035635,71 \text{ р.}$$

$$З_{перем.проект.} = З_{перем.уд.проект.} \cdot V_{год} \quad (128)$$

$$З_{перем.проект.} = 3793,68 \cdot 120000 = 455241101,38 \text{ р.}$$

Расчет постоянных затрат на единицу изделия (для базы и для проекта) выполняется по формулам (129, 130):

$$З_{пост.уд.баз.} = C_{сод.обор.} + C_{инстр.} + C_{цех.} + C_{об.зав.} + C_{ком.}, \quad (129)$$

$$З_{пост.уд.баз.} = 775,38 + 11,99 + 687,45 + 787,37 + 17,9 = 2280,08 \text{ р.},$$

$$З_{пост.уд.проект.} = C_{сод.обор.} + C_{инстр.} + C_{цех.} + C_{об.зав.} + C_{ком.}, \quad (130)$$

$$З_{пост.уд.проект.} = 775,38 + 11,99 + 687,45 + 787,37 + 17,56 = 2279,75 \text{ р.}$$

Расчет постоянных затрат на годовую программу выпуска изделия (для базы и для проекта) выполняется по формулам (131, 132):

$$З_{пост.баз.} = З_{пост.уд.баз.} \cdot V_{год}, \quad (131)$$

$$З_{пост.баз.} = 2280,08 \cdot 120000 = 273609915,77 \text{ р.},$$

$$З_{пост.проект.} = З_{пост.уд.проект.} \cdot V_{год}, \quad (132)$$

$$З_{пост.проект.} = 2279,75 \cdot 120000 = 273569911,62 \text{ р.}$$

Расчет амортизационных отчислений выполняется по формуле (133):

$$A_{м.уд.} = (C_{сод.обор.} + C_{инстр.}) \cdot H_A, \quad (133)$$

где H_A – доля амортизационных отчислений.

$$A_{м.уд.} = (775,38 + 11,99) \cdot 0,12 = 94,48 \text{ р.}$$

Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска изделия выполняется по формуле (134):

$$C_{\text{полнгод.пр.}} = C_{\text{полнс.с.}} \cdot V_{\text{год}}, \quad (134)$$

$$C_{\text{полнгод.пр.}} = 6073,43 \cdot 120000 = 728811012,99 \text{ р.}$$

Расчет выручки от реализации изделия выполняется по формуле (135):

$$\text{Выручка} = \Pi_{\text{отп.пр.}} \cdot V_{\text{год}}, \quad (134)$$

$$\text{Выручка} = 8045,33 \cdot 120000 = 965439216,92 \text{ р.}$$

Расчет маржинального дохода выполняется по формуле (135):

$$\mathcal{D}_{\text{марж}} = \text{Выручка} - \mathcal{Z}_{\text{перем.пр.}}, \quad (135)$$

$$\mathcal{D}_{\text{марж}} = 965439216,92 - 455241101,38 = 510198115,55 \text{ р.}$$

Расчет критического объема продаж выполняется по формуле (136):

$$A_{\text{крит}} = \frac{\mathcal{Z}_{\text{пост.пр.}}}{(\Pi_{\text{отп.пр.}} - \mathcal{Z}_{\text{перем.уд.пр.}})}, \quad (136)$$

$$A_{\text{крит}} = \frac{273569911,62}{(8045,33 - 3793,68)} = 64344,4 \text{ р.}$$

Строим график безубыточности (рисунок 28).

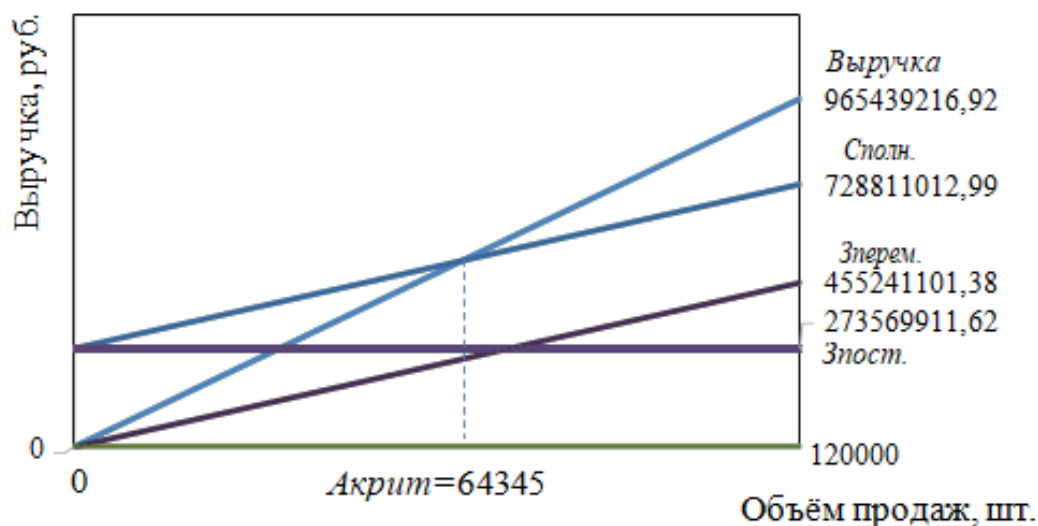


Рисунок 28 – График точки безубыточности

4.2 Расчет коммерческой эффективности проекта

Срок эксплуатации нового изделия определяем в 5 лет. Следовательно, объем продукции увеличивается равномерно с каждым годом нарастающим итогом на (137):

$$\Delta = \frac{V_{\max} - A_{\text{крит}}}{(n-1)}, \quad (137)$$

где $V_{\max}$ – максимальный объем продукции, шт.;

$A_{\text{крит}}$ – критический объем продаж проектируемого изделия, шт.

n – количество лет, с учётом предпроизводственной подготовки.

$$\Delta = \frac{120000 - 64345}{(6-1)} = 11131 \text{ шт.}$$

Расчет объема продаж по годам выполняется по формуле (138):

$$V_{\text{прод}i} = A_{\text{крит}} + i\Delta, \quad (138)$$

$$V_{prod1} = 64345 + 1 \cdot 11131 = 75476 \text{ шт.}$$

$$V_{prod2} = 64345 + 2 \cdot 11131 = 86607 \text{ шт.}$$

$$V_{prod3} = 64345 + 3 \cdot 11131 = 97738 \text{ шт.}$$

$$V_{prod4} = 64345 + 4 \cdot 11131 = 108869 \text{ шт.}$$

$$V_{prod5} = 64345 + 5 \cdot 11131 = 120000 \text{ шт.}$$

Расчет выручки по годам выполняется по формуле (139):

$$\text{Выручка}_{.i} = C_{отп.} \cdot V_{prod i}, \quad (139)$$

$$\text{Выручка}_1 = 8045,33 \cdot 75476 = 607229086,14 \text{ р.},$$

$$\text{Выручка}_2 = 8045,33 \cdot 86607 = 696781618,83 \text{ р.},$$

$$\text{Выручка}_3 = 8045,33 \cdot 97738 = 786334151,53 \text{ р.},$$

$$\text{Выручка}_4 = 8045,33 \cdot 108869 = 875886684,23 \text{ р.},$$

$$\text{Выручка}_5 = 8045,33 \cdot 120000 = 965439216,92 \text{ р.}$$

Расчет переменных затрат по годам для базового варианта выполняется по формуле (140):

$$Z_{перем.баз.i} = Z_{перем.уд.б.} \cdot V_{prod i}, \quad (140)$$

$$Z_{перем.баз.1} = 3908,63 \cdot 75476 = 295007780,34 \text{ р.}$$

$$Z_{перем.баз.2} = 3908,63 \cdot 86607 = 338514744,18 \text{ р.}$$

$$Z_{перем.баз.3} = 3908,63 \cdot 97738 = 382021708,03 \text{ р.}$$

$$Z_{перем.баз.4} = 3908,63 \cdot 108869 = 425528671,87 \text{ р.}$$

$$Z_{перем.баз.5} = 3908,63 \cdot 120000 = 469035635,71 \text{ р.}$$

Расчет переменных затрат по годам для проектного варианта выполняется по формуле (141):

$$З_{перем.проекті} = З_{перем.уд.проект.} \cdot V_{проді}, \quad (141)$$

$$З_{перем.проект1} = 3793,68 \cdot 75476 = 286331478,06 \text{ р.}$$

$$З_{перем.проект2} = 3793,68 \cdot 86607 = 328558883,89 \text{ р.}$$

$$З_{перем.проект3} = 3793,68 \cdot 97738 = 370786289,72 \text{ р.}$$

$$З_{перем.проект4} = 3793,68 \cdot 108869 = 413013695,55 \text{ р.}$$

$$З_{перем.проект5} = 3793,68 \cdot 120000 = 455241101,38 \text{ р.}$$

Расчет амортизации (только для проектного варианта) выполняется по формуле (142):

$$A_m = A_{м.уд.} \cdot V_{зод.}, \quad (142)$$

$$A_m = 94,48 \cdot 120000 = 11338114,5 \text{ руб.}$$

Расчет полной себестоимости по годам для базового варианта выполняется по формуле (143):

$$C_{полн.б.і} = З_{перем.базі} + З_{пост.баз.}, \quad (143)$$

$$C_{полнбаз.1} = 295007780,34 + 273609915,77 = 568617696,11 \text{ р.}$$

$$C_{полнбаз.2} = 338514744,18 + 273609915,77 = 612124659,95 \text{ р.}$$

$$C_{полнбаз.2} = 338514744,18 + 273609915,77 = 612124659,95 \text{ р.}$$

$$C_{полнбаз.3} = 382021708,03 + 273609915,77 = 655631623,79 \text{ р.}$$

$$C_{полнбаз.5} = 469035635,71 + 273609915,77 = 742645551,48 \text{ р.}$$

Расчет полной себестоимости по годам для проектного варианта выполняется по формуле (144):

$$C_{полнпроекті} = З_{перем.проекті} + З_{пост.проект.}, \quad (144)$$

$$C_{полнпроект1} = 286331478,06 + 273569911,62 = 559901389,68 \text{ р.,}$$

$$C_{\text{полнпроект}2} = 328558883,89 + 273569911,62 = 602128795,51 \text{ р.},$$

$$C_{\text{полнпроект}3} = 370786289,72 + 273569911,62 = 644356201,34 \text{ р.},$$

$$C_{\text{полнпроект}4} = 413013695,55 + 273569911,62 = 686583607,17 \text{ р.},$$

$$C_{\text{полнпроект}5} = 455241101,38 + 273569911,62 = 728811012,99 \text{ р.}$$

Расчет налогооблагаемой прибыли по годам выполняется по формуле (145):

$$Pr_{\text{обл}i} = (Выручка - C_{\text{полнпроект}i}) - (Выручка - C_{\text{полнбаз}i}), \quad (145)$$

$$Pr_{\text{обл}1} = (607229086,14 - 559901389,68) - (607229086,14 - 568617696,11) = 8716306,43 \text{ р.},$$

$$Pr_{\text{обл}2} = (696781618,83 - 602128795,51) - (696781618,83 - 612124659,95) = 9995864,44 \text{ р.},$$

$$Pr_{\text{обл}3} = (786334151,53 - 644356201,34) - (786334151,53 - 655631623,79) = 11275422,46 \text{ р.},$$

$$Pr_{\text{обл}4} = (875886684,23 - 686583607,17) - (875886684,23 - 699138587,64) = 12554980,47 \text{ р.},$$

$$Pr_{\text{обл}5} = (965439216,92 - 728811012,99) - (965439216,92 - 742645551,48) = 13834538,48 \text{ р.}$$

Расчет налога на прибыль – 20% от налогооблагаемой прибыли по годам выполняется по формуле (146):

$$H_{\text{пр}i} = Pr_{\text{обл}i} \cdot 0,2, \quad (146)$$

$$H_{\text{пр}1} = 8716306,43 \cdot 0,2 = 1743261,29 \text{ р.},$$

$$H_{\text{пр}2} = 9995864,44 \cdot 0,2 = 1999172,89 \text{ р.},$$

$$H_{\text{пр}3} = 11275422,46 \cdot 0,2 = 2255084,49 \text{ р.},$$

$$H_{\text{пр}4} = 12554980,47 \cdot 0,2 = 2510996,09 \text{ р.},$$

$$H_{np.5} = 13834538,48 \cdot 0,2 = 2766907,70 \text{ р.}$$

Расчет чистой прибыли по годам выполняется по формуле (147):

$$Пр.ч_i = Пр_{обл.i} - H_{np.i}, \quad (147)$$

$$Пр.ч_1 = 8716306,43 - 1743261,29 = 6973045,14 \text{ р.}$$

$$Пр.ч_2 = 9995864,44 - 1999172,89 = 7996691,55 \text{ р.}$$

$$Пр.ч_3 = 11275422,46 - 2255084,49 = 9020337,97 \text{ р.}$$

$$Пр.ч_4 = 12554980,47 - 2510996,09 = 10043984,38 \text{ р.}$$

$$Пр.ч_5 = 13834538,48 - 2766907,70 = 11067630,79 \text{ р.}$$

Расчет экономии от повышения надежности и долговечности проектируемого узла конструкции выполняется по формуле (148):

$$Пр_{ож.д} = Ц_{отн.} \cdot \frac{D_2}{D_1} - Ц_{отн.}, \quad (148)$$

где D_1 и D_2 – долговечность изделия соответственно по базовому и проектируемому варианту, $D_1 = 100000$ циклов, $D_2 = 120000$ циклов.

$$Пр_{ож.д} = 8045,33 \cdot \frac{120000}{100000} - 8045,33 = 1609,07 \text{ р.}$$

Расчет текущего чистого дохода (накопленное сальдо) выполняется по формуле (149):

$$ЧД_i = Пр_{ч.i} + A_m + Пр_{ож.д} \cdot V_{prod i}, \quad (149)$$

$$ЧД_1 = 6973045,14 + 11338114,52 + 1609,07 \cdot 75476 = 139756976,89 \text{ р.}$$

$$ЧД_2 = 7996691,55 + 11338114,52 + 1609,07 \cdot 86607 = 158691129,84 \text{ р.}$$

$$ЧД_3 = 9020337,97 + 11338114,52 + 1609,07 \cdot 97738 = 177625282,79 \text{ р.}$$

$$ЧД_4 = 10043984,38 + 11338114,52 + 1609,07 \cdot 108869 = 196559435,75 \text{ р.}$$

$$ЧД_5 = 11067630,79 + 11338114,52 + 1609,07 \cdot 120000 = 215493588,70 \text{ р.}$$

Осуществляется дисконтирование путем умножения значения денежного потока на коэффициент дисконтирования, который рассчитывается по формуле (150):

$$\alpha_i = \frac{1}{(1 + E_{cm.i})} \cdot t, \quad (150)$$

где $E_{cm.i}$ – процентная ставка на капитал, $E_{cm.i} = 5\%$;

t – год приведения затрат и результатов.

$$\alpha_1 = 0,952,$$

$$\alpha_2 = 0,907,$$

$$\alpha_3 = 0,864,$$

$$\alpha_4 = 0,823,$$

$$\alpha_5 = 0,783.$$

Для оценки эффективности инвестиционного проекта по шагам расчетного периода используется дисконтированное сальдо суммарного потока реальных денег по шагам (текущий чистый дисконтированный доход), который рассчитывается по формуле (151):

$$ДСП_i = ЧД_i \cdot \alpha_i, \quad (151)$$

$$ДСП_1 = 139756976,89 \cdot 0,952 = 133048642 \text{ р.}$$

$$ДСП_2 = 158691129,84 \cdot 0,907 = 143932854,77 \text{ р.}$$

$$ДСП_3 = 177625282,79 \cdot 0,864 = 153468244,33 \text{ р.}$$

$$ДСП_4 = 196559435,75 \cdot 0,823 = 161768415,62 \text{ р.}$$

$$ДСП_5 = 215493588,70 \cdot 0,783 = 168731479,95 \text{ р.}$$

Суммарное дисконтированное сальдо суммарного потока за расчетный период выполняется по формуле (152):

$$\sum ДСП = ДСП_i, \quad (152)$$

$$\begin{aligned} \sum ДСП = & 133048642 + 143932854,77 + 153468244,33 + 161768415,62 + \\ & + 168731479,95 = 760949636,67 \text{ р.} \end{aligned}$$

Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях выполняется по формуле (153):

$$J_0 = K_{инв} \cdot \sum C_{полнпр.i}, \quad (153)$$

где $K_{инв}$ – коэффициент капиталобразующих инвестиций.

$$\begin{aligned} J_0 = & 0,086 \cdot (559901389,68 + 602128795,51 + 644356201,34 + \\ & + 686583607,17 + 728811012,99) = 277073166,57 \text{ р.} \end{aligned}$$

Расчет чистого дисконтированного дохода выполняется по формуле (154):

$$ЧДД = \sum ДСП - J_0, \quad (154)$$

$$ЧДД = 760949636,67 - 277073166,57 = 483876470,10 \text{ р.}$$

Расчет индекса доходности выполняется по формуле (155):

$$JD = \frac{ЧДД}{J_0}, \quad (155)$$

$$JD = \frac{483876470,10}{277073166,57} = 1,75.$$

Расчет срока окупаемости проекта выполняется по формуле (156):

$$T_{\text{окуп.}} = \frac{J_0}{\text{ЧДД}}, \quad (156)$$

$$T_{\text{окуп.}} = \frac{277073166,57}{483876470,10} = 0,57.$$

Строим график зависимости налогооблагаемой прибыли от объёма продаж (рисунок 29).

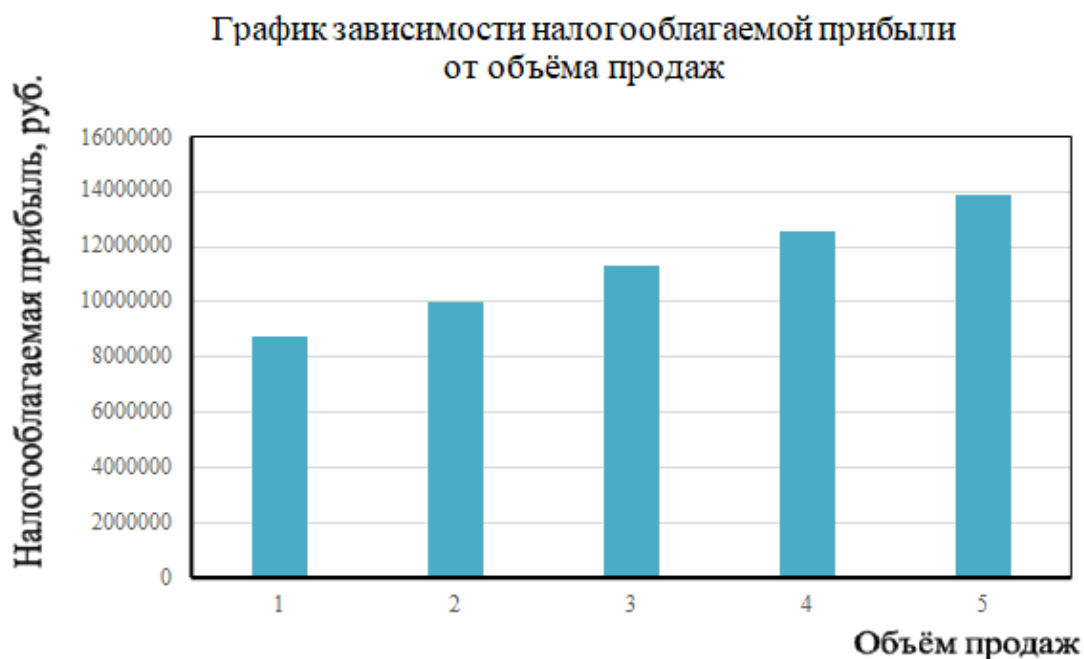


Рисунок 29 – График зависимости налогооблагаемой прибыли от объёма продаж

В таблице 17 представлены показатели коммерческой эффективности проекта.

Таблица 17 – Показатели коммерческой эффективности проекта

Наименование показателей	Годы					
	0	1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7
Объем продаж V_{prod}	–	75476	86607	97738	108869	120000
Отпускная цена за единицу продукции (руб.) $C_{отп.}$	–	8045,33	–	–	–	–
Выручка, н. (тыс. руб.)	–	607229	696782	786334	875887	965439
Переменные затраты, (тыс. руб.) $З_{перем.б.}$	–	295008	338515	382022	425529	469036
Переменные затраты, (тыс. руб.) $З_{перем.н.}$	–	286331	328559	370786	413014	455241
Амортизация, A_m (тыс. руб.)	–	11338	–	–	–	–
Постоянные затраты, (тыс. руб.) $З_{пост.б.}$	–	273610	–	–	–	–
Постоянные затраты, (тыс. руб.) $З_{пост.н.}$	–	273570	–	–	–	–
Полная себестоимость, (тыс. руб.) $C_{полн.себ.б.}$	–	568618	612125	655632	699139	742646
Полная себестоимость, (тыс. руб.) $C_{полн.себ.н.}$	–	559901	602129	644356	686584	728811
Налогооблагаемая прибыль, б (тыс. руб.)	–	38611	84657	130703	176748	222794
Налогооблагаемая прибыль, н	–	47328	94653	141978	189303	236628
Налог на прибыль, б (тыс. руб.)	–	7722	16931	26141	35350	44559
Налог на прибыль, н	–	9466	18931	28396	37861	47326
Прибыль чистая, б	–	30889	67726	104562	141398	178235
Прибыль чистая, н	–	37862	75722	113582	151442	189303
Чистый поток реальных денег $ЧД_i$ (тыс. руб.)	–	139757	158691	177625	196559	215494
Коэффициент дисконтирования α_i при $E_{ст.i}$	–	0,952	0,907	0,864	0,823	0,783
Чистый дисконтированный поток реальных денег, ДСП	–	133049	143933	153468	161768	168731

Продолжение таблицы 17

1	2	3	4	5	6	7
Капиталообразующие инвестиции J_0 (тыс. руб.)	277073	–	–	–	–	–
Суммарный чистый дисконтированный поток реальных денег, сумма ЧДД	–	483876	–	–	–	–
Индекс доходности, JD	–	1,75	–	–	–	–
Срок окупаемости проекта $T_{\text{окуп.год}}$	–	0,57	–	–	–	–

Выводы и рекомендации.

Выполнение модернизации позволило увеличить ресурс проектируемого узла автомобиля при одновременном положительном экономическом эффекте $JD = 1,75$.

При расчете экономических показателей по внедрению проектного узла автомобиля в массовое производство было определено, что себестоимость проектного варианта ниже, чем себестоимость для базового варианта, и в результате увеличения ресурса проектной конструкции ожидается увеличение продаж, что является положительным экономическим показателем. Для этого произведен расчет на общественную эффективность проекта и была вычислена ожидаемая прибыль от внедрения проекта в производство.

Чистый дисконтированный доход от внедрения модернизированного узла автомобиля составляет 483876470,10 р.

Срок окупаемости данного проекта равен 0,57 года, что говорит о минимальном риске проекта. По полученным данным можно говорить о его применении в новых конструкциях автомобилей.

Заключение

В ВКР рассчитан и сконструирован гидроусилитель рулевого управления, который представляет собой совокупность электроники и гидравлики для легкового полноприводного автомобиля. В нагнетательном канале установлен электромеханический клапан, предназначенный для регулирования давления в зависимости от скорости движения автомобиля. Управляющий сигнал на электромеханический клапан подается с блока управления, который обрабатывает сигналы, поступающие с датчика скорости на колесе. Изменена конструкция ротора гидрораспределителя за счет изменения формы паза ротора, что повысит плавность включения гидроусилителя и устойчивость автомобиля на дороге.

Минус данного механизма: передаточное число рулевого управления не изменяется в зависимости от скорости движения автомобиля.

В ВКР проведен тягово-скоростной и топливно-экономический расчет с предоставлением соответствующих графических материалов.

Проведен обзор и анализ существующих конструкций усилителей рулевого управления. Выявлена их классификация. Предъявлены требования к элементам разработанной конструкции. Произведено конструирование и расчет элементов усилителя рулевого управления. Разработана компоновка автомобиля с измененным усилителем рулевого управления. Доработана конструкция рулевого карданного вала с целью улучшения показателей пассивной безопасности автомобиля.

Выполнены работы по определению безопасности и экологичности технического объекта. Произведен анализ опасных и вредных факторов технологического процесса.

Выполнен расчет экономической эффективности проекта. Чистый дисконтированный доход от внедрения модернизированного узла автомобиля составляет 483876470,10 р.

Срок окупаемости данного проекта равен 0,57 года.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Аринин И. Н. и др.. Техническое диагностирование автомобилей / И. Н. Аринин. – Ф.: «Кыргызстан», 1978. – 164 с.
2. Беляев В. М. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес. – Минск: Высшая школа, 1991. – 187 с.
3. Ниргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
4. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление/Пер. с нем. В.Н. Пальянова; Под ред. А. А. Гальбрейха.- М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
5. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2т. Т.2. учебник для вузов; Под общей редакцией А. А. Полунгяна.- М.:Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.
6. Феодосьев В.И. «Соппротивление материалов». – М: Наука, 1986. – 512 с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3т. Т.1. – М: Машиностроение, 2001. – 920 с.
8. Лысов М.И. «Рулевые управления автомобилей» – М.: «Машиностроение», 1972 г.
9. Конструкция автомобиля. Шасси : учеб. для вузов / под ред. А. Л. Карунина. – М. : МГТУ МАМИ, 2000. – 528 с.
10. ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Устойчивость и управляемость. Технические требования. Методы испытания. – М. : Изд-во стандартов, 2005.
11. Бойко А. В. Совершенствование методов диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 25.06.08/ Бойко Александр Владимирович. - Иркутск, 2008. – 217 с.

12. Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Норц, Я. К. Закин, Ю. В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 160 с.
13. Бродский В. В. – М: Наука, 1976. – 224 с.
14. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / И. А. Бухарин. – М.-Л.: Машгиз, Ленинградское отд-ние, 1950. – 292 с.
15. Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.
16. Веденяпин Г. М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. М. Веденяпин. - Изд. 3-е, перераб. и доп. -М.: Колос, 1973. – 195 с.
17. Величко А. В. Анализ процесса торможения автотранспортного средства / А. В. Величко // Транспортные средства Сибири: Материалы межвузовской научно-практической конференции. – Красноярск: КГТУ, 1995. – с. 83-89.
18. Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимоней. – М.: Энергия. 1968. – 219 с.
19. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом. - Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
20. Гернер В.С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: дис. канд. техн. наук/ В. С. Гернер. - Харьков, 1970. – 153 с.
21. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. – М. Транспорт. 1970.
22. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 254 с.
23. ГОСТ 15150-69 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия

климатических факторов внешней среды; введ. 1971-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 58 с.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

35. Димов Н. Н. Оценка возможности воспроизведения реальных режимов торможения автомобиля на стендах с беговыми барабанами : автореферат / Н. Н. Димов. - Харьков, 1987. – 20 с.
36. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А. А. Хачатуров [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
37. Енаев А. А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и её приложения. – М.: Машиностроение, 2002. – 341 с.
38. Ечеистов Ю. А. Неустановившееся торможение автомобильного колеса / Ю. А. Ечеистов, В. В. Бернацкий // Безопасность и надежность автомобиля : сб. науч. тр. – М: МАМИ, 1981. – с. 16-23.
39. Стенды тормозные малогабаритные «СТМ-3500 М». Методика поверки М 020.000.00.00-01. - Жигулевск, 2005. – с. 11.
40. Стенды тормозные малогабаритные «СТМ-3500 М». Руководство по эксплуатации М 220.000.00.00. - Жигулевск, 2005. – с. 49.
41. Стенды тормозные силовые «СТС». Руководство по эксплуатации 10У. 14.00.00.000. - Великий Новгород, 2007. – с. 52.
42. Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.
43. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
44. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka// Phys. Tire tract: Theory and Exp. -New - York - London, 1974.
45. Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englcwood Cliffs, 1975.

Спецификация

Перв. примен.		Формат	Зача	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чание	
						Документация			
		A4			20.ДП.ПЭА.126.61.00.000.ПЗ	Пояснительная записка	1		
		A1			20.ДП.ПЭА.126.61.00.000.СБ	Сборочный чертеж	1		
Справ. №									
						Сборочные единицы			
			1		20.ДП.ПЭА.126.61.01.000	Гидроусилитель руля	1		
			2		20.ДП.ПЭА.126.61.02.000	Рулевое колесо	1		
			3		20.ДП.ПЭА.126.61.03.000	Шарнир карданный	2		
			4		20.ДП.ПЭА.126.61.04.000	Подшипник	1		
		5		20.ДП.ПЭА.126.61.05.000	Механизм регулировки руля	1			
		6		20.ДП.ПЭА.126.61.06.000	Кожух рулевой колонки	1			
Подп. и дата									
						Детали			
Инв. № докл.									
					7	20.ДП.ПЭА.126.61.00.007	Кронштейн крепления рулевой колонки	1	
Взам. инв. №									
						Стандартные изделия			
Подп. и дата									
			6			Болт М8х25 ГОСТ 7798-70	2		
			9			Гайка 16 ГОСТ 5915-70	1		
Инв. № подл.						20.ДП.ПЭА.126.61.00.000			
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Рулевое управление	Лит.	Лист	Листов
	Разраб.	Бирюков А.М.						1	2
	Пров.	Турбин И.В.							
Н.контр.	Турбин И.В.				ТГУ, ИМ				
	Утв.	Бобровский А.В.				г.р. АТ-1501			

Копировал

Формат А4

Продолжение Приложения А

[illegible]