

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование кафедры)

23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

«Автомобили»

(направленность (профиль)/специализация)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Модернизация переднеприводного легкового

автомобиля 2 кл. Рулевое управление

Студент

Д.А. Копытко

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

И.В. Турбин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

И.В. Краснопевцева

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

А.Н. Москалюк

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

И.о. заведующего кафедрой
«ПиЭА»

к.т.н., доцент А.В. Бобровский

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

(личная подпись)

« _____ »

20 _____ г.

Тольятти 2018

АННОТАЦИЯ

В данной бакалаврской работе на тему “Модернизация переднеприводного автомобиля 2-го класса. Рулевое управление” предлагается в базовую конструкцию рулевого механизма Hyundai Elantra установить «Активное рулевое управление» с функцией сервоуправления. Для оценки конструкции будет проведено технико-экономическое обоснование проекта, тягово-динамический и другие расчёты.

Чтобы лучше узнать возможной модернизации были определены: тяговый баланс, силовой баланс, параметры внешних скоростных характеристик, параметры время и ускорения.

В экономической части проводится анализ экономической эффективности проекта, определяются производственные затраты на внедрение в производство.

В целом проект состоит из 80 листов пояснительной записки, 6 глав, 14 рисунков, 11 таблиц, 65 формул, 21 литературных источников и 2 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Состояние вопроса	6
1.1 Назначение рулевого управления.....	6
1.2 Требования, предъявляемые к конструкции рулевого управления	6
1.3 Классификация конструкций рулевого управления.....	7
1.4 Обзор и тенденции развития конструкции рулевого управления.....	9
1.5 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции	11
2 Защита интеллектуальной собственности	12
3 Конструкторская часть	26
3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля.....	26
3.2 Выбор компоновочной схемы объекта	42
3.3 Кинематические, динамические и др. расчеты.	42
3.4 Выбор деталей, подлежащих расчёту, определение нагрузочных режимов.	49
3.5 Расчёт деталей	50
4. Технологическая часть	53
4.1 Ремонт рулевого механизма.....	53
4.2 Проверка технического состояния	55
4.3 Характерные неисправности рулевого управления.....	56
4.4 Модернизация рулевого механизма	57
5. Анализ экономической эффективности объекта	63
5.1 Анализ показателей работы технических служб	63
5.2 Обоснование эффективности предложенных мероприятий.....	66
5.3 Расчет окупаемости.....	67
6. Безопасность и экологичность объекта	70
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	78
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	79
ПРИЛОЖЕНИЕ А	81
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	87

ВВЕДЕНИЕ

Автомобили, в течении процесса эксплуатации, постепенно утрачивают свои рабочие свойства, показатели которых снижаются ввиду износа деталей. Автомобиль считается исправным в тех случаях, когда его характеристики находятся в полном соответствии с требованиями нормативно-технологических документов. В отличие от исправных, работоспособные автомобили должны только тем требованиям, которые позволяют использовать их согласно прямому назначению, не представляя при этом угрозы безопасности движения. Переход автомобилей из исправного в неисправное, однако работоспособное состояние, называют повреждением. В свою очередь, переход автомобиля от работоспособного, к неработоспособному состоянию, называют отказом. Текущий ремонт автомобилей производится на специализированных автотранспортных предприятиях, благодаря которому должна быть обеспечена гарантированная работоспособность прошедшего стадию ремонта, автомобиля, на пробеге последующего планового ремонта. Со временем, длительная эксплуатация автомобилей приводит их в такое состояние, когда в условиях АТП, ремонт становится невозможен, либо экономически нецелесообразен, в таких ситуациях автомобили направляют на специализированное авторемонтное предприятие.

Приблизительно 70-75% от числа всех деталей автомобиля, которые поступают на капитальный ремонт, могут поступить повторно, или без ремонта, или же после их восстановления. Например, к таким относят большую часть дорогостоящих и наиболее сложных деталей, в том числе, цапфы, валы и оси, а также иные детали. Восстановление таких деталей в большинстве случаев варьируется в пределах 10-50% стоимости, от изначальной стоимости изготовления, при этом, помимо всего, достигается значительная экономия энергетических ресурсов и металла.

Обратившись к Правилам дорожного движения, можно легко найти перечень всех неисправностей, при наличии которых запрещено дальнейшее движение автомобиля, первое место из которых занимает неработоспособность тормозной системы, следующим пунктом числится рулевое управление. С объективной точки зрения, данная иерархия не верна поскольку, обладая определенными навыками вождения, в экстренной ситуации водитель может остановить автомобиль без тормозов, а при отказе рулевого управления, последствия могут быть значительно хуже, нежели при отказе тормозной системы.

Всегда следует помнить о том, насколько серьезными могут быть последствия неисправности рулевого управления, необходимо прислушиваться к личным ощущениям в процессе движения автомобиля. Вибрации и звуки, чаще всего являются индикаторами месторасположения возникших неисправностей автомобиля. В том случае, если подозрения в неисправности рулевого управления все же появились, необходимо безотлагательно, самостоятельно или же воспользовавшись услугами специалистов выявить и устранить данную неисправность.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение рулевого управления

«Рулевой механизм предназначен для передачи усилия от водителя к рулевому приводу и для увеличения момента, приложенного к рулевому колесу. Он состоит из рулевого колеса, рулевого вала и редуктора. Рулевой привод служит для передачи усилия от рулевого механизма (редуктора) к управляемым колесам автомобиля и для обеспечения необходимого соотношения между углами их поворота. Амортизатор компенсирует ударные нагрузки и предотвращает биение рулевого управления.

Конструкция рулевого управления должна обеспечивать:

- Легкость управления, оцениваемую усилием на рулевом колесе.
- Качение управляемых колес с минимальными боковым уводом и скольжением при повороте автомобиля. Несоблюдение этого требования приводит к ускорению изнашивания шин и снижению устойчивости автомобиля при движении.
- Стабилизацию повернутых управляемых колес, обеспечивающую их возвращение в положение, соответствующее прямолинейному движению, при отпущенном рулевом колесе.
- предотвращение передачи ударов на рулевое колесо при наезде управляемых колес на препятствия.

Задачей рулевого управления является возможно более однозначное преобразование угла поворота рулевого колеса в угол поворота колес и передача водителю через рулевое колесо информации о состоянии движения автомобиля.» [3]

1.2 Требования, предъявляемые к конструкции рулевого управления

Согласно стандарту, к рулевому управлению применяются следующие основные требования:

Обеспечение заданной траектории движения с необходимыми параметрами поворотливости, поворачиваемости и устойчивости.

Усилие на рулевом колесе для осуществления маневра не должно превышать нормированного значения.

Суммарное число оборотов руля от среднего положения до каждого из крайних не должно превышать установленного значения

При выходе из строя усилителя должна сохраняться возможность управления автомобилем.

Существует еще один стандартный параметр, определяющий нормальное функционирование рулевого управления - это суммарный люфт. Данный параметр представляет собой величину угла поворота руля до начала поворота управляемых колес.

Значение допустимого суммарного люфта в рулевом управлении должно быть в пределах:

10° для легковых автомобилей и микроавтобусов

20° для автобусов и подобных транспортных средств

25° для грузовых автомобилей

1.3 Классификация конструкций рулевого управления

В зависимости от типа редуктора системы, рулевой механизм (система рулевого управления) может быть следующих видов:

Реечный - самый распространённый вид, используемый в легковых автомобилях. Этот вид рулевого механизма имеет простую конструкцию и отличается высоким КПД. Недостатки заключаются в том, что этот тип механизма чувствителен к возникающим ударным нагрузкам при эксплуатации в сложных дорожных условиях.

Червячный - обеспечивает хорошую манёвренность автомобиля и достаточно большой угол поворота колес. Этот вид механизма меньше подвержен влиянию ударной нагрузки, но более дорогостоящий в изготовлении.

Винтовой - принцип работы похож на червячный механизм, однако он имеет более высокий КПД и позволяет создавать большие усилия.

В зависимости от вида усилителя, который предусматривает устройство рулевого управления, различают системы:

С гидравлическим усилителем (ГУР). Его основным достоинством является компактность и простота конструкции. Гидравлическое рулевое управление среди современных транспортных средств является одним из наиболее распространенных. Недостатком такой системы является необходимость контроля уровня рабочей жидкости.

С электрическим усилителем (ЭУР). Такая система рулевого управления с усилителем считается наиболее прогрессивной. Он обеспечивает простоту регулировки настроек управления, высокую надежность работы, экономный расход топлива и возможность управления автомобилем без участия водителя.

С электрогидравлическим усилителем (ЭГУР). Принцип действия данной системы аналогичен системе с гидравлическим усилителем. Главное отличие заключается в том, что насос усилителя приводится в действие электродвигателем, а не ДВС.

Рулевое управление современного автомобиля может быть дополнено следующими системами:

Активного рулевого управления (AFS) - система изменяет величину передаточного отношения в зависимости от текущей скорости. Она позволяет корректировать угол поворота колес и обеспечивает более безопасное и устойчивое движение на скользких поверхностях.

Динамического рулевого управления - работает аналогично активной системе, однако в конструкции в этом случае вместо планетарного редуктора используется электродвигатель.

Адаптивного рулевого управления для транспортных средств - главной особенностью является отсутствие жесткой связи между рулем автомобиля и его колесами.

Конструкций рулевого управления представлены на рисунках в приложении А.

1.4 Обзор и тенденции развития конструкции рулевого управления

Ежегодно современные машины становятся все «умнее» и «умнее», помогая водителям в управлении, при этом обеспечивая комфорт и безопасность.

Активное рулевое управление, а именно Active Front Steering (AFS), разработанная инженерами этой компании, проста, как все гениальное (партнерами, кстати, выступили компании ZF и Bosh). Главная часть Active Front Steering - планетарная передача, в которой может вращаться при помощи электромотора корпус. Она управляется командами компьютера и встроена в разрезанный рулевой вал.

Имеется ввиду управляемость, которая в нашем случае зависит от передаточного числа механизма рулевого управления. Чем оно меньше, тем быстрее автомобиль среагирует на поворот руля. Это довольно удобно, тем более в случае, когда вы пакуетесь: не надо бесконечное количество раз вертеть баранку. Однако на высокой скорости достоинства могут обернуться недостатками. Небольшое движение руками - и автомобиль уже метнулся в сторону отбойника у обочины трассы. Вот и ищут производители автомобилей компромисс между комфортабельностью, безопасностью и, управляемостью «усредняя» данные характеристики.

Система Active Front Steering даёт нам возможность изменять передаточное отношение привода руля в очень широких пределах. Компьютер управляет чувствительностью, и в него можно загрузить любую программу. Следовательно, при помощи системы Active Front Steering можно избавиться от вечного противоречия: или «чувствительной» руль на низкой скорости и очень плохая реакция на высокой, или спокойное вождение на большом ходу, но «неповоротливый» руль в случае парковке. На «пятерке» BMW, которая выпускается серийно, передаточное отношение механизма руля составляет

примерно 1: 18, в данном случае – это компромиссный вариант. Из-за помощи электромотора системы Active Front Steering данная цифра в режимах низкой скорости понижается до 1: 10 - это меньше чем два оборота руля от начала до конца. Парковаться с подобным «быстрым» рулем весьма удобно! А чтобы с ростом скорости машина не становится «нервной» в управлении, по мере разгона электроника постепенно снижает активность электрического двигателя.

Планетарный механизм встроен в разрез рулевого вала. Если не работает электродвигатель, то сателлиты соединяют шестерню рулевого механизма и вал напрямую. Если электродвигатель работает, через «червяк» он поворачивает эпициклическую шестерню и, взяв в рассмотрение направление движения, или уменьшает, или увеличивает угловую скорость вала.

Когда система отказывает, червяк запирает электромагнит аварийного фиксатора, при этом, блокируя механизм, который изменяет передаточное отношение.

Сама суть работы системы активного управления заключается в следующем: с повышением скорости угол поворота направленных колес уменьшается при одинаковом угле поворота управляющего колеса. Когда скорость начинает снижаться (особенно сильно это заметно при парковке) управляемые колеса хотят отклониться, на больший угол.

Активное управление сохраняет рулевую механическую колонку, которая постоянно соединяет руль с передними колесами машины. Это не только может гарантировать полное сохранение всех функций управления рулем в случае, если одна из дополнительных систем перестанет работать в необходимом режиме или даже вовсе выйдет из строя, однако обеспечивает хорошее "чувство руля", а оно очень важно для хорошего водителя. Однако прежний неограниченной свободы водителю, скорее всего, уже не видать - планетарный механизм все-таки может помогать повороту управляемых колес на 6-9 градусов исходя из команд электроники на борту. То есть машина может подруливать сама.

Получается, что система активного рулевого управления объединяет в себе преимущества "управления по проводам" чисто электронной системы, в которой вовсе не предусмотрено механическое соединение между передними колесами и рулем, и подлинное "чувство руля", которое в наше время можно обеспечить лишь с механикой.

Преимущества электронного управления перед гидравлическим очевидны: она не только может точнее подстроиться под движения рук пилота, но заметно меньше по весу, также она надежнее (в ней на порядок меньше деталей). А также подобная система управления легче монтируется, так как проложить пару кабелей заметно проще, чем уложить гидравлические шланги. Повороты руля отслеживает определенный датчик. Получая информацию о вертикальных и боковых ускорениях и скорости, электронный блок посылает сигнал на актуаторы - электромоторы, которые поворачивают колеса. В критической ситуации машину сможет самостоятельно (даже быстрее чем вы) повернуть колеса на необходимый угол. К примеру, системе стабилизации не получилось предотвратить занос, и авто, как волчок, закрутилось на обледеневшей трассе. Опросив датчики, быстродействующая электроника повернет руль, куда и на тот градус, который нужно, и притормозит пару или одно колесо. Самостоятельность машины намного упростит вам жизнь: к примеру, компьютер успешно припаркуется.

1.5 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции

Предварительно выбираем рулевое управление – с реечным рулевым механизмом и с демпфирующим элементом на рулевом колесе с возможностью установки планетарной передачи, в которой может вращаться при помощи электромотора корпус.

2 Защита интеллектуальной собственности

Патентные исследования в рамках бакалаврской работы проводились с 1 марта по 10 марта 2018 г.

Целью патентных исследований является:

- установление уровня и тенденции развития техники и технологии;
- анализ применимости прогрессивных решений в бакалаврской работе по сравнению с выявленными в процессе патентного поиска наиболее совершенными отечественными разработками.

Патентные исследования проводилось на глубину 11 лет с 2006 по 2017 годы.

Для проведения патентных исследований был определен следующий предмет поиска: «Рулевое управление».

Патент №2157326 - Рулевое управление транспортного средства

Изобретение относится к транспортному машиностроению, в частности к рулевым управлениям транспортных средств. Изобретение направлено на упрощение процесса регулирования характера изменения передаточного отношения рулевого управления. Решение поставленной задачи достигается тем, что корпус телескопического карданного вала связан с неподвижным элементом крепления рулевого колеса посредством зубчатой пластины и зубчатого сектора, имеющего фиксатор положения. 1 ил.

Изобретение направлено на упрощение процесса регулирования характера изменения передаточного отношения рулевого управления.

Решение поставленной задачи достигается тем, что корпус телескопического карданного вала связан с неподвижным элементом крепления рулевого колеса посредством зубчатой пластины и зубчатого сектора, имеющего фиксатор положения.

Схема рулевого управления представлена (приложении Б).

Рулевое управление состоит из рулевого колеса 1, редуктора 2, карданной передачи 3, 4, 5, 6, мультипликатора 7, рулевого механизма 8 и привода 9.

Корпус телескопического карданного вала 3 связан с неподвижным элементом крепления рулевого колеса 1 посредством зубчатой пластины 10 и зубчатого сектора 11, имеющего фиксатор положения 12.

Заявляемое рулевое управление работает следующим образом. При необходимости изменения передаточного отношения рулевого управления, которое зависит от угла наклона между телескопическими карданными валами, следует освободить сектор 11 от фиксатора 12 и переместить в нужное положение.

В результате применения предлагаемого рулевого управления упрощается процесс регулирования характера изменения передаточного числа рулевого управления.

Формула изобретения

Рулевое управление транспортного средства с переменным передаточным отношением, состоящее из рулевого колеса, редуктора, карданной передачи с возможностью изменения углов между телескопическими карданными валами, мультипликатора, рулевого механизма и привода, отличающееся тем, что корпус телескопического карданного вала связан с неподвижным элементом крепления рулевого колеса посредством зубчатой пластины и зубчатого сектора, имеющего фиксатор положения.

Патент № 2503570 - устройство для активного рулевого управления транспортным средством и механизм рулевого управления с таким устройством

Группа изобретений относится к области транспортного машиностроения. Устройство для активного рулевого управления грузовым автомобилем снабжено рулевым управлением с усилителем. Рулевое управление содержит зубчатую передачу дифференциального типа колеса рулевого управления для передачи на выходной вал отклонения угла поворота колеса рулевого управления с входного вала и отклонения угла поворота рулевого управления, которое накладывается на отклонение угла поворота колеса рулевого управления с помощью установочного средства. Передача отклонения угла поворота колеса рулевого управления в зубчатой передаче

колеса рулевого управления обеспечивается ступенью (a, b, c, d) зубчатой передачи. Понижение отклонения угла колеса рулевого управления на выходном валу такое, что грузовым автомобилем можно управлять вручную в случае выхода из строя рулевого управления с усилителем. Устройство рулевого управления для грузового автомобиля содержит упомянутое устройство для активного рулевого управления. Достигается повышение безопасности и улучшение управляемости в случае выхода из строя усилителя рулевого управления. 2 н. и 6 з.п. ф-лы, 3 ил.

Настоящее изобретение относится к устройству для активного рулевого управления грузовым автомобилем, снабженным устройством рулевого управления с усилителем, содержащим зубчатую передачу дифференциального типа колеса рулевого управления для передачи на выходной вал как отклонения угла поворота колеса рулевого управления с входного вала, так и отклонения угла поворота рулевого управления, наложенного на отклонение угла поворота колеса рулевого управления со средства установки. Изобретение также относится к устройству рулевого управления с таким устройством.

Одной целью изобретения является дальнейшее развитие устройства указанного во введении типа, так что оно к тому же может быть предпочтительно использовано на тяжелых грузовых автомобилях. Другими словами, устройство должно быть способно использовать весь потенциал активного рулевого управления, но в то же время оно должно быть выполнено с возможностью безопасной работы в случае выхода из строя функции рулевого управления с усилителем.

Согласно варианту изобретения передача отклонения угла поворота колеса рулевого управления в зубчатой передаче колеса рулевого управления обеспечивается ступенью зубчатой передачи, чтобы понизить отклонение угла поворота колеса рулевого управления к выходному валу с таким передаточным числом, что грузовой автомобиль может управляться вручную в случае выхода из строя рулевого управления с усилителем.

Догадка, на которой основано изобретение, заключается в том, что передаточное число не 1:1, а, например, 1:2 в зубчатой передаче рулевого управления от входа к выходу может уменьшать передаточное число всего устройства рулевого управления от обычно типичного около 1:19 до, например, 1:38. Это позволяет водителю управлять без рулевого управления с усилителем и без помощи со стороны средства установки. Результирующий синергетический эффект заключается в том, что когда транспортное средство оборудовано активным рулевым управлением сконфигурированным таким образом, то нет необходимости в дополнительном насосе в системе рулевого управления, чтобы обеспечить безопасность при выходе из строя рулевого управления с усилителем. Несомненно, средство установки/электрический двигатель тогда должен больше работать во время обычной работы, но это является меньшей проблемой.

Зубчатая передача колеса рулевого управления обычно может иметь передаточное число между около 1:1,3 и 1:3, в частности, около 1:2.

Отклонение угла поворота рулевого управления с помощью устройства установки зубчатой передачи колеса рулевого управления может быть заблокировано, если средства установки и/или система рулевого управления с усилителем являются/является нерабочими. Это обеспечивает то, что ступень наложения угла зубчатой передачи колеса рулевого управления не сопровождается и делает зубчатую передачу колеса рулевого управления нерабочей, если средство установки также находится вне действия. Это может быть достигнуто, например, посредством самотормозящейся реечно-червячной зубчатой передачи ступени наложения угла или посредством подпружиненного пальца, который блокирует ступень наложения угла, если энергоснабжение средства установки выходит из строя. Однако может быть также желательно заблокировать эту ступень наложения угла, когда рулевое управление с усилителем находится только вне работы, то есть независимо от функции средства установки.

Зубчатая передача колеса рулевого управления может содержать двойную планетарную зубчатую передачу с входным центральным зубчатым колесом, выходным центральным зубчатым колесом и двумя планетарными зубчатыми колесами, размещенными в активном зацеплении на общих шпинделях между центральными зубчатыми колесами. Тогда требуемая понижающая передача может быть легко достигнута путем сокращения числа зубьев на входном центральном зубчатом колесе по отношению к выходному центральному зубчатому колесу и регулировки согласно соответствующим числам зубьев планетарных зубчатых передач.

Другие признаки и преимущества изобретения могут быть указаны с помощью формулы изобретения и описания приведенных ниже примеров вариантов осуществления.

В показанном примере рулевое управление 50 с усилителем выполнено приблизительно следующим образом:

Входной вал 52 может переключать не изображённый поворачиваемый корпус клапана в схематично изображенном гидравлическом клапане 60 рулевого управления 50 с усилителем. Клапан 60 снабжается гидравлической текучей средой под давлением с помощью гидравлического двигателя 62, для того чтобы распределять гидравлическую текучую среду на противоположные концы гидравлического цилиндра 70 через трубки 64, 66. Гидравлический цилиндр 70 вмещает в себя прикрепленную к нему втулку 72 с шариковой гайкой, для совместного вращения с ним, в виде гидравлического поршня, выполненного с возможностью линейного перемещения, который находится в резьбовом зацеплении с шариковым винтом 74 рулевого управления 50 с усилителем. Шариковый винт 74 сам по себе соединен с входным валом 52 через не изображённый торсионный стержень, который возвращает клапан 60 в нерабочее открытое центральное положение, когда к входному валу 52 не приложен крутящий момент.

Если к входному валу 52 приложен крутящий момент с помощью зубчатой передачи 10 колеса рулевого управления, клапан 60 переключается в

одном направлении или в другом. В то же время, крутящий момент действует на шариковый винт 74, который стремится поворачиваться в соответствующем направлении. Клапан 60 распределяет управляющее давление на соответствующий, нижний или верхний, конец втулки 27 с шариковой гайкой таким образом, что крутящий момент на шариковом винте 74 усиливается, и шариковый винт 74 вынужден поворачиваться, когда втулка 72 с шариковой гайкой перемещается. Для того чтобы преобразовать линейное перемещение втулки 72 с шариковой гайкой в перемещение рулевого управления пары колес транспортного средства, втулка 72 с шариковой гайкой находится в зубчатом зацеплении с одной стороны с одним концом рычага 82, другой конец которого соединен с тягой 84 в механизме 80 продольной рулевой тяги для колес 86 транспортного средства. Когда крутящий момент на входном валу 52 прекращается, потому что зубчатая передача 10 рулевого управления понижает давление на рулевое управление с усилителем, не обеспечивая ввода дополнительного угла на входной вал 52, происходит обратный ход пружин последнего с помощью вышеупомянутого торсионного стержня, так что клапан 60 возвращается в нерабочее центральное положение, и перемещение рулевого управления прекращается.

Зубчатая передача 10 колеса рулевого управления имеет корпус 12 зубчатой передачи, который поддерживает для вращения входной вал 14, который прикреплен к колесу 90 рулевого управления, для совместного вращения с ним, и выходной вал 34, который прикреплен к выходному валу 52 рулевого управления 50 с усилителем, для совместного вращения с ним.

Хотя зубчатая передача колеса рулевого управления согласно настоящему изобретению может быть сконфигурирована по-другому, зубчатая передача 10 колеса рулевого управления в показанном на рисунке 2.1 выполнена как планетарная зубчатая передача дифференциального типа приблизительно следующим образом:

Входной вал 14 выполнен на своем внутреннем конце с входным основным зубчатым колесом а, которое находится в зубчатом зацеплении с

некоторым числом идентичных между собой входных планетарных зубчатых колес b . Планетарные зубчатые колеса b установлены для вращения на одном конце шпинделей 24 водила 22 планетарной передачи. Планетарные зубчатые колеса также находятся в зубчатом зацеплении с коронной шестерней 20, выполненной на внутренней стороне корпуса 12.

Подобным образом выходной вал 34 выполнен на своем внутреннем конце с выходным основным зубчатым колесом c , которое находится в зубчатом зацеплении с некоторым числом идентичных между собой выходных планетарных зубчатых колес d . Основные зубчатые колеса a и c смонтированы на центральном шпинделе 26, который может быть соединен, для совместного вращения, с водилом 22 планетарной передачи. Планетарные зубчатые колеса d смонтированы для вращения на другом конце шпинделей 24 водила 22 планетарной передачи. Планетарные зубчатые колеса d также находятся в зубчатом зацеплении с внутренней стороной кольцевого червячного колеса 30, наружная сторона которого находится в зацеплении с червячной шестерней 42. Червячная шестерня 42 может быть приведена во вращение с помощью установочного средства в виде электродвигателя 40.

Зубчатая передача 10 колеса рулевого управления принимает форму дифференциальной зубчатой передачи, в которой зубчатые колеса a , b , c , d , могут рассматриваться как образующие ступень зубчатой передачи, чтобы понизить отклонение угла поворота колеса рулевого управления к выходному валу. Червячная шестерня 42 вместе с червячным колесом 30 и зубчатыми колесами c , d , могут тогда рассматриваться как образующие ступень зубчатой передачи для содействия в отклонении угла поворота рулевого управления с помощью электродвигателя 40. Зубчатая передача 10 колеса рулевого управления, таким образом, выполнена с возможностью постоянного изменения передаточного числа между входным и выходным валами 14 и 34.

Входной вал 14 может обеспечивать первое входное значение угла от водителя, при этом электродвигатель 40 может обеспечивать второе входное значение угла через внешний управляющий сигнал на зубчатую передачу 10

рулевого управления. Первое входное значение входного вала 14, которое при отключении будет обеспечивать выходное значение угла выходного вала 34, может быть таким образом изменено вторым входным значением от электродвигателя 40, который при отключении будет создавать выходное значение угла выходного вала 34, приводя в результате к дифференцированному или наложенному выходному значению угла выходного вала 34.

Как подразумевается разницей во взаимных размерах между зубчатыми колесами a, b, c, d, зубчатой передачи на фиг.1, понижающая зубчатая передача имеет место между входным и выходным валами 14 и 34 зубчатой передачи 10 колеса рулевого управления согласно настоящему изобретению.

Более конкретно, передаточное число составляет приблизительно между 1:1,3 и 1:3, в частности около 1:2, между входным валом 14 и выходным валом 34, когда электрический двигатель 40 не работает. Это достигается путем соответствующего выбора числа зубьев z для соответствующих зубчатых колес a, b, c, d, причем требуемое передаточное число i между входным и выходным валами 14 и 34 получают с помощью соотношения $i=(z_a/z_b) \times (z_d/z_c)$.

В зубчатой передаче 10 колеса рулевого управления, показанной в упрощенном виде на рисунке 2.2, планетарные передачи отличаются от показанных на рисунке 2.1 главным образом тем, что планетарные зубчатые колеса b и d соединены друг с другом, для совместного вращения, посредством общего вала 24, и тем, что водило 22 планетарной передачи соединено, для совместного вращения, с зубчатым колесом 23, которое приводится в действие посредством зубчатой шестерни 43 с помощью электрического двигателя 40.

Если рулевое управление с усилителем и возможно также электродвигатель 40 находятся в нерабочем состоянии, водило 22 планетарной передачи, как схематично изображено в примере на рисунке 2.2, может быть заблокировано подпружиненным стопорным устройством 44, которое высвобождается и, соответственно, блокирует вращение водила 22 планетарной передачи, например, с помощью двустороннего зацепления между зубчатым

колесом 23 и зубчатой шестерней 43. В показанном на рисунке 2.1 варианте осуществления настоящего изобретения стопорная функция может быть достигнута путем вхождения в зацепление между червячным колесом 30 и червячной шестерней 42, которые являются самотормозящими, так что червячная шестерня 42 не может быть приведена в действие червячным колесом 30.

Приведенное выше описание в первую очередь предназначено для облегчения понимания, при этом оно не подразумевает никаких ненужных ограничений настоящего изобретения. Изменения, которые будут очевидными для специалиста в данной области техники, который внимательно изучил описание, могут быть осуществлены, не отходя от сущности настоящего изобретения или объема нижеследующей формулы изобретения.

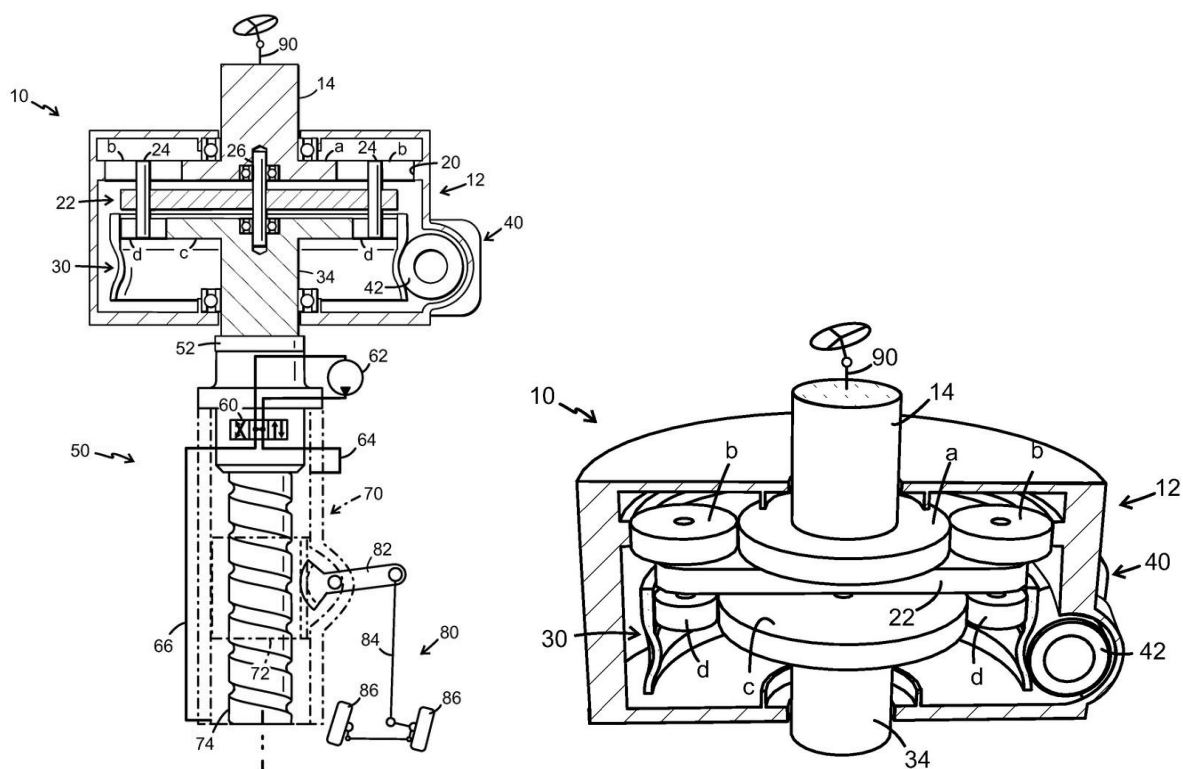


Рисунок 2.1 - Планетарная зубчатая передача дифференциального типа

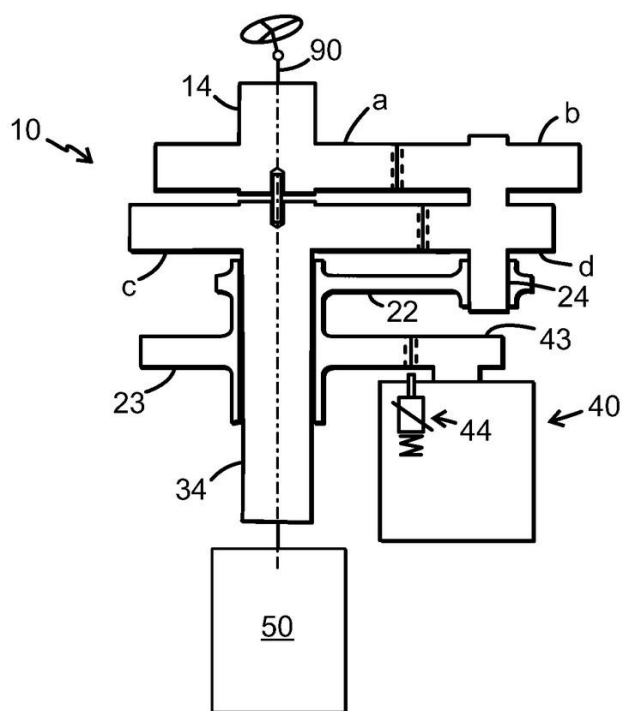


Рисунок 2.2 – Зубчатая передача колеса рулевого управления

Патент № 2157327 - Рулевое управление транспортного средства

Изобретение относится к механическому рулевому управлению транспортного средства с электрическим усилителем и может применяться в автомобилях повышенной проходимости, работающих преимущественно в маневровых режимах. Рулевое управление транспортного средства содержит рулевое колесо 1, рулевой механизм 2, датчик 3 момента, электродвигатель 4, усилитель мощности 5, коммутатор 6, компаратор 7, датчик тока 8, задатчик 9 порогового значения скорости движения, блок 10 преобразования сигналов датчика момента, блок 11 преобразования сигналов датчика тока, датчик 12 скорости движения, первый блок 13 логики, сумматор 14, первый регулятор 15, второй блок 16 логики и второй регулятор 17. Предлагаемое рулевое управление транспортного средства позволяет повысить быстродействие в работе электроусилителя рулевого управления транспортного средства и гарантировать желаемое снижение требуемого момента на рулевом колесе при любых углах поворота колес при достаточной мощности установленного электродвигателя. 2 ил.

Изобретение относится к механическому рулевому управлению транспортного средства с электрическим усилителем и может применяться в автомобилях повышенной проходимости, работающих преимущественно в маневровых режимах.

Наиболее близким по технической сущности является рулевое управление транспортного средства (см. а. с. СССР N 1539115, опубликованное 30.01.90 в Бюл. N 4), содержащее рулевой механизм, кинематически соединенный с управляемыми колесами, датчик крутящего момента, установленный на рулевом валу, усилитель мощности, электродвигатель, кинематически связанный с рулевым валом, коммутатор, компаратор, сумматор, источники порогового и опорного напряжений и датчик скорости.

Недостаток указанного рулевого управления транспортного средства заключается в том, что в маневровом режиме, когда электрический усилитель включен, с усилителя мощности на электродвигатель подается напряжение, пропорциональное сигналу датчика момента, и система управления электрическим усилителем работает как разомкнутая по основному параметру - моменту, развиваемому электрическим двигателем. Этот режим работы не гарантирует желаемого снижения требуемого крутящего момента на рулевом колесе при действии всевозможных помех: изменения температуры, напряжения питания усилителя мощности, изменения момента нагрузки на рулевом механизме и других. Кроме того, быстродействие такой системы очень низкое, так как определяется постоянными времени электродвигателя, и при резких маневрах нельзя ожидать достаточной динамической помощи водителю от такого электроусилителя руля.

Сущность изобретения заключается в том, что рулевое управление транспортного средства, содержащее рулевое колесо, кинематически соединенное через датчик момента и рулевой вал с рулевым механизмом, кинематически соединенным с управляемыми колесами, электродвигатель, кинематически связанный с рулевым валом, усилитель мощности, сумматор, задатчик порогового значения скорости движения, соединенный с первым

входом компаратора, датчик скорости движения, соединенный со вторым входом компаратора, коммутатор, первый вход которого, соединен с выходом компаратора, а выход - с электродвигателем, снабжено датчиком тока, блоками преобразования сигналов датчика момента и датчика тока, первым и вторым блоками логики, первым и вторым регуляторами, причем выход усилителя мощности соединен со вторым входом коммутатора через датчик тока, выход которого соединен с входом блока преобразования сигналов датчика тока, вход усилителя мощности соединен с выходом первого блока логики, вход которого соединен с выходом сумматора, выход второго регулятора соединен с первым входом второго блока логики, выход которого соединен с первым входом первого регулятора, выход датчика момента соединен с входом блока преобразования сигналов датчика момента, выход которого соединен со вторыми входами первого регулятора и второго блока логики и входом второго регулятора, выход первого регулятора соединен с первым входом сумматора, второй вход которого соединен с выходом блока преобразования сигналов датчика тока.

Существенные отличия заключаются в новой совокупности связей между элементами и блоками устройства. Указанная совокупность связей позволяет повысить быстродействие работы электроусилителя рулевого управления транспортного средства и гарантировать желаемое снижение требуемого момента на рулевом колесе при любых углах поворота колес при достаточной мощности установленного электродвигателя.

Функциональная схема рулевого управления и структурная схема системы управления электроусилителя руля представлены в (приложении Б).

Рулевое управление транспортного средства (приложение Б, рисунок Б.2) содержит рулевое колесо 1, рулевой механизм 2, датчик 3 момента, электродвигатель 4, усилитель мощности 5, коммутатор 6, компаратор 7, датчик тока 8, задатчик 9 порогового значения скорости движения, блок 10 преобразования сигналов датчика момента, блок 11 преобразования сигналов датчика тока, датчик 12 скорости движения, первый блок 13 логики, сумматор

14, первый регулятор 15, второй блок 16 логики и второй регулятор 17. Рулевое колесо 1 кинематически соединено через датчик момента 3 и рулевой вал с рулевым механизмом 2, который в свою очередь соединен кинематически с управляемыми колесами. Электродвигатель 4 также кинематически связан с рулевым валом. Задатчик 9 порогового значения скорости движения соединен с первым входом компаратора 7, второй вход которого соединен с выходом датчика 12 скорости движения. Выход компаратора 7 соединен с первым входом коммутатора 6, выход которого соединен с электродвигателем 4. Усилитель 5 мощности через датчик 8 тока соединен со вторым входом коммутатора 6. Выход датчика 8 тока соединен с блоком 11 преобразования сигналов датчика тока. Вход усилителя 5 мощности соединен с выходом первого блока 13 логики, вход которого соединен с выходом сумматора 14. Выход второго регулятора 17 соединен с первым входом второго блока 16 логики, выход которого соединен с первым входом первого регулятора 15. Выход датчика 3 момента соединен с входом блока 10 преобразования сигналов датчика момента, выход которого соединен со вторыми входами первого регулятора 15 и второго блока 16 логики и входом второго регулятора 17. Выход первого регулятора 15 соединен с первым входом сумматора 14, второй вход которого соединен с выходом блока 11 преобразования сигналов датчика тока.

Датчик 3 момента, например, представляет собой упругий элемент, на концах которого закреплены экраны токовихревого датчика угла поворота. Усилитель 5 мощности, например, выполнен в виде транзисторного широтно-импульсного преобразователя с высокой частотой коммутации силовых транзисторов. Коммутатор 6, например, представляет собой стандартное релейное переключающее устройство. Компаратор 7, например, цифровой, выполнен, например, на микросхемах КР1533СП1 или программно. Датчик 8 тока, например, представляет собой шунт. Задатчик 9 порогового значения скорости движения, например, выполнен в виде переключателей, подающих логические нули или единицы на разряды первого входа компаратора 7, или

программно. Блоки 10 и 11 преобразования сигналов датчиков момента и тока, например, включают в себя стандартные аналого-цифровые преобразователи и нелинейные элементы, реализованные, например, на микросхемах КР1533КП13 и стандартных логических элементах или программно. Датчик 12 скорости, например, снабжен стандартным аналого-цифровым преобразователем. Первый блок 13 логики, например, выполнен на микросхемах КР1533КП13 и стандартных логических элементах или программно. Сумматор 14, например, выполнен на микросхемах КР555ИМ6 или программно. Регуляторы 15 и 17, например, выполнены на микросхемах КР555ИМ6, КР555ТМ8 и генераторах прямоугольных импульсов или программно. Второй блок 16 логики, например, представляет собой дешифратор нуля сигнала блока 10 преобразования сигналов датчика момента и воздействует на входы сброса микросхем КР555ТМ8 второго регулятора 17. Второй блок 16 логики также может быть реализован программно. При программной реализации блоков 7, 9, 10, 11, 13, 14, 15, 16, 17 может быть использован, например, микроконтроллер PIC 16C74, обладающий необходимым количеством встроенных аналого-цифровых преобразователей и встроенным широтно-импульсным модулятором.

Рулевое управление транспортного средства работает следующим образом.

При движении автомобиля на сравнительно низких скоростях, т.е. в маневровом режиме, выходной сигнал датчика 12 скорости движения меньше сигнала задатчика 9 порогового значения скорости движения и выходной сигнал компаратора 7 находится в состоянии, соответствующем подключению цепи электродвигателя 4 к усилителю 5 мощности через коммутатор 6 и датчик 8 тока. В этом режиме работает электроусилитель руля, принцип действия которого поясняет структурная схема (приложение Б, рисунок Б.3) его системы управления.

3 Конструкторская часть

3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

Рассматриваемый в данной работе автомобиль - Hyundai Elantra. Исходными данными для тягово-динамического расчета являются технические характеристики автомобиля.

Таблица 3.1- Технические характеристики автомобиля Hyundai Elantra 1.6 16v

Наименование показателя	Значение
Тип автомобиля	Легковой
Ведущие колеса	Передние
Тип двигателя	Бензиновый с распределенным впрыском топлива
Максимальная мощность двигателя N_{max} , кВт	76
Угловая частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности n , мин ⁻¹ .	5800
Максимальный крутящий момент при 3400 мин ⁻¹ , Н·м	143
Трансмиссия	МКПП
Число ступеней МКПП	5
Передаточные числа МКПП	
I	3,615
II	2,053
III	1,37
IV	0,971
V	0,825
З.х.	3,25
Главной передачи	3,84

Продолжение таблицы 3.1

Наименование показателя	Значение
Радиус колеса r , мм	300
Максимальная скорость автомобиля V_{max} , км/ч.	182
Вес автомобиля с полной нагрузкой G_a , Н	17575
Собственный вес автомобиля в снаряженном состоянии, включая массу водителя G_0 , Н	12120
Сила тяжести, воспринимаемая ведущими колесами с полной нагрузкой G_1 , Н	10150
Сила тяжести, воспринимаемая ведущими колесами без нагрузки G_{01} , Н	7390
Колея автомобиля B , м	1,475
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина L	4520
ширина B_A	1720
высота H	1420
колесная база l	2610

3.1.1 Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя

Скоростная характеристика - зависимость эффективного крутящего момента M_e и мощности N_e двигателя от частоты вращения n_e или угловой скорости коленвала ω_e .

В графике внешней скоростной характеристики присутствуют следующие характерные точки:

M_{max} - предельный крутящий момент;

N_{max} – предельная мощность эффективная;

ω_N – угловая скорость коленвала при максимальной мощности;

ω_M - угловая скорость коленчатого вала при максимальном крутящем моменте;

N_M - мощность при максимальном крутящем моменте;

M_N - крутящий момент при максимальной мощности;

ω_{\min} - минимальная устойчивая угловая скорость коленчатого вала при полной подаче топлива; для бензиновых двигателей $\omega_{\min} = 60 \dots 100$ рад/с;

ω_{\max} - предельная угловая скорость коленвала.

Внешняя скоростная характеристика бензиновых двигателей вычисляется, используя следующие формулы:

$$N_e = N_{\max} \left[\frac{\omega_e}{\omega_N} + \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right]$$

$$\omega_{\max} = 1,1 \cdot \omega_N = 1,1 \cdot 607 = 667 \text{ рад/с};$$

$$\text{принимаем } \omega_{\min} = 80 \text{ рад/с}.$$

Для построения графиков зависимостей крутящего момента двигателя и эффективной мощности необходимо найти 9 точек.

$$1. N_e = 76 \cdot \left[\frac{80}{607} + \left(\frac{80}{607} \right)^2 - \left(\frac{80}{607} \right)^3 \right] \approx 11 \text{ кВт};$$

$$2. N_e = 76 \cdot \left[\frac{150}{607} + \left(\frac{150}{607} \right)^2 - \left(\frac{150}{607} \right)^3 \right] \approx 22 \text{ кВт};$$

$$3. N_e = 76 \cdot \left[\frac{220}{607} + \left(\frac{220}{607} \right)^2 - \left(\frac{220}{607} \right)^3 \right] \approx 34 \text{ кВт};$$

$$4. N_e = 76 \cdot \left[\frac{290}{607} + \left(\frac{290}{607} \right)^2 - \left(\frac{290}{607} \right)^3 \right] \approx 45 \text{ кВт};$$

$$5. N_e = 76 \cdot \left[\frac{360}{607} + \left(\frac{360}{607} \right)^2 - \left(\frac{360}{607} \right)^3 \right] \approx 56 \text{ кВт};$$

$$6. N_e = 76 \cdot \left[\frac{430}{607} + \left(\frac{430}{607} \right)^2 - \left(\frac{430}{607} \right)^3 \right] \approx 65 \text{ кВт};$$

$$7. N_e = 76 \cdot \left[\frac{500}{607} + \left(\frac{500}{607} \right)^2 - \left(\frac{500}{607} \right)^3 \right] \approx 72 \text{ кВт};$$

$$8. N_e = 76 \cdot \left[\frac{607}{607} + \left(\frac{607}{607} \right)^2 - \left(\frac{607}{607} \right)^3 \right] \approx 76 \text{ кВт};$$

$$9. N_e = 76 \cdot \left[\frac{667}{607} + \left(\frac{667}{607} \right)^2 - \left(\frac{667}{607} \right)^3 \right] \approx 74 \text{ кВт};$$

Крутящий момент для бензиновых двигателей найдем по следующей формуле:

$$M_e = 1000 \cdot \frac{N_e}{\omega_e}$$

$$1. M_e = 1000 \cdot \frac{11}{80} = 139,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$2. M_e = 1000 \cdot \frac{22}{150} = 148,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$3. M_e = 1000 \cdot \frac{34}{220} = 154,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$4. M_e = 1000 \cdot \frac{45}{290} = 156,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$5. M_e = 1000 \cdot \frac{56}{360} = 155,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$6. M_e = 1000 \cdot \frac{65}{430} = 151,0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$7. M_e = 1000 \cdot \frac{72}{500} = 143,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$8. M_e = 1000 \cdot \frac{76}{607} = 125,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$9. M_e = 1000 \cdot \frac{74}{667} = 111,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Результаты расчета внешней скоростной характеристики сводятся в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 - Результаты расчета внешней скоростной характеристики

Параметр	Единица измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ω_e	Рад/с	80	150	220	290	360	430	500	607	667
n_e	мин ⁻¹	760	1430	2100	2770	3440	4100	4780	5800	6370
N_e	кВт	11	22	34	45	56	65	72	76	74
M_e	Нм	139,5	148,5	154,1	156,4	155,4	151,0	143,4	125,2	111,6

График внешней скоростной характеристики двигателя представлен в графической части.

Из расчета следует, что максимальный крутящий момент 156,4 Н-м приходится на 2770 мин⁻¹, а в характеристиках заявлены 143 Н-м при 3400 мин⁻¹. При построении кривых характеристики двигателя используем усредненный метод расчета. Расчетный крутящий момент выше реального. Производители указывают реальный крутящий момент двигателя при работе с навесными агрегатами и различными системами, что снижает теоретически полученные данные, т.к. на приведение в движение узлов двигателя (генератор, насос охлаждающей системы, масляный насос, компрессоры гидроусилители и кондиционера) затрачивается механическая энергия.

3.1.2 Расчет тягово-динамических параметров автомобиля

Силовой баланс автомобиля.

Силу тяги определим по формуле:

$$P_T = \frac{M_T}{r}$$

Тяговый момент зависит от крутящего момента M_e снимаемого с коленвала двигателя:

$$M_N = M_e \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP}$$

i_{TP} - передаточное число трансмиссии;

$i_{TP} = 0,92$ - КПД трансмиссии легкового автомобиля.

Передаточное число трансмиссии определяется с учетом передаточных чисел коробки передач и главной передачи:

$$i_{TP} = i_k \cdot i_G$$

Таким образом, на i -ой передаче:

$$P_{Ti} = \frac{M_e \cdot i_{ki} \cdot i_G \cdot \eta_{TP}}{r}$$

Для построения тяговой характеристики следует найти связь между угловой скоростью коленчатого ω_e вала или частотой вращения двигателя n_e и максимальной скоростью транспортного средства на всех передачах.

Заполним таблицу 3.3 исходя из условия:

$$V_i = 3.6 \cdot \frac{r \cdot \omega_e}{i_{ki} \cdot i_i}, \text{ км/ч}$$

Таблица 3.3 - Связь между угловой скоростью коленчатого вала и максимальной скоростью транспортного средства на всех передачах

Передача	I	II	III	IV	V
i_{ki}	3,615	2,053	1,37	0,971	0,825
i_G	3,84				
i_{TPi}	13,882	7,884	5,261	3,728	3,168
$\omega_e \text{ MAX}$	667				
$r, \text{ м}$	0,325				
$V, \text{ км/ч}$	51,9	91,4	137	193	227

Используя значения таблицы 3.3, определяем значения P_{Ti} и V_i для девяти точек ω_e . Результаты расчета для всех передач КПП сводим в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Результаты расчёта передач КПП

Передача	i_{TP}	Параметр	Единицы измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9
		ω_e	рад/с	80	150	220	290	360	430	500	607	667
Me	Н·м	139,5	148,5	154,1	156,4	155,4	151,0	143,4	125,2	11,6		
I	13,88	V_I	км/ч	6	12	17	23	28	33	39	47	52
		P_{TI}	Н	5940	6322	6562	6660	6616	6431	6104	5330	4751
II	7,88	V_{II}	км/ч	11	21	30	40	49	59	68	83	91
		P_{TII}	Н	3373	3590	3726	3782	3758	3652	3467	3027	2698
III	5,26	V_{III}	км/ч	16	31	45	60	74	88	103	125	137
		P_{TIII}	Н	2251	2396	2487	2524	2507	2437	2313	2020	1800
IV	3,73	V_{IV}	км/ч	23	43	64	84	104	125	145	176	193
		P_{TIV}	Н	1595	1698	1762	1789	1777	1727	1640	1432	1276
V	3,17	V_V	км/ч	27	51	75	99	123	147	170	207	227
		P_{TV}	Н	1356	1443	1497	1520	1510	1468	1393	1216	1084

Силовой баланс автомобиля определим по формуле:

$$P_T = P_\alpha + P_f + P_j + P_\omega,$$

где, P_T - сила тяги, Н;

P_α - сила сопротивления подъему, Н;

P_f - сила сопротивления качению, Н;

P_j - сила инерции, Н;

P_ω - сила сопротивления воздуха, Н.

Для случая равномерного движения автомобиля по горизонтальному участку $P_\alpha = 0$ и $P_j = 0$:

$$P_T = P_f + P_\omega$$

Сила сопротивления качению:

$$P_f = G_a \cdot f,$$

где $G_a = 17575$ Н - полный вес транспортного средства;

f - коэффициент сопротивления качению;

$$f = f_0 \left(1 + \frac{V^2}{1500}\right),$$

где V - скорость автомобиля, м/с;

f_0 - коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью ($f_0 \approx 0,01$).

Сила сопротивления воздуха:

$$P_{\omega} = k_{\omega} \cdot F \cdot V^2,$$

где k_{ω} – коэффициент обтекаемости, $\text{Нс}^2/\text{м}^4$ (для легковых автомобилей

$k_{\omega} = 0,2 \dots 0,35$;

F - площадь лобового сопротивления, м^2 ;

Для легкового автомобиля:

$$F = 0,78 \cdot B_a \cdot H,$$

где B_a - 1,72 м - ширина автомобиля;

H - 1,42 м - высота автомобиля;

V - скорость автомобиля, м/с.

В сети Интернет и некоторых журналах публикуется значения коэффициента обтекаемости (коэффициент лобового сопротивления) для данной модели Hyundai Elantra $C_x = 0,29$.

$$F = 0,78 \cdot 1,72 \cdot 1,42 = 1,9 \text{ м}^2$$

Рассчитанные значения P_f и P_{ω} в зависимости от изменения V заносим в таблицу 3.5

Таблица 3.5 - Рассчитанные значения P_f и P_ω

Параметр	Единица измерения	1	2	3	4	5	6	7	8
V	м/с	6,9	13,9	20,8	27,8	34,7	41,7	48,6	56,9
V	км/ч	25	50	75	100	125	150	175	205
f		0,0103	0,0113	0,0129	0,0151	0,0180	0,0216	0,0258	0,0316
P_f	Н	181	199	227	265	316	380	453	555
P_ω	Н	26	106	238	426	663	958	1301	1784
P_f+P_ω	Н	207	305	465	691	979	1338	1754	2339

Чтобы построить график силового баланса (графический лист 002) на графике тяговой характеристики транспортного средства строят графики $P_f = f(V)$ и $P_f + P_\omega = f(V)$ и далее делается вывод о теоретически возможной максимальной скорости транспортного средства, которую можно найти в точке пересечения кривых линий P_{Ti} и $P_f + P_\omega$. Точка пересечения кривых линий P_{TIV} и $P_f + P_\omega$ не соответствует максимальной скорости движения автомобиля в 182 км/ч, заявленной производителем. Для полностью загруженного автомобиля $V_{max} = 164$ км/ч, что приемлемо, т.к. производитель зачастую представляет опытные данные с частичной загрузкой автомобиля.

Динамический паспорт автомобиля

Построение динамической характеристики автомобиля

Динамическая характеристика автомобиля - зависимость динамического фактора автомобиля с полной нагрузкой от скорости движения на различных передачах: $D = f(V)$.

Динамический фактор автомобиля с полной нагрузкой определяется по формуле:

$$D = \frac{P_T - P_\omega}{G_\alpha} = \frac{P_{CB}}{G_\alpha}$$

где P_T - сила тяги, Н;

P_ω - сила сопротивления воздуха, Н;

$G_a = 17575$ Н- полный вес транспортного средства;

P_{CB} - свободная сила тяги, Н.

Результаты расчёта для каждой передачи сводим в таблицу 3.6

По результатам таблицы 3.6 строим динамическую характеристику.

Таблица 3.6- Динамический фактор автомобиля с полной нагрузкой

Передача	Параметр	Единица измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9
I	V_1	км/ч	6	12	17	23	28	33	39	47	52
	P_{T1}	Н	5940	6322	6562	6660	6616	6431	6104	5330	4751
	$P_{\omega 1}$		2	6	12	22	33	46	64	93	114
	P_{CB1}	Н	5938	6316	6550	6638	6583	6385	6040	5237	4637
	D_1		0,338	0,359	0,373	0,378	0,375	0,363	0,344	0,298	0,264
II	V_2	км/ч	11	21	30	40	49	59	68	83	91
	P_{T2}	Н	3373	3590	3726	3782	3758	3652	3467	3027	2698
	$P_{\omega 2}$		5	19	38	67	101	146	194	290	348
	P_{CB2}	Н	3368	3572	3689	3715	3657	3506	3272	2737	2350
	D_2		0,192	0,203	0,210	0,211	0,208	0,199	0,186	0,156	0,134
III	V_3	км/ч	16	31	45	60	74	88	103	125	137
	P_{T3}	Н	2251	2396	2487	2524	2507	2437	2313	2020	1800
	$P_{\omega 3}$		11	40	85	151	230	326	446	657	789
	P_{CB3}	Н	2240	2355	2402	2373	2277	2112	1867	1363	1011
	D_3		0,127	0,134	0,137	0,135	0,130	0,120	0,106	0,078	0,058
IV	V_4	км/ч	23	43	64	84	104	125	145	176	193
	P_{T4}	Н	1595	1698	1762	1789	1777	1727	1640	1432	1276
	$P_{\omega 4}$		22	78	172	297	455	657	884	1302	1566
	P_{CB4}	Н	1573	1620	1590	1492	1322	1070	756	129	-290
	D_4		0,090	0,092	0,090	0,085	0,075	0,061	0,043	0,007	0,017
V	V_5	км/ч	27	51	75	99	123	147	170	207	227
	P_{T5}	Н	1356	1443	1497	1520	1510	1468	1393	1216	1084
	$P_{\omega 5}$		31	109	237	412	636	909	1215	1802	2167
	P_{CB5}	Н	1325	1333	1261	1108	874	559	178	-585	-1082
	D_5		0,075	0,076	0,072	0,063	0,050	0,032	0,010	-	-

Построение номограммы нагрузок

Масштаб шкалы D_0 определяется по формуле:

$$a_0 = \frac{a_a \cdot G_0}{G_a}$$

где a_a - масштаб шкалы динамического фактора для автомобиля с полной нагрузкой.

$$a_0 = \frac{1 \cdot 12120}{15575} = 0,78$$

График контроля буксования

Для построения графика определяется динамический фактор по сцеплению.

$$D_{a\phi} = \frac{G_1}{G_a} \phi_x; D_{0\phi} = \frac{G_{01}}{G_0} \phi_x$$

Для автомобиля с полной нагрузкой и без нее последовательно для коэффициентов сцепления $\phi_x=0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$, где

$D_{a\phi}$ - динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой;

$D_{0\phi}$ - динамический фактор по сцеплению автомобиля без нагрузки;

G_{01} - сила тяжести, воспринимаемая ведущими колесами автомобиля без нагрузки;

G_1 - сила тяжести, воспринимаемая ведущими колесами автомобиля с полной нагрузкой.

Вычисленные значения $D_{a\phi}$ и $D_{0\phi}$ для конкретных значений ϕ_x заносим в таблицу 3.7

Таблица 3.7 - Вычисленные значения $D_{a\phi}$ и $D_{0\phi}$ для конкретных значений ϕ_x

ϕ_x	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$D_{0\phi}$	0,061	0,122	0,183	0,244	0,305
$D_{a\phi}$	0,057	0,115	0,171	0,228	0,285

Оценка приемистости автомобиля.

Определение ускорения автомобиля.

Величину ускорения на каждой передаче можно определить по формуле:

$$j = \frac{Q - \psi \cdot g}{\delta_{BP}}$$

Коэффициент учета вращающихся масс δ_{BP} можно определить по эмпирической формуле

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{\delta_1 + \delta_2 \cdot i_k^2 \cdot G_a}{G},$$

где $\delta_1 = \delta_2 = 0,03 \dots 0,05$;

i_k - передаточное число передачи КПП;

G_a - вес автомобиля с полной нагрузкой;

G - фактический вес автомобиля.

Для полностью загруженного автомобиля можно принять

$$\delta_{BP} = 1,04 + 0,04i_k^2.$$

Таблица 3.8 - Определение ускорения автомобиля

Передача	i_k	ΔBP	Параметр	Единицы измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9
I	3,615	1,563	V_1	км/ч	6	12	17	23	28	33	39	47	52
			$\Psi = f$		0,019 03	0,019 14	0,019 28	0,019 51	0,019 76	0,020 05	0,020 47	0,021 14	0,021 61
			D_1		0,338	0,359	0,373	0,378	0,375	0,363	0,344	0,298	0,264
			j_1	м/с ²	1,999	2,133	2,216	2,246	2,225	2,152	2,026	1,736	1,519
II	2,053	1,209	V_2	км/ч	11	21	30	40	49	59	68	83	91
			$\Psi = f$		0,019 12	0,019 43	0,019 87	0,020 55	0,021 32	0,022 36	0,023 47	0,025 66	0,027 00
			D_2		0,192	0,203	0,210	0,211	0,208	0,199	0,186	0,156	0,134
			J_2	м/с ²	1,399	1,490	1,540	1,547	1,514	1,436	1,319	1,055	0,865

Продолжение таблицы 3.8

Передача	i_k	ΔBP	Параметр	Единицы измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9
III	1,37	1,115	V_3	км/ч	16	31	45	60	74	88	103	125	137
			$\Psi = f$		0,019 25	0,019 93	0,020 96	0,02 248	0,024 29	0,026 49	0,029 25	0,034 10	0,037 14
			D_3		0,127	0,134	0,137	0,13 5	0,130	0,120	0,106	0,078	0,058
			J_3	м/с ²	0,951	1,003	1,017	0,98 9	0,925	0,823	0,677	0,382	0,179
IV	0,971	1,078	V_4	км/ч	23	43	64	84	104	125	145	176	193
			$\Psi = f$		0,019 51	0,020 79	0,022 96	0,02 582	0,029 45	0,034 10	0,039 32	0,048 94	0,055 00
			D_4		0,090	0,092	0,090	0,08 5	0,075	0,061	0,043	0,007	- 0,017
			J_4	м/с ²	0,636	0,649	0,614	0,53 7	0,416	0,244	0,033	-0,378	- 0,650
			V_4	км/ч	23	43	64	84	104	125	145	176	193
V	0,825	1,067	V_5	км/ч	27	51	75	99	123	147	170	207	227
			$\Psi = f$		0,019 70	0,021 51	0,024 44	0,02 847	0,033 62	0,039 89	0,046 93	0,060 42	0,068 81
			D_5		0,075	0,076	0,072	0,06 3	0,050	0,032	0,010	-0,033	- 0,062
			J_5	м/с ²	0,511	0,499	0,435	0,31 7	0,148	-0,074	-0,338	-0,861	- 1,198

По результатам таблицы 3.8 строим график ускорений, представлен на рисунке 3.1

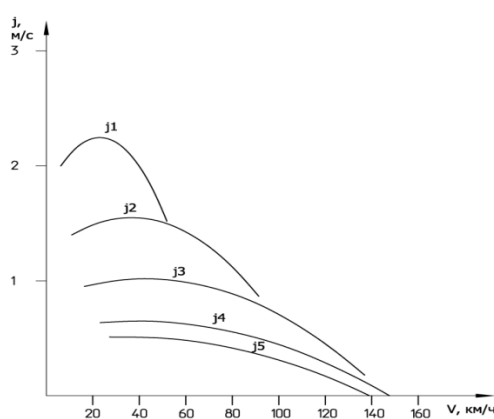


Рисунок 3.1 - График ускорения автомобиля.

Определение времени и пути разгона автомобиля.

Кривые графика ускорений разбиваются на ряд отрезков, соответствующих определенным интервалам скоростей, м/с: на низшей передаче - 2...3; на промежуточных - 5... 10; на высшей - 10... 15.

Полагаем, что в каждом интервале скоростей разгон происходит с постоянным, средним ускорением

$$j_{cp} = \frac{j_1 + j_2}{2},$$

где j_1 и j_2 - ускорения в начале и конце некоторого интервала скоростей в м/с².

Время разгона в интервале скоростей от V_1 до V_2 в с:

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{j_{cp}}$$

Общее время разгона:

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n.$$

Средняя скорость движения автомобиля:

$$V_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

При разгоне от скорости V_1 до скорости V_2 путь разгона в этом интервале скоростей

$$\Delta S = V_{cp} \cdot \Delta t$$

Путь разгона автомобиля от минимальной V_{min} до максимальной V_{max} скорости:

$$S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n.$$

Результаты расчета сводим в таблицу 3.9

Таблица 3.9 - Определение времени и пути разгона автомобиля

Передача	Параметр	Номер точки									
		1	2	2	3	3	4	4	5	5	6
I	V_I	1,7	3,3	3,3	4,7	4,7	6,4	6,4	7,7	7,7	9,1
	V_{CPI}	2,5		4,0		5,5		7,0		8,4	
	ΔV_I	1,7		1,4		1,7		1,4		1,4	
	j_I	1,99	2,133	2,133	2,216	2,216	2,246	2,246	2,225	2,225	2,152
	j_{CPI}	20,7		2,17		2,23		2,24		2,19	
	Δt_I	0,80		0,64		0,74		0,62		0,63	
	ΔS_I	1,99		2,54		4,11		4,35		5,32	
	t_{PI}	0,80		1,44		2,18		2,8		3,43	
	S_{PI}	1,99		4,53		8,64		12,99		18,31	
II	V_{II}	3,0	5,8	5,8	8,3	8,3	11,0	11,0	13,5	13,5	16,3
	V_{CPII}	4,4		7,0		9,7		12,3		14,9	
	ΔV_{II}	2,8		2,5		2,8		2,5		2,8	
	j_{II}	1,399	1,490	1,490	1,540	1,540	1,547	1,547	1,514	1,514	1,436
	j_{CPII}	1,44		1,52		1,54		1,53		1,47	
	Δt_{II}	1,91		1,64		1,79		1,62		1,87	
	ΔS_{II}	8,45		11,56		17,30		19,97		27,94	
	t_{PII}	1,91		3,55		5,34		6,96		8,83	
	S_{PII}	8,45		20,01		37,31		57,28		85,22	
III	V_{III}	4,4	8,6	8,6	12,4	12,4	16,6	16,6	20,4	20,4	24,3
	V_{CPIII}	6,5		10,5		14,5		18,5		22,4	
	ΔV_{III}	4,1		3,9		4,1		3,9		3,9	
	j_{III}	0,951	1,003	1,003	1,017	1,017	0,989	0,989	0,925	0,925	0,823
	j_{CPIII}	0,98		1,01		1,00		0,96		0,87	
	Δt_{III}	4,24		3,83		4,13		4,04		4,42	
	ΔS_{III}	27,53		40,20		59,92		74,79		98,98	
	t_{PIII}	4,24		8,07		12,2		16,24		20,66	
	S_{PIII}	27,53		67,73		127,65		202,44		301,42	
IV	V_{IV}	6,4	11,9	11,9	17,7	17,7	23,2	23,2	28,7	28,7	34,5
	V_{CPIV}	9,1		14,8		20,4		26,0		31,6	
	ΔV_{IV}	5,5		5,8		5,5		5,5		5,8	
	j_{IV}	0,636	0,649	0,649	0,614	0,614	0,537	0,537	0,416	0,416	0,244
	j_{CPIV}	0,64		0,63		0,58		0,48		0,33	
	Δt_{IV}	8,60		9,19		9,60		11,59		17,58	
	ΔS_{IV}	78,36		135,76		196,25		300,96		556,09	
	t_{PIV}	8,6		17,79		27,39		38,98		56,56	
	S_{PIV}	78,36		214,12		410,37		711,33		1267,42	

Продолжение таблицы 3.9

Передача	Параметр	Номер точки									
		1	2	2	3	3	4	4	5	5	6
V	V_V	7,5	14,1	14,1	20,7	20,7	27,3	27,3	34,0	34,0	40,6
	V_{CPV}	10,8		17,4		24,0		30,7		37,3	
	ΔV_V	6,6		6,6		6,6		6,6		6,6	
	j_V	0,511	0,499	0,499	0,435	0,435	0,317	0,317	0,148	0,148	-0,074
	j_{CPV}	0,51		0,47		0,38		0,23		0,04	
	Δt_V	13,12		14,20		17,63		28,50		180	
	ΔS_V	141,35		247,14		423,80		873,89		6712,70	
	t_{PV}	13,12		27,32		44,95		73,45		253,45	
	S_{PV}	141,35		388,49		812,29		1686,18		8398,88	

По данным заполнения таблицы 3.9 строим графики времени и пути разгона $t_P = f(V_{cp})$ и $S_P = f(V_{cp})$ от 0 до 100 км/ч, представлен на графическом листе. Время разгона, указанное производителем, от 0 до 100 км/ч занимает 10,8 с.

Время разгона от 0 до 100 км/ч значительно выше, указанного производителем. Зачастую бывает, что замеры скоростных характеристик производят не на загруженном автомобиле. Полной и достоверной методики расчета времени разгона найти не предоставляется возможным, поэтому используем теоретический расчет времени и пути разгона полностью загруженного автомобиля по неудовлетворительному асфальтобетонному покрытию, что тоже может заметно снизить результаты. Расчеты показали, что данный авто преодолевает скорость в 100 км/ч почти в 2 раза дольше, чем заявляет производитель.

3.2 Выбор компоновочной схемы объекта

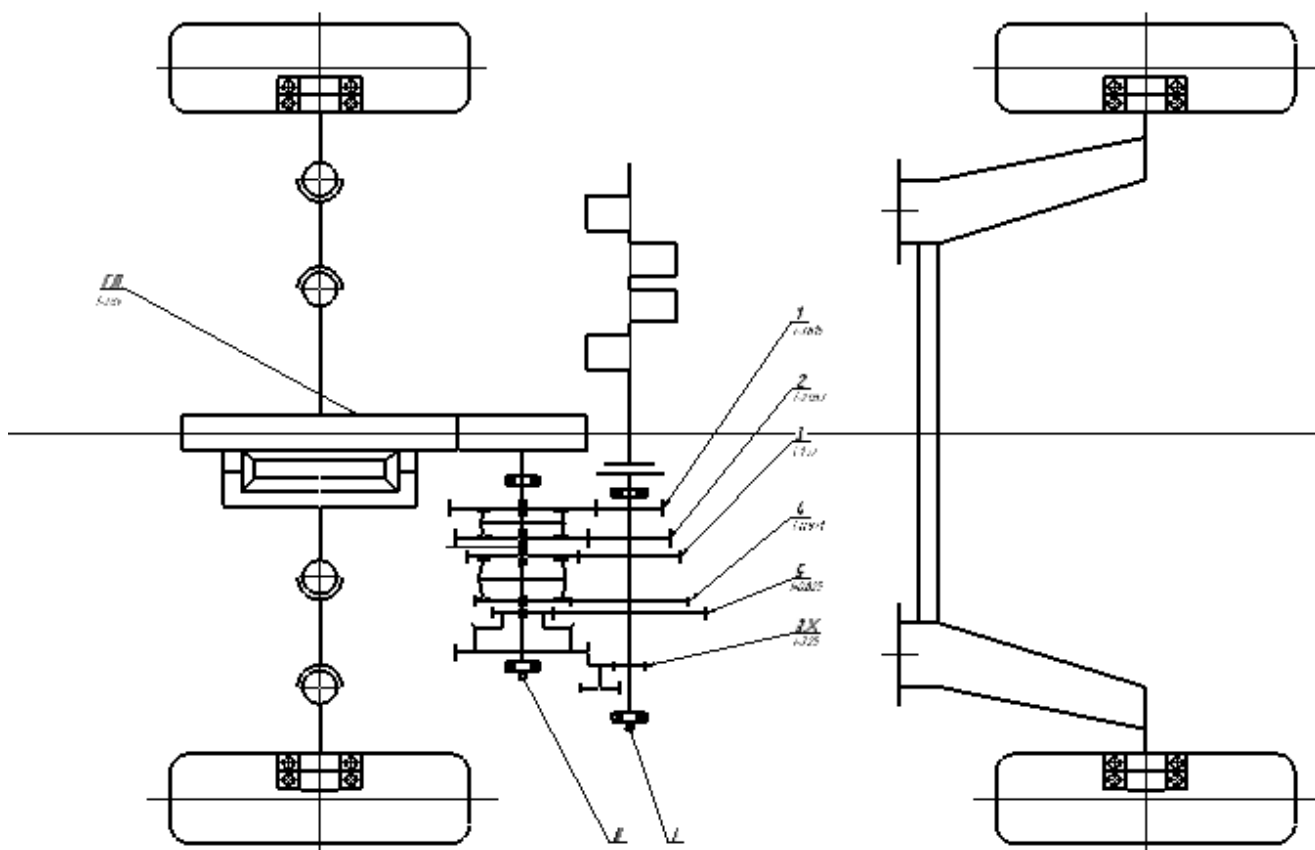


Рисунок 3.1 – Компоновочная схема

3.3 Кинематические, динамические и др. расчеты.

3.3.1 Кинематический расчет

Кинематический расчёт заключается в определении углов поворота управляемых колес, нахождении передаточных чисел рулевого механизма, привода и управления в целом, выборе параметров рулевой трапеции, а также в согласовании кинематики рулевого управления и подвески.

Для того, чтобы управляемые жесткие колеса катились при повороте без проскальзывания, их мгновенный центр поворота должен лежать на пересечении осей вращения всех колёс (Рисунок 3.2).

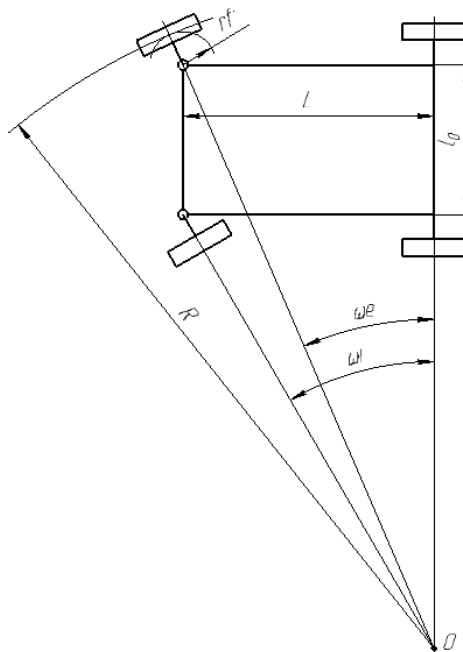


Рисунок 3.2 – Кинематика поворота жестких колес с одним управляемым мостом.

В нашем случае, для схемы поворота автомобиля 4x2 наружный угол ω_e и внутренний ω_i углы поворота колес связаны зависимостью:

$$\text{ctg } \omega_e - \text{ctg } \omega_i = l_0/L \quad (3.1)$$

где L – база автомобиля;

l_0 – расстояние между точками пересечения осей шкворней с опорной поверхностью.

При заданном наименьшем радиусе поворота R (по оси следа наружного колеса):

$$\omega_{i \max} = \arctg \left[\frac{l_0}{\sqrt{(R - r_f)^2 - L^2}} - l_0 \right] \quad (3.2)$$

где r_f – радиус обкатки колеса вокруг шкворня;

$$\omega_{i \max} = \arctg \left[\frac{1640}{\sqrt{(6350 - 700)^2 - 2933^2}} - 1640 \right] = 42,6^\circ$$

Угол $\omega_{i \max}$ ограничивается по условиям компоновки автомобиля ланжероном рамы или продольной балкой основания несущего кузова. После подстановки $\omega_{i \max}$ в формулу (3.1) находится $\omega_{e \max}$.

$$\text{ctg } \omega_e = l_0/L + \text{ctg } \omega_i = 1640/2933 + \text{ctg } \omega_i$$

$$\omega_e = 28,9^\circ$$

Подбор параметров трапеции при жестких в боковом направлении управляемых колеса начинается с определения угла Φ наклона боковых рычагов трапеции (Рисунок 3.3).

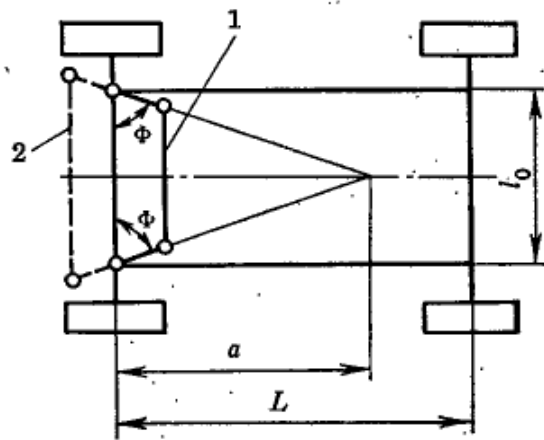


Рисунок 3.3 – Схемы расположения задней 1 и передней 2 рулевых трапеций.

Рулевые трапеции располагаются таким образом, чтобы $a=(0,7...0,8)L$ при заднем и $a=(0,8...1)L$ при переднем расположении поперечной тяги (т.е. соответственно сзади и спереди управляемых колес). Угол Φ может быть найден для максимальных теоретических углов $\omega_{e \max}$ и $\omega_{i \max}$ по формуле:

$$\Phi \approx \arctg \left[\frac{\sin \omega_{i \max} - \sin \omega_{e \max}}{\cos \omega_{e \max} - \cos \omega_{i \max}} \right] \quad (3.3)$$

Также угол Φ может быть найден по графикам рисунок 3.4

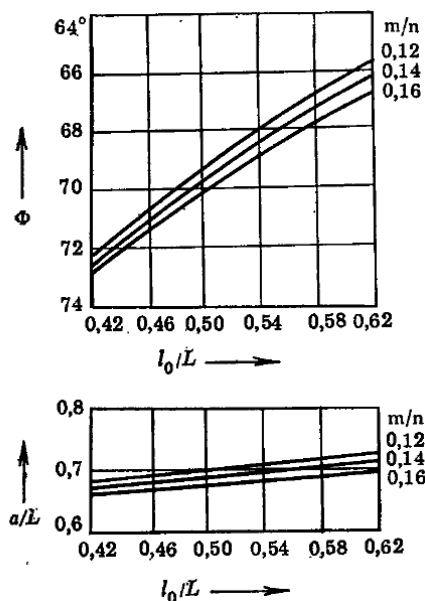


Рисунок 3.4 – Графики для выбора размеров рулевой трапеции

Для выполненных конструкций $\Phi=66\dots74^0$, а отношение длины бокового рычага к длине поперечной тяги $m/n=0,12\dots0,16$. Длину m принимают возможно большей по условиям компоновки. Принимаем $m/n=0,15$; $\Phi=70^0$ тогда

$$n = l_0 / (1 + 2m/n \cdot \cos \Phi) = 1640 / (1 + 2 \cdot 0,15 \cdot \cos 70^0) = 1480 \text{ мм.} \quad (3.4)$$

Общее кинематическое передаточное число рулевого управления, определяемое передаточными числами механизма u_M и привода $u_{п.к.}$, равно отношению полного угла поворота рулевого колеса к углу поворота колес от упора до упора:

$$u_{p.y.} = \alpha_{\max} / (\omega_e + \omega_i)_{\max} = 1160 / 71,5 = 16,2 \quad (3.5)$$

Для легковых автомобилей $\alpha_{\max}=1080\dots1260^0$ (3...3,5 оборота рулевого колеса), $u_M=16\dots20$, $(\omega_e + \omega_i)_{\max}=65\dots70^0$ и, следовательно $u_{p.y.}=15\dots20$ и $u_{п.к.}=u_{p.y.} / u_M \approx 1$.

Кинематика рулевого управления должна согласовываться с кинематикой подвески для обеспечения независимости угловых перемещений управляемых колес от вертикальных при деформации упругих элементов подвески.

3.3.2 Силовой расчёт рулевого управления

«В силовом расчёте определяются усилия: необходимое для поворота управляемых колес на месте; развиваемое цилиндром усилителя; на рулевом колесе при работающем и неработающем усилителе; на рулевом колесе со стороны реактивных элементов распределителя; на колесах при торможении; на отдельных деталях рулевого управления.»

Наибольшего значения усилие на рулевом колесе достигает при повороте автомобиля, стоящего на сухом асфальтобетонном покрытии. В движении это усилие значительно снижается (до двух раз).

Сила F_p , необходимая для поворота управляемых колес стоящего на горизонтальной поверхности автомобиля, находится исходя из суммарного момента M_{Σ} на цапфах управляемых колес.

Достаточно близкие значения M_{Σ} к опытным дает полуэмпирическая формула:

$$M_{\Sigma} = 10^{-3} \mu / 3 \sqrt{G_1^3 / \rho_{ш}} = 10^{-3} \cdot 0,8 / 3 \sqrt{11510^3 / 3,5 \cdot 10^5} = 1277 \text{ Нм.} \quad (3.6)$$

где $\rho_{ш}$ – давление в шине, МПа; μ – коэффициент трения шины о дорогу: $\mu=0,7 \dots 0,9$.

$$G_1 = 0,54 \cdot G_a$$

где G_a – полная нагрузка автомобиля, Н.

$$G_a = g \cdot m_a = 9,8 \cdot 2175 = 21315 \text{ Н.}$$

$$G_1 = 0,54 \cdot 21315 = 11510 \text{ Н.}$$

Усилие на ободе рулевого колеса:

$$F_p = M_{\Sigma} / (R_p \cdot u \cdot \eta) = 1277 / (0,15 \cdot 16,2 \cdot 0,8) = 655 \text{ Н.} \quad (3.7)$$

где R_p – радиус рулевого колеса, $R_p=150$ мм;

η – КПД рулевого управления: $\eta \approx 0,7 \dots 0,85$;

u – передаточное число рулевого управления, равное произведению передаточных чисел рулевого механизма и привода.

Полученное значение F_p сопоставляем с допустимым $[F_p]$ на рулевом колесе. Принимаем $[F_p]=250$ Н. Т.к. $F_p > [F_p]$, необходима установка усилителя.

В существующих конструкциях усилитель обычно позволяет осуществить поворот на месте без значительного усилия на рулевом колесе.

Сила цилиндра на усилителе:

$$F_{ц} = M_{\Sigma} / (l_{ц} \cdot u_{ц.к.}) = 1277 / (0,2 \cdot 18) = 354,7 \text{ Н} \quad (3.8)$$

где $u_{ц.к.}$ – передаточное число рычагов, расположенных между цилиндром и управляемыми колесами;

$l_{ц}$ – плечо силы $F_{ц}$.

Усилие $F_{p,y}$ при этом складывается из усилия $F_{п}$, необходимого для включения гидроусилителя в работу, и усилия $F_{з}$, создаваемого реактивными элементами. Усилие $F_{п}$ выбирается таким, чтобы при возвращении колеса в нейтральное положение под действием стабилизирующего момента усилитель не включался в работу. Кроме того, $F_{п}$ должно быть меньше сил трения в

рулевым механизме и не должно превышать 30Н, а F_3 при достижении максимального давления в гидросистеме должно быть не более 90Н.

При торможении максимальная тормозная сила, приложенная к колесу:

$$F_{\tau} = 0,5\varphi \cdot m_a \cdot g(b + \varphi \cdot h_m) / L \quad (3.9)$$

где m_a , L , h_m – соответственно полная масса, база и высота центра масс автомобиля;

b – расстояние от центра масс до оси заднего моста;

g – ускорение свободного падения.

Для схемы рулевого управления, показанной на рисунке 4.2, силы на поперечной и продольной тягах соответственно:

$$F_{ПП} = F_{\tau} \cdot l / f \quad (3.10)$$

$$F_{ПР} = F_{\tau} \cdot l / e \quad (3.11)$$

со стороны дороги при торможении и

$$F_{ПП} = F_p \cdot R_p \cdot u_m \cdot e \cdot u_{р.п.} / (l_c \cdot f) + F_{\psi} \cdot l_{\psi} / f \quad (3.12)$$

$$F_{ПР} = F_p \cdot R_p \cdot u_m / l_c \quad (3.13)$$

со стороны рулевого колеса и цилиндра усилителя ($\eta_{р.п.}$ – КПД рулевого управления от рулевого колеса до поперечной тяги).

3.3.3 Гидравлический расчет рулевого управления

При проектировании усилителей вначале выбирается схема его компоновки. Затем из кинематического расчета находится ход поршня x_{π} силового цилиндра. Его диаметр определяется по известному из силового расчета усилию F_{ψ} и по максимальному давлению в гидросистеме:

$$D_{\psi} = \sqrt{4F_{\psi} / (\pi \cdot \rho_{\max})} \geq d_{\psi} = \sqrt{4 \cdot 354,7 / (\pi \cdot 4 \cdot 10^6)} \geq 0,030^2 = 45 \text{ мм.} \quad (3.14)$$

где ρ_{\max} – максимальное давление в гидросистеме МПа;

$\rho_{\max} = 4$ МПа.

d_{ψ} – диаметр винта, мм;

$d_{\psi} = 30$ мм.

Усилитель считается работоспособным, если при вращении рулевого колеса с частотой $n_p=0,5c^{-1}$ момент на нем не превышает номинального (СТ СЭВ 1629-79).

Таким образом:

$$G_H \cdot \eta_H (1 - \Delta) \geq 2\pi \cdot A_{ц} \cdot \eta_P \cdot R_P / u_{p.ц.} \quad (3.15)$$

где Q_H – номинальная подача насоса;

η_H – объемный КПД насоса при давлении $0,5p_{max}$, (для лопастных насосов $\eta_H \approx 0,85$, для шестеренчатых $\eta_H \approx 0,9$)

Δ – утечка жидкости в гидравлической системе: $\Delta \leq 0,15$;

$A_{ц}$ – активная площадь поршня цилиндра усилителя;

$u_{p.ц.}$ – передаточное число части привода, расположенного между рулевым колесом и поршнем цилиндра.

Следовательно,

$$Q_H \geq A_{ц} \cdot \eta_P \cdot R_P / [u_{p.ц.} \cdot \eta_H (1 - \Delta)] = 9.46 \text{ мин}^{-1} \quad (3.16)$$

Диаметры трубопроводов выбирают так, чтобы потери напора по их длине не превышали 0,1...0,3 МПа. Для этого скорость жидкости в трубопроводах рекомендуется принимать не более 4 м/с в нагнетательных и 2 м/с в сливных магистралях.

Диаметр золотника распределителя можно найти по потерям давления Δp в распределителе (обычно $\Delta p=0,04...0,08$ МПа) на основании известной зависимости

$$\Delta p = 0,5\xi \cdot \rho \cdot v^2 \quad (3.17)$$

где ξ – коэффициент сопротивления, для золотников при турбулентном режиме $\xi=3...6$;

ρ – плотность жидкости: $\rho=900$ кг/м³;

v – скорость течения жидкости.

В нейтральном положении золотника

$$v = Q_H / (\pi \cdot d_3 \cdot \delta_3) \quad (3.18)$$

где d_3 -диаметр золотника,

δ_3 – осевой зазор между кромками золотника и корпуса в нейтральном положении: $\delta_3=(0,2\dots 0,5)10^{-3}$ м.

Таким образом,

$$\Delta p = 0,5\xi \cdot \rho \cdot \frac{Q_H^2}{(2\pi \cdot d_3 \cdot \delta_3)^2} \quad (3.19)$$

и, следовательно,

$$d_3 = \frac{Q_H}{2\pi \cdot \delta_3} \sqrt{0,5\xi \cdot \rho / \Delta p} = 0.0223 \quad (3.20)$$

Принимаем $d_3=25$ мм.

Максимальный допустимый зазор δ_T между золотником и корпусом распределителя находится по допустимым утечкам ΔQ через золотник при максимальном давлении p_{\max} . Поскольку кольцевой зазор δ_T мал, режим течения жидкости в нем принимают ламинарным.

Тогда

$$\Delta Q \leq \frac{\pi d_3^3 \delta_r^3}{12\nu \cdot \rho \cdot \delta_x} p_{\max} \quad \text{и} \quad \delta_r \leq \sqrt[3]{\frac{12\nu \cdot \rho \cdot \delta_x \cdot \Delta Q}{\pi d^3 \cdot p_{\max}}} \quad (3.21)$$

где ν – кинетическая вязкость жидкости. Для распределенных рабочих жидкостей $\nu \geq (6\dots 15)10^{-6}$ м²/с при $t=50^0$ С;

δ_x – перекрытие окна нагнетательной магистрали распределителя при максимальном смещении золотника.

3.4 Выбор деталей, подлежащих расчёту, определение нагрузочных режимов.

Нагрузки в рулевом управлении обусловлены взаимодействием управляемых колес с опорной поверхностью. Они достигают наибольших значений при повороте управляемых колес автомобиля. а также при торможении или наезде автомобиля на препятствие.

Детали рулевого управления, подлежащие расчёту:

1. Расчёт рулевого вала на кручение
2. Расчёт шариковинтовой пары на долговечность
3. Расчёт на прочность рулевой тяги

3.5 Расчёт деталей

«Нагрузки в рулевом управлении обусловлены взаимодействием управляемых колес с опорной поверхностью. Они достигают наибольших значений при повороте управляемых колес автомобиля, а также при торможении или наезде автомобиля на препятствие.»[18]

«В соответствии с этим расчеты на прочность будем производить по двум режимам: по максимальному усилию, которое водитель может приложить к рулевому колесу; по максимальному тормозному моменту на колесах (одном или двух) на дороге с $\phi=0,8\dots 0,9$. Так как методы расчета деталей рулевого управления на усталостную прочность разработаны недостаточно, расчеты носят сопоставительный характер, т.е. получаемые расчетные напряжения сравнивают с напряжениями в аналогичных деталях автомобилей, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации.»[18]

Для расчета деталей рулевого управления использую формулы, которые применяются в курсах «Детали машин» и «Сопротивление материалов».

Момент на рулевом валу:

$$M_p = F_p \cdot D_p / 2 = 216,6 \cdot 0,38 / 2 = 43,32 \text{ Нм.} \quad (3.22)$$

где D_p – диаметр рулевого колеса;

$$D_p = 380 \text{ мм.}$$

Рассчитаем рулевой вал на кручение:

Напряжение кручения полого вала:

$$\tau = \frac{M_p \cdot d_H}{0,2 (d_H^4 - d_B^4)} = \frac{43,32 \cdot 0,023}{0,2(0,023^4 - 0,017^4)} = 25 \text{ МПа} \quad (3.23)$$

где d_H - наружный диаметр вала, м $d_H = 0,023 \text{ м}$

d_B - внутренний диаметр вала, м $d_B = 0,017 \text{ м}$

$$[\tau] = 100 \text{ МПа,}$$

$\tau \leq [\tau]$ - условие напряжения кручения рулевого вала выполняется.

Долговечность шариковинтовой пары рулевых механизмов зависит от контактных напряжений. Внутренний диаметр резьбы выбирается исходя из устойчивости

$$d_i \geq 0.056 \sqrt{n \cdot l_p \cdot Q / k} = 0.056 \sqrt{7 \cdot 0,8 \cdot 800 / 2,5} = 42 \text{ мм.} \quad (3.24)$$

где n – запас устойчивости: $n=3 \dots 7$;

l_p – рабочая длина винта;

Q – осевая нагрузка;

k – коэффициент приведённой длины, учитывающий конструкцию опор: для двухопорного винта с одной самоустанавливающейся гайкой $k=2,5$, при несамустанавливающихся опорах $k=3,3$.

Диаметр шариков принимаем в зависимости от шага резьбы t :
 $d_{ш}=(0,40 \dots 0,65)t$.

$$d_{ш}=(0,40 \dots 0,65) \cdot 12=8 \text{ мм.}$$

Профиль резьбы выполнен в виде одной дуги окружности радиуса

$$r_{II} = (0,515 \dots 0,52)d_{ш} = 0,52 \cdot 8 = 4,16 \text{ мм.} \quad (3.25)$$

Минимальное число рабочих шариков в гайке, воспринимающих осевую нагрузку:

$$z_{p \min} = Q / (q \cdot \lambda \cdot \sin \alpha \cos \varphi) \quad (3.26)$$

где λ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между шариками: $\lambda=0,8 \dots 0,9$; φ – угол подъема винтовой линии:

$$\varphi = \arctg \left[\frac{t}{\pi d_m} \right] \quad (3.27)$$

где q – нагрузка на шарик, действующая по нормали к поверхности контакта, определяемая по допускаемым напряжениям смятия в зоне контакта шариков с винтом, для поверхностей с твердостью HRC $[\sigma_{см}]=2500 \dots 3500$ МПа; α – угол контакта шариков: $\alpha=40 \dots 45^\circ$.

Число рабочих витков в гайке:

$$n_p = z_p \cdot d_{ш} \cos \varphi / (\pi d_m) \quad (3.28)$$

И принимается равным 2. Общее число витков в гайке зависит от конструкции перепускного канала и на 1...2 витка больше n_p . Принимаем общее число витков в гайке - 4.

Расчет на прочность рулевой тяги

Сила P_x вызывает напряжение сжатие и продольный изгиб тяги

$$\sigma_{сж} = \frac{P_x}{F} = \frac{3903}{0,0002} = 195 \text{ МПа} \quad (3.29)$$

где F – площадь поперечного сечения

$$F = \pi \frac{d^2}{4} = 3,14 \frac{0,016^2}{4} = 0,0002 \text{ м}^2 \quad (3.30)$$

где d -диаметр сечения тяги, м; $d = 0,016$ м

Критическое напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2 \cdot F} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3 \cdot 10^{-9}}{0,3^2 \cdot 0,0002} = 329 \text{ МПа} \quad (3.31)$$

где L - длина тяги, м; $L=0,3$ м

E -продольный модуль упругости, МПа

I - момент инерции сечения тяги

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,016^4}{64} = 3 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4 \quad (3.32)$$

Запас устойчивости

$$\delta = \frac{\sigma_{сж}}{\sigma_{кр}} = \frac{329}{195} = 1,5 \quad (3.33)$$

$$\delta = 1,5 \dots 2,5$$

4. Технологическая часть

4.1 Ремонт рулевого механизма

«Рулевое управление – с реечным рулевым механизмом и с демпфирующим элементом на рулевом колесе.

В картере 18 (рисунок 4.1.) рулевого механизма на роликовом 29 и шариковом 31 подшипниках установлена приводная шестерня 30, которая находится в зацеплении с рейкой 17.

Рейка поджимается к шестерне пружиной 40 через металлокерамический упор 39, который уплотнен в картере резиновым кольцом 37. Пружина упирается в гайку 41 со стопорным кольцом 38, создающим сопротивление отворачиванию гайки.

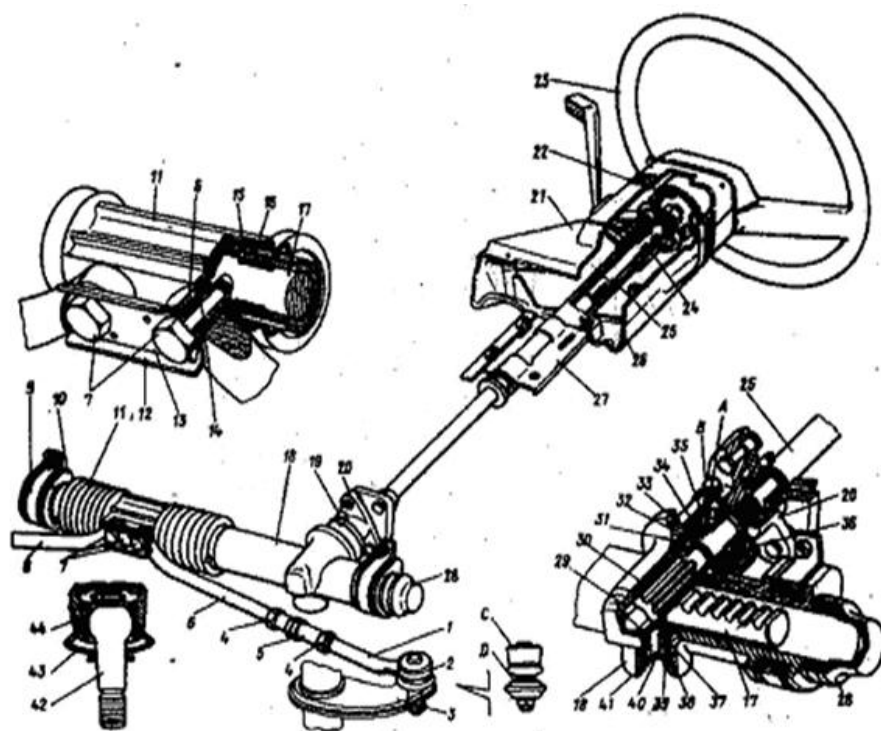
Шариковый подшипник шестерни поджимается гайкой 35 с уплотнительным кольцом 34. Гайка стопорится в картере шайбой и закрывается пыльником 36, насаженным на вал приводной шестерни.

На картере рулевого механизма и на пыльнике имеются метки А и В для правильной сборки рулевого механизма.

На картер рулевого механизма с левой стороны надевается защитный колпачок 28, с правой - напрессовывается труба, имеющая продольный паз. Через паз трубы и отверстия защитного чехла 11 проходят распорные втулки резинометаллических шарниров внутренних наконечников 6 и 8 рулевых тяг.

Тяги рулевого привода крепятся к рейке болтами 7, которые проходят через соединительную пластину 12 и распорные втулки резинометаллических шарниров 14. Фиксируются болты стопорной пластиной 13.

Вал 25 рулевого управления соединяется с приводной шестерней 30 нижним фланцем 20 эластичной муфты.» [20]



1 – наконечник рулевой тяги; 2 – шаровой шарнир наконечника; 3 – поворотный рычаг; 4 – контргайка; 5 – тяга; 6, 8 – внутренние наконечники рулевых тяг; 7 – болты крепления рулевых тяг к рейке; 9 – скоба крепления рулевого механизма; 10 – опора рулевого механизма; 11 – защитный чехол; 12 – соединительная пластина; 13 – стопорная пластина; 14 – резинометаллический шарнир; 15 – демпфирующее кольцо; 16 – опорная рулевого механизма; 17 – рейка; 18 – картер рулевого управления; 19 – стяжной болт муфты; 20 – нижний фланец эластичной муфты; 21 – верхняя часть облицовочного кожуха; 22 – демпфер; 23 – рулевое колесо; 24 – шариковый подшипник; 25 – вал рулевого управления; 26 – нижняя часть облицовочного кожуха; 27 – кронштейн крепления вала рулевого управления; 28 – защитный колпачок; 29 – роликовый подшипник; 30 – приводная шестерня; 31 – шариковый подшипник; 32 – стопорное кольцо; 33 – защитная шайба; 34 – уплотнительное кольцо; 35 – гайка подшипника; 36 – упор рейки; 37 – уплотнительное кольцо упора; 38 – стопорное кольцо гайки упора; 39 – упор рейки; 40 – пружина; 41 – гайка упора; 42 – палец шарового шарнира; 43 – защитный колпачок, 44 – вкладыш шарового пальца

Рисунок 4.1 - Рулевое управление

4.2 Проверка технического состояния

Промойте полости картера рулевого механизма и все металлические детали в керосине. Резиновые детали промойте теплой водой и протрите чистой тряпкой.

Внимательно осмотрите, нет ли на рабочих поверхностях шестерни 5 и рейки 13 следов износа, задиров или рисок. Незначительные повреждения устраните мелкозернистой шлифовальной шкуркой или бархатным напильником. Изношенные и поврежденные детали замените.

Шариковый подшипник 6 должен вращаться свободно, без заеданий на поверхности колец и шариков не должно быть износа и следов заедания. Иглы и обойма роликового подшипника 4 не должны иметь износа и повреждений. При малейшем сомнении подшипники замените.

Проверьте состояние защитного чехла 20 и колпачков. Если они имеют трещины, разрывы и неплотную посадку на деталях, замените их новыми.

Проверьте по осевому и радиальному зазору состояние шаровых шарниров рулевых тяг. Если ощущается свободный ход в шаровом шарнире или в него попали грязь, песок, а также при появлении коррозии на шаровом пальце и при полном использовании хода упорного вкладыша, замените шарнир в сборе с наконечником тяги.

Проверьте состояние резинометаллических шарниров наконечников тяг. Изношенные и поврежденные шарниры замените.

Проверьте состояние опорной втулки 2 рейки и ее посадку в картере рулевого механизма. Поврежденную втулку замените.

Проверьте состояние эластичной муфты вала руля, обращая внимание на прочность заклепочного соединения, на состояние шлиц у нижнего фланца и состояние резиновой части муфты.

«При ослаблении заклепочного соединения замените заклепки, при износе шлиц – нижний фланец. Не допускаются трещины и расслоения на резиновой части муфты; в этих случаях муфту замените.

Если зазор в заклепочном соединении муфты невозможно устранить заменой заклепок, замените эластичную муфту в сборе с валом руля.

Уплотнительные кольца упора рейки, гайки подшипника приводной шестерни и резиновые кольца опорной втулки рейки заменяйте новыми независимо от их технического состояния. Разовое использование имеют также хомуты, стопорная шайба 11 и стопорная пластина 23.» [17]

4.3 Характерные неисправности рулевого управления

Как правило, выделяют несколько наиболее распространённых проблем, которые возникают с рулевым управлением:

Увеличенный люфт руля;

Неполадки в функционировании гидроусилителя;

Тугое вращение рулевого колеса или его заедание;

Значительный износ отдельных деталей.

Всё это значительно осложняет управление автомобилем и подвергает опасности жизнь и здоровье водителя и его пассажиров. В связи с этим следует сразу же принимать соответствующие меры.

Люфт рулевого колеса - достаточно распространённое явление. Иными словами, в этом случае наблюдается свободный ход руля в различных направлениях. Причин может быть много: ослабление крепления картера, износ втулок или зацеплений червяка и ролика, наличие зазоров, проблемы с кронштейном маятникового рычага.

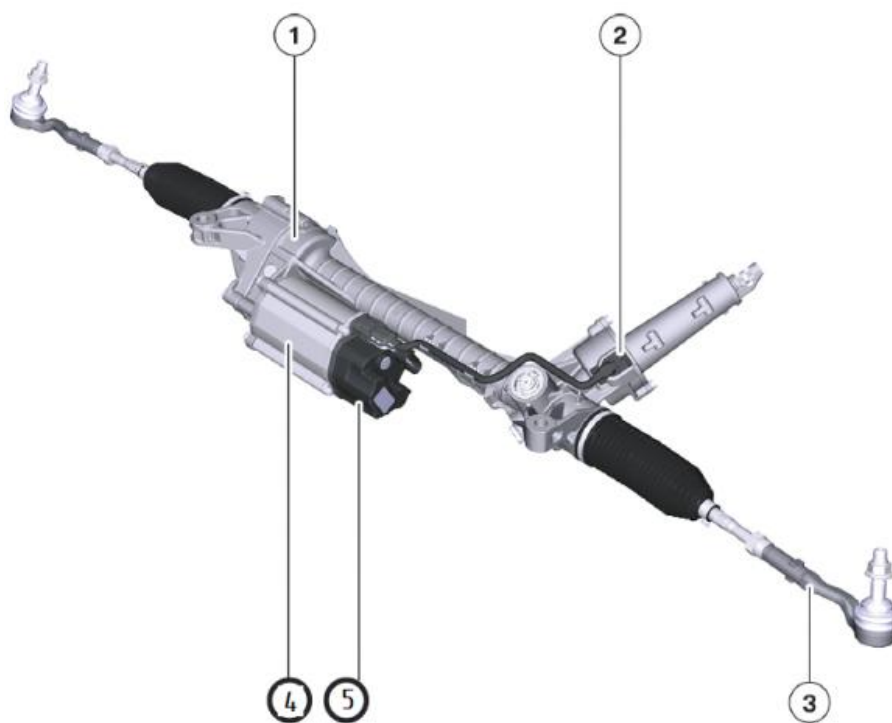
Рулевые механизмы с гидроусилителями достаточно надёжны. В частности даже при полном выходе из строя ГУР автомобилем можно управлять, только прилагать больше усилий. Чаще всего неполадки вызваны обрывом ремня или нарушением герметичности системы, так что следует всегда следить за его состоянием: поддерживать нужный уровень жидкости, используйте смазочные материалы, следите за ремнём и другими деталями.

Чтобы не подвергать себя лишней опасности, просто необходимо регулярно проводить технический осмотр. И особое внимание должно уделять

механизмам и деталям рулевого управления. Так как оно отличается достаточно сложной конструкцией, то при необходимости лучше обращаться за помощью к профессионалам, которые смогут гарантировать результат и исправить все дефекты. В противном случае резко снижается безопасность во время движения.

4.4 Модернизация рулевого механизма

Предлагаем в базовую конструкцию рулевого механизма установить «Активное рулевое управление» с функцией сервотроника.



1 - Понижающий редуктор (с шарико-винтовым приводом); 2 - Датчик момента на рулевом колесе; 3- Поперечная рулевая тяга; 4 - Блок управления EPS; 5 - Электродвигатель с датчиком положения двигателя.

Рисунок 4.2 – модернизированная рулевая рейка

Электромеханический усилитель рулевого привода (EPS) снижает средний расход топлива по сравнению с обычным гидравлическим усилителем на величину 0,3 л/100 км. Это также ведет к снижению выброса C_{02} .

Т. к. в EPS нет масла, он более экологичен, чем гидроусилитель.

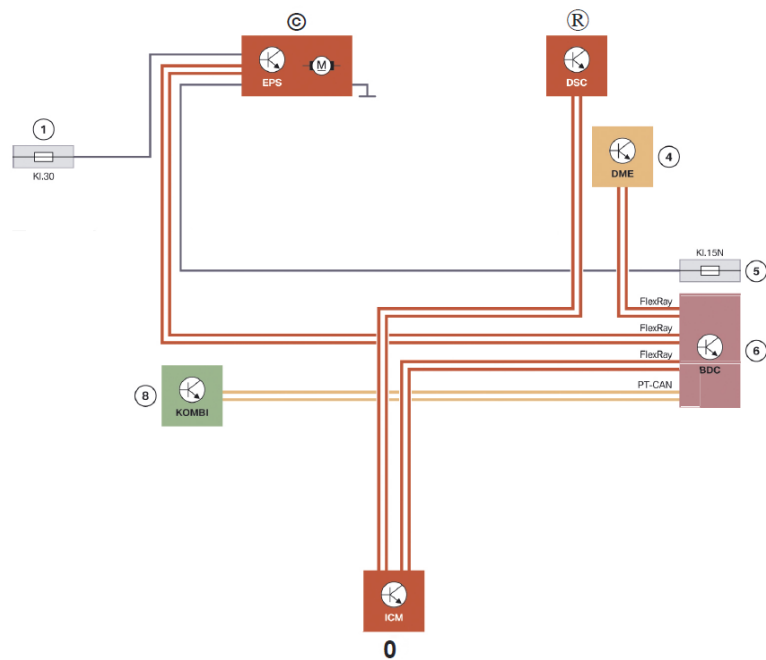
Вследствие особенностей системы EPS всегда оснащён функцией сервотроника. С помощью переключателя режимов динамики можно вызвать два разных режима работы рулевого управления «Стандартный» и «Спортивный».

EPS обладает малой чувствительностью к внешним воздействиям таким, как биение и круговые колебания рулевого колеса. Кроме того, он осуществляет активное демпфирование раскачивания F15.

Обратный ход EPS осуществляется довольно легко, что гарантирует оптимальные динамические показатели автомобиля. EPS впервые позволяет реализовать функцию парковочного ассистента.

Угол поворота рулевого колеса уменьшается посредством переменного передаточного отношения зубчатой рейки.

Принцип действия и конструкция EPS аналогичны F10 и описаны в информации о продукте «Электромеханический усилитель рулевого привода с соосным расположением (EPS-APA)».



1- Контакт 30, постоянный плюс; 2 - Электромеханический усилитель рулевого привода (EPS); 3 - Система динамического контроля устойчивости (DSC); 4 - Цифровая электронная система управления двигателем (DME); 5 - Передний токораспределитель; 6 - Body Domain Controller (BDC); 7 - Интегрированная система управления ходовой частью (IOM); 8 - Коммутационный центр в рулевой колонке (SZL); 9 - Комбинация приборов (KOMBI).

Рисунок 4.3 – Электрическая схема системы EPS

Отслеживание угла поворота рулевого колеса

Угол поворота рулевого колеса на автомобилях с EPS не определяются датчиком на рулевом колесе, а рассчитывается на основании угла поворота ротора электродвигателя EPS.

EPS рассчитывает абсолютное положение зубчатой рейки на основании текущего положения ротора электродвигателя EPS и числа полных оборотов ротора из исходного положения (соответствующего движению по прямой). EPS выдаёт положение зубчатой рейки по шине FlexRay блоку управления IOM.

На основании этого положения блок управления ICM определяет угол поворота рулевого колес с помощью записанных параметров передаточного

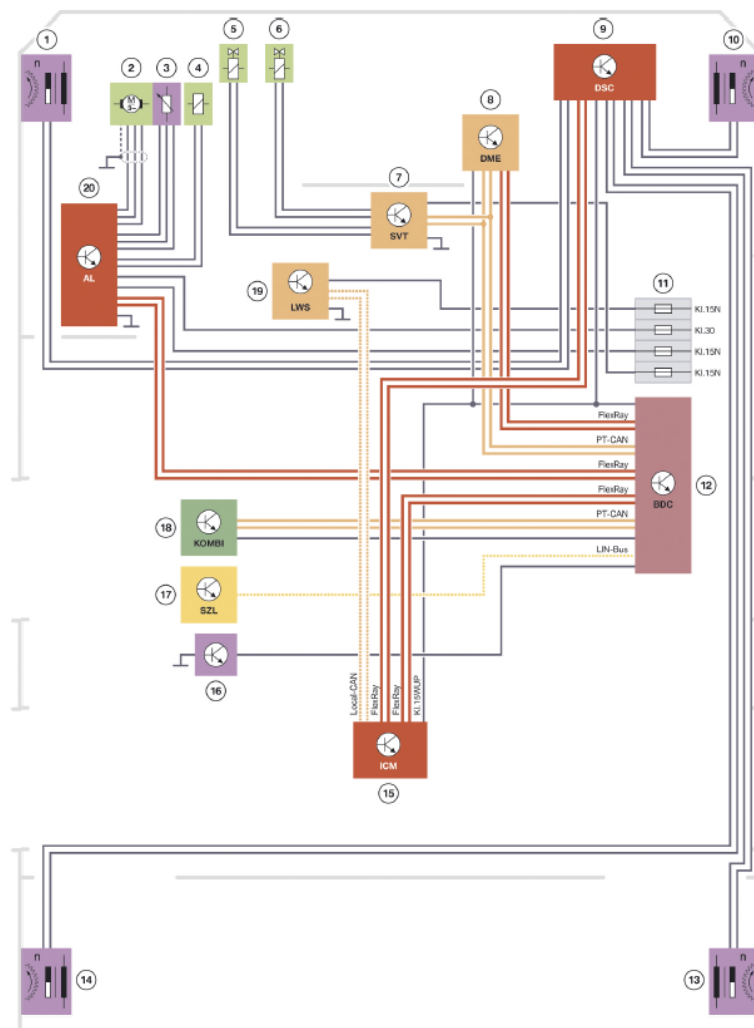
числа (зависимость угла поворота колес от хода зубчатой рейки) и передает его по шине FlexRay. Этот угол поворота колес используется DSC также в качестве задающей величины для функций внутреннего регулирования.

В случаях, в которых абсолютное значение от EPS отсутствует (пропадание контакта 30, флэш-процесс), абсолютное значение определяется при взаимодействии ЮМ и EPS с помощью функции запоминания: вращением рулевого колеса от упора до упора.

Активное рулевое управление (AL)

В случае установки SA 217 «Активное рулевое управление» угол поворота рулевого колеса отслеживается специальным датчиком на рулевой колонке.

Активное рулевое управление (SA 217) имеет переменное передаточное отношение, оно известно уже по E70 и выполняется гидравлическим рулевым механизмом.



1 - Датчик угловой скорости левого переднего колеса; 2 - Серводвигатель активного рулевого управления; 3 - Датчик положения ротора; 4 - Блокировка серводвигателя; 5 - Клапан сервотроники; 6 - Клапан ECO; 7 - Сервотроник (SVT); 8 - Цифровая электронная система управления двигателем (DME); 9 - Система динамического контроля устойчивости (DSC); 10 - Датчик угловой скорости правого переднего колеса; 11 - Передний токораспределитель; 12 - Body Domain Controller (BDC); 13 - Датчик угловой скорости правого заднего колеса; 14 - Датчик угловой скорости левого заднего колеса; 15 - Интегрированная система управления ходовой частью (IOM); 16 - Выключатель стоп-сигналов; 17 - Коммутационный центр в рулевой колонке (SZL); 18 - Комбинация приборов (KOMBI); 19 - Датчик угла поворота рулевого колеса (LWS); 20 - Активное рулевое управление (AL)

Рисунок 4.4 – Электрическая схема активного рулевого управления F15

Сервотроник реализует переменное усилие момента поворота, это значит, что действие, поддерживающее усилие на ободе рулевого колеса, регулируется в зависимости от скорости и потребности.

Для парковки или движения с небольшими скоростями требуется более сильная поддержка. Тогда как при более высоких скоростях менее сильная поддержка дает более непосредственное «чувство дороги» и обеспечивает оптимальное прямолинейное движение.

В автомобилях с EPS эта функция реализуется непосредственно с помощью электродвигателя на рулевом механизме, при гидравлических рулевых механизмах активизируется электромагнитный клапан для регулировки эффективного давления масла.

5. Анализ экономической эффективности объекта

5.1 Анализ показателей работы технических служб

Расчет накопительных вложений:

$$K = C_{об} + C_{м} + C_{дм}, \quad (5.1)$$

где $C_{об}$ - стоимость приобретенного оборудования (для организации активного рулевого управления), $C_{об}=250500$ руб;

$C_{м}$ - затраты на монтаж и перевозку оборудования составляет 15% от первоначальной цены;

$C_{дм}$ - затраты на демонтаж оборудования составляет 5%;

$$C_{м} = 0,15 \cdot 250500 = 37575 \text{ руб}$$

$$C_{дм} = 0,05 \cdot 250500 = 12525 \text{ руб}$$

Подставив значения в формулу, получим:

$$K=250500+37575+12525=300600 \text{ руб}$$

Расчет полной себестоимости продукции.

При определении себестоимости продукции учитываются все затраты при изготовлении.

Себестоимость рассчитываем по формуле:

$$C_n = C_{мат} + C_{зн} + C_{дп} + C_{сод} + C_{ам} + C_{тр} + C_{инор} + C_{эл} + C_{общ.р.} + C_{вн.р} \quad (5.2)$$

где, $C_{мат}$ - затраты на приобретение материалов, руб;

$C_{зн}$ - основная заработная плата, руб;

$C_{дп}$ - дополнительная плата, руб;

$C_{соц}$ - отчисление на социальное страхование составляет 2,6% от общей заработной платы, руб;

$C_{сод}$ - расходы на содержание и ремонт помещений, $1\text{м}^3=48$ руб;

$C_{тр}$ - расходы на текущий ремонт основных оборотных средств, 6,5% балансовой стоимости;

$C_{ам}$ - затраты на амортизационные отчисления, 6,4% от балансовой стоимости;

$C_{инстр}$ – затраты на приобретение и изготовление инструмента и оснастки, 5% от товарной стоимости, руб;

$C_{общ.р}$ – общие расходы;

$C_{вн.р}$ – внепроизводственные расходы, составляют 2% от заводской себестоимости.

Таблица 5.1 - Основная заработная плата

Профессия рабочих	Разряд	Численность	Фонд заработной платы
Слесарь	4	2	48000
Итого:		4	48000

Дополнительная заработная плата составляет 7-10% от $C_{зп}$.

$$C_{доп} = 48000 \cdot 0,1 = 4800 \text{ руб}$$

Отчисления на социальное страхование составляет 2,6% ($C_{зп} + C_{доп}$)

$$C_{соц} = 48000 \cdot 0,026 = 1248 \text{ руб}$$

Расходы на ремонт и содержание помещения составляют 1 м^3

$$C_{сод.зд} = 8640 \cdot 72 = 622080 \text{ руб}$$

Расходы на текущий ремонт основных оборотных средств составляют 6,5% от балансовой стоимости:

$$C_{тр} = 0,065 \cdot 622080 = 40435 \text{ руб.}$$

Затраты на амортизационные отчисления 6,4% от балансовой стоимости:

$$C_{ам} = 0,064 \cdot 622080 = 39813 \text{ руб.}$$

Затраты на приобретение и изготовление инструмента и оснастки составляет 5% от товарной стоимости продукции:

$$C_{инстр} = 0,05 \cdot 25500 = 1275 \text{ руб.}$$

Затраты на электроэнергию определим по формуле:

$$C_{эл} = \frac{N \cdot K_n \cdot Ц}{60 \cdot \eta} \cdot t \quad (5.3)$$

где N – мощность установленных на станках электродвигателей, кВт

K_n – средний коэффициент использования мощности (0,8/0,9); принимаем 0,9;

Ψ – тариф за один киловат установленной мощности;

t – максимальное машинное время на одну деталь;

η - средний КПД электродвигателей 0,92/0,94 принимаем 0,92.

Подставив данные в формулу, получим:

$$C_{эл} = \frac{1200 \cdot 0,9 \cdot 7}{60 \cdot 0,92} \cdot 2,54 = 34,7$$

На программу составит 13914 руб.

Общезаводские расходы определим по формуле:

$$C_{общ} = \frac{C_{зн} \cdot R_{оп}}{100}, \quad (5.4)$$

где $R_{оп}$ - процент общезаводских расходов 70,5%,

$$C_{общ} = \frac{48000 \cdot 70,5}{100} = 33840 \text{ руб.}$$

Подставив значения в формулу, получим:

$$C_n = C_{мат} + C_{зн} + C_{дм} + C_{сод} + C_{ам} + C_{тр} + C_{инор} + C_{эл} + C_{общ.р.} + C_{вн.р}$$

$$C_{зав.себ.} = 67498 + 48000 + 4800 + 622080 + 40435 + 39813 + 1275 + 1375 + 47940 + 33840 = 907056 \text{ руб}$$

Внепроизводственные расходы составляют 2% от себестоимости:

$$C_{вн.р.} = 0,02 \cdot 907056 = 18141,12$$

Полная себестоимость:

$$C_n = 907056 + 18141,12 = 925197,12$$

Себестоимость одного модернизированного узла составляет:

$$C_{нор} = \frac{925197,12}{400} = 2312,99 \text{ руб.}$$

Себестоимость при существующем технологическом процессе составляет 2625,4 руб.

5.2 Обоснование эффективности предложенных мероприятий

Выпуск товарной продукции.

$$B_{np.n} = \frac{B_{np}}{\Phi_n}, \quad (5.5)$$

$$B_{np.б} = \frac{B_{np}}{\Phi_б}, \quad (5.6)$$

где Φ_n и $\Phi_б$ – балансовая стоимость основных фондов, базовая и проектируемая.

$$B_{np.n} = \frac{27500}{907,056} = 4,13$$

$$B_{np.б} = \frac{27500}{783,4} = 3,51$$

Съем товарной продукции с 1 м^2 производственной площади:

$$B_{np} = \frac{B_{np}}{F_{np}}, \quad (5.7)$$

где F_{np} – производственные площади, $F_{np}=78\text{ м}^2$;

$$B_{np} = \frac{27500}{78} = 352,5\text{ руб/м}^2$$

Трудоемкость:

$$T = P \cdot \Phi, \quad (5.8)$$

Где P – среднесписочное количество рабочих;

Φ – действительный фонд времени;

$$T_n = 4 \cdot 3467 = 13868\text{ чел/час},$$

$$T_б = 5 \cdot 3467 = 17335\text{ чел/час}.$$

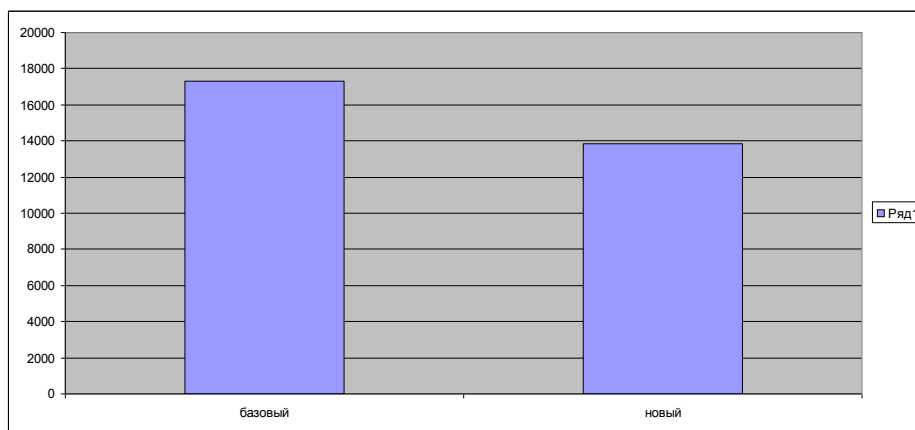


Рисунок 5.1. - Сравнение трудоемкости по проекту и базовой, чел/час

Из рисунка 5.1 видно сокращение трудоемкости на 3467 чел/час.

Средне годовая заработная плата одного рабочего по проекту:

$$З_n = \frac{48000}{4} = 12000 \text{ руб.}$$

Расчет годовой экономии от мероприятий по совершенствованию технологического процесса:

$$\mathcal{E}_z = (C_b - C_n) \cdot N, \quad (5.9)$$

где C_b и C_n - полная себестоимость базового и проектируемого участков по обработке штока рулевой рейки;

N - годовая программа участка.

Подставив данные, получим:

$$\mathcal{E}_z = (2325,4 - 1850) \cdot 400 = 190160 \text{ руб.}$$

5.3 Расчет окупаемости

Окупаемость капитальных вложений

$$O_z = \frac{K}{\mathcal{E}_z}, \quad (5.10)$$

$$O_z = \frac{250500}{190160} = 1,3.$$

Основные технико-экономические показатели нового технологического процесса в сравнении со старым сводим в таблицу.

Таблица 5.2 - Основные технико-экономические показатели

Показатели	По проекту	Базовый
Товарная продукция тыс. руб.	27500	27500
Средняя численность рабочих, чел	2	3
Основные фонды, тыс. руб.	783,04	907,056
Производственные площади, м ²	72	78
Фондоотдача	4,23	3,51
Себестоимость восстановления рулевой рейки, руб.	1850,4	2625,4
Годовая экономия проекта, руб.	190160	
Срок окупаемости проекта, лет	1.3	

В рисунке 5.2 показано изменение количества рабочих между базовым вариантом и проектным, количество рабочих уменьшилось на 1-го человека.

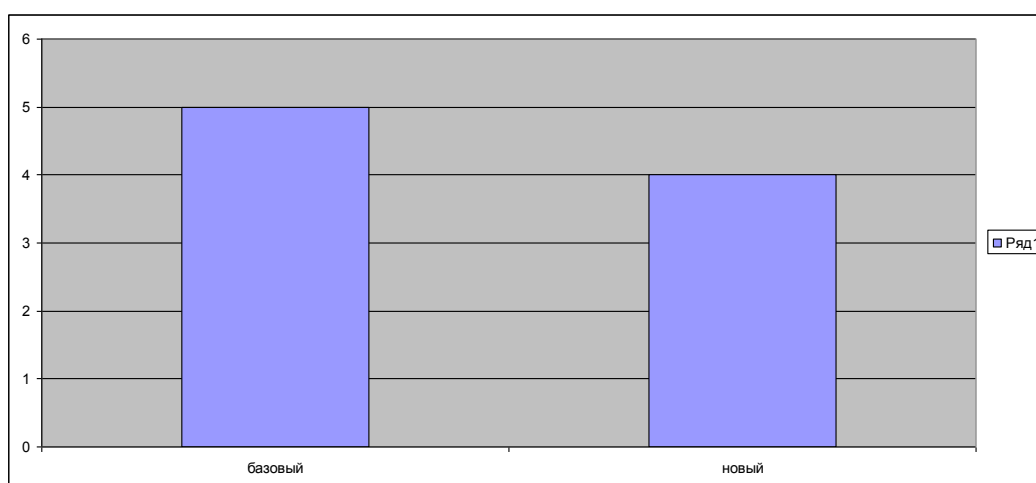


Рисунок 5.2 - Сравнение средней численности рабочих по проекту и базовой, чел.

На рисунке 5.3 представлено сравнение изменения фондоотдачи в базовом и проектном варианте, как видно с рисунка фондоотдача в проектном варианте на 0,72 больше чем в базовом.

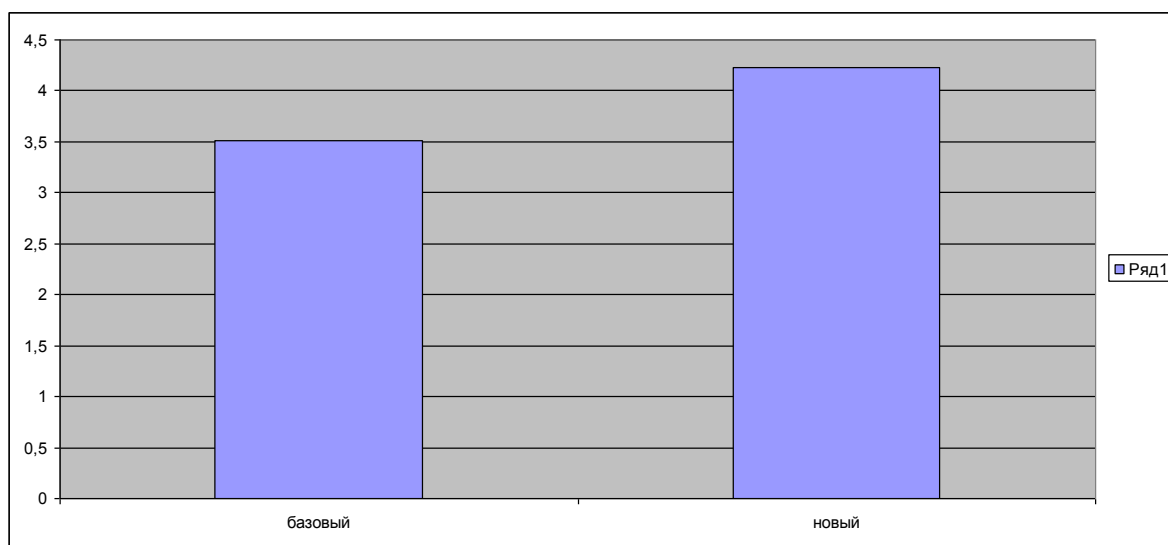


Рисунок 5.3 - Сравнение фондоотдачи по проекту и базовой

Таким образом, разработанный в проекте новый рулевой механизм является экономически выгодным и целесообразным для внедрения в производство.

6. Безопасность и экологичность объекта

6.1 Анализ вредных и опасных производственных факторов, их характеристика и влияние на организм человека

Опасные и вредные производственные факторы (ВОПФ) по природе их действия на организм человека подразделяются на четыре группы: физические, химические, биологические и психофизиологические.

Действие многих ВОПФ можно предотвратить с помощью коллективных средств защиты. К этим средствам относятся организация безопасных технологических процессов, правильная организация движения транспортных средств и других его участников на территории производства, механизация процессов и дистанционное управление ими, исключение из применения токсичных веществ, устройство вентиляции, отопления и так далее. Когда коллективные средства недостаточно эффективны, применяют средства индивидуальной защиты (СИЗ).

Рассмотрим те физические и химических ВОПФ на производстве, для предупреждения влияния которых на человека больше всего используют СИЗ.

Острые кромки, заусенцы, шероховатость поверхностей механически влияют главным образом на руки работающих, вызывая порезы, проколы, стирания кожи. Иногда они приводят к травмированию различных частей тела (при станочных, слесарных и других жестяницких работах). К травмированию глаз могут привести осколки, которые улетают с большой скоростью, твердые части при станочных работах и рубке металла. Ноги травмируются при падении тяжелых предметов, давления грузов.

В качестве СИЗ от этих опасных производственных факторов используют костюмы, комбинезоны, рукавицы, перчатки, ботинки и защитные очки.

При работе на высоте, например в процесс обслуживания электроосветительных установок, травмы возникают вследствие падения работающих. Для предупреждения падения электромонтеры применяют предохранительные пояса.

Повышенная бдительность возникает в помещениях при обработке поверхностей под окрашивание, обработке фрикционных накладок тормозных колодок, зачистных, шлифовочных и других работах и недостаточно эффективной работе или отсутствии вентиляции.

Пыль оказывает вредное действие главным образом на дыхательные пути. Она раздражает и травмирует слизистую оболочку носа, способствует возникновению катара верхних дыхательных путей, может привести к развитию патологического процесса в лёгких (пневмокониоза). Пыль оказывает раздражающее действие и на кожу, снижает ее сопротивляемость проникновению микробов и может даже вызывать разные воспалительные процессы. Большую опасность пыль, особенно твердые ее части, представляет для глаз, вызывая их засорение и травмирование.

Для сокращения негативного влияния пыли на производстве применяют в основном СИЗ органов дыхания, кожи рук и глаз. Органы дыхания защищают респираторами (при подготовке поверхностей под окрашивание, сухой обработке деталей на станках), кожу рук - рукавицами, глаза - защитными очками

Повышенные температуры поверхностей оборудования, машин, агрегатов и материалов, искры, брызги расплавленного металла и окалина не редко являются причинами ожогов, на долю которых приходится до 6,5% от общего числа травм. Чаще всего ожоги наблюдались в процессе кузнечно-рессорных и сварочных работ. Поэтому при выполнении этих работ для защиты от контакта с нагретыми поверхностями применяют рукавицы, а для защиты от искр, брызг расплавленного металла и окалины, кроме рукавиц, - костюмы, передники, ботинки, защитные очки и щитки.

Шум действует на органы слуха и через волокна слуховых нервов на центральные и вегетативную нервную системы, а уже через них на внутренние органы человека. Он вызывает раздражение, приводит к усталости, ослабляет внимание, замедляет психические реакции, мешает восприятию полезных сигналов. Из этих причин в производственных условиях интенсивный шум

может способствовать возникновению травматизма, снижению качества и производительности труда. Шум вызывает головную боль, головокружение, чувство страха, неустойчивое эмоциональное состояние, содействует развитию глухоты.

Под воздействием шума притупляется острота зрения, изменяются ритмы дыхания и сердечной деятельности, артериальное давление, нарушается секреторная функция желудка. Снизить действие шума на работающего к безопасным уровням позволяют противошумовые наушники и вкладыши.

Электрический ток при несоблюдении правил и мер осторожности представляет серьезную опасность. Анализ статистических данных показывает, что несчастные случаи на производстве от поражения электрическим током представляют 0,5 - 1,0% от общего их числа, а несчастные случаи со смертельным результатом 8 – 10% от общего несчастных случаев со смертельным исходом.

Действие электрического тока на организм человека может быть термическим (ожоги отдельных участков тела, нагревания кровеносных сосудов, нервных волокон), химическим (разложение крови и других органических жидкостей), биологическим (нарушение биотоков, раздражения и нарушения тканей организма) и механическим (расслоение, разрыв и разные повреждения тканей организма человека в результате электродинамического эффекта и взрывообразного образования пары). Проявляется оно в виде электротравм, электроударов и профессиональных заболеваний.

В качестве СИЗ от поражения электрическим током на производстве служат диэлектрические перчатки и калоши, а в качестве дополнительных изолирующих средств защиты диэлектрические коврики.

Некоторые работники производства могут быть подвержены влиянию химических ВОПФ, например при обслуживании зарядки аккумуляторов, покрасочных, антикоррозийных и других работах.

Нефтепродукты (бензин, керосин, дизельное топливо, мазут) при длительном и частом влиянии на кожный покров могут привести к кожным

заболеваниям. Проникая через кожный покров в организм человека, они могут вызывать отравление. Пары нефтепродуктов вызывают раздражающее и наркотическое действие. При большой их концентрации возможна даже потеря сознания, нарушения сердечной деятельности.

Метанол (метиловый спирт) применяют как растворитель лаков, смол и жиров. В организм человека попадает через органы дыхания, желудочно-кишечный тракт и кожные покровы. Является преимущественно нервным (нейротропным) и сосудистым ядом. Способен накапливаться в организме человека. Легкая форма отравления характеризуется головной болью, головокружением, тошнотой, рвотой, повышенной утомляемостью, сонливостью, пошатыванием, мелким тремором пальцев рук.

При тяжелой форме отравления происходят расстройство и потеря зрения, появляются судороги, слабый ускоренный пульс, возможны потеря сознания и даже смерть.

Ацетон также используют в качестве растворителя. Он имеет наркотические свойства, сушит и раздражает кожу.

В качестве СИЗ от метанола, ацетона и других растворителей применяют спецодежду, рукавицы, перчатки, дерматологические средства и респираторы.

Кислота и ее растворы применяют в аккумуляторном и медницко-радиаторном отделениях. Вызывает ожоги и раздражающее действие на кожу и слизистые оболочки, вызывает дерматит, гиперкератоз и даже омертвление кожи. Большую опасность представляют брызги кислоты и ее растворов для глаз.

Защиту от влияния кислот и их растворов обеспечивают с помощью костюмов, передников, полусапог и резиновых перчаток, дерматологических средств и защитных очков.

Эпоксидные смолы являются основой эпоксидных клеев или композиций, которые используются для склеивания разных материалов и при ремонте автомобилей (закладка трещин, вмятин и раковин, устранения коррозионных

повреждений на). Пары затвердителя могут вызывать отравление, а эпоксидная смола, попадая на кожу, разные кожные заболевания (экземы, дерматиты и др.).

Пары затвердителя удаляются вентиляцией, а для защиты кожи рук необходимо применять резиновые перчатки и дерматологические средства.

На производстве СИЗ применяют также для защиты от воды при мойке автомобилей (костюмы, плащи, передники, резиновые сапоги и калоши) и общих производственных загрязнений (костюмы, комбинезоны, передники, нарукавники, халаты, обувь, дерматологические средства).

6.2 Профилактические меры профзаболеваний и производственного травматизма.

Действие многих ВОПФ можно предотвратить с помощью коллективных средств защиты. К этим средствам относятся организация безопасных технологических процессов, правильная организация движения транспортных средств и других его участников на территории производства, механизация процессов и дистанционное управление ими, исключение из применения токсичных веществ, устройства вентиляции и тому подобное

Необходимо проводить следующие мероприятия по профилактике ВОПФ:

- для обеспечения электробезопасности все электроустановки должны иметь защитное заземление;
- для переносных светильников использовать напряжение не более 36 В;
- для обеспечения безопасности работ на станках и стендах их оборудуют защитными экранами, ограждениями, кожухами;
- используемые инструменты должны быть в исправном состоянии, от браковка инструмента проводится не реже одного раза в год;
- накачивание шин воздухом проводить в специально отведенных местах с использованием предохранительных приспособлений;
- работы с кислотой должны проводиться только в специально отведенных местах. Место работы должно иметь аспирационную установку;

- вредное влияние газов, пыли, нефтепродуктов снижают установкой на рабочем месте вытяжкой вентиляции.

Если коллективные средства недостаточно эффективны, применяют средства индивидуальной защиты: рукавицы, спецодежда, спецобуви, защитные костюмы, защитные очки и маски.

Технологические участки должны обеспечиваться средствами первой медицинской помощи и укомплектованы медикаментами в соответствии с возможным типом поражения организма.

При первых признаках поражения вредными и опасными факторами, необходимо обратиться в медицинские учреждения за квалифицированной медицинской помощью, а в экстренных случаях - немедленно вызывать скорую медицинскую помощь.

6.3 Охрана окружающей среды

Определённый объем в загрязнении окружающей среды вносят производства. На долю автотранспорта в нашей стране приходится 13,3% от общего выброса загрязняющих веществ в атмосферу, а в отдельных городах страны 60 – 80%. В состав отработанных газов автотранспортных средств, входят такие вредные вещества, как окись углерода, окислы азота, разные углеводороды, сернистый газ, соединение свинца, сажа. Только один исправный автомобиль с карбюраторным двигателем в течении года выбрасывается атмосферу около 8 - 10 т окиси углерода.

Транспортные средства являются источником повышенного шума и электромагнитных излучений. Вредные вещества приходят в окружающую среду и в процессе ТО и ТР автотранспортных средств. От кузнечного и сварочного участка в окружающую среду приходят пыль, которая содержит окислы разных металлов, сварочные аэрозоли, токсичные газы, от окрасочного участка – пары растворителей, аэрозоли красителей, пыль; от участка обкатки двигателей - газы, которые отработали.

В сточных водах производства содержатся эмульсируемые нефтепродукты, отработанные моечные, щелочные, кислотные, термические и гальванические сбросы, грязевые отложения, продукты коррозии и другие загрязнители. Потребляются значительные земельные ресурсы (подъездные колеи, площадки для хранения, дороги, автозаправочные станции и тому подобное).

При определении содержания вредных веществ в воздухе отбираются пробы в зонах дыхания людей при характерных производственных условиях с учетом основных технологических процессов, источников выделения вредных веществ и функционирования технологического оборудования.

Запыленность воздуха оценивают колебанием (гравиметрическим) методом. Пробы отбираются с помощью электрораспираторов ЭА - 30.

При разработке и организации технологических процессов, из них по возможности исключают операции и работы, которые сопровождаются выделением остатков тепла, влаги и вредных веществ.

Основными мероприятиями по защите от вредных веществ являются: разработка инструкций из безопасности труда при применении вредных веществ, своевременный контроль за содержанием вредных веществ в воздухе рабочей зоны; специальный инструктаж и подготовка обслуживающего персонала; совершенствование конструкции оборудования; устройство местной вытяжной вентиляции, применения средств индивидуальной защиты работающих.

Одним из существенных источников газопылевых выбросов на территории производства являются горюче-смазочные материалы, которые хранятся на специальных составах и заправках ГСМ.

В процессе деятельности производства происходит загрязнение окружающей среды, гидросферы и почвы.

Вредные вещества, которые загрязняют сточные воды являются собой эмульсируемые нефтепродукты, отработанные мойные растворы, щелочные, кислотные и др. Для очистки сточных вод на производстве применяют

механические способы. Из очистительных установок используют установку, которая работает на принципе простого отстаивания и фильтрации. Очистительные сооружения позволяют повторно использовать воду для производственных нужд. Применение оборотного водоснабжения сокращает потребление воды на производственные нужды.

Фильтры грязеотстойников и осветителя одинаковой конструкции. Для их набивки используются прокладки из мешковины, между ними находятся три слоя стружки деревьев лиственных пород. Набивка фильтров меняется 1 раз в 3-4 недели летом и зимой и 1-2 раза в 3 недели весной и осенью.

Основные мероприятия по уменьшению влиянию производства на окружающую среду /20, 26/:

1. Система очистки сточных вод.
2. Очистка выбросов в производстве от газа и парообразных примесей.
3. Система оборотного водоснабжения производства.

Для предотвращения этих загрязнений и снижения степени их влияния на окружающую среду применяют фильтрационные вытяжки, нейтрализаторы отработанных газов, строят очистительные сооружения, которые повторно используют воду для производственных целей. Высота отстойника 2000 мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе произведена модернизация рулевого управления легкового автомобиля 2-го класса, в частности в базовую конструкцию рулевого механизма Hyundai Elantra предлагается установить «Активное рулевое управление» с функцией сервоэлектроника.

Электромеханический усилитель рулевого привода (EPS) снижает средний расход топлива по сравнению с обычным гидравлическим усилителем на величину 0,3 л/100 км. Это также ведёт к снижению выброса C_{02} .

Т. к. в EPS нет масла, он более экологичен, чем гидроусилитель.

Вследствие особенностей системы EPS всегда оснащён функцией сервоэлектроника. С помощью переключателя режимов динамики можно вызвать два разных режима работы рулевого управления «Стандартный» и «Спортивный».

Произведя экономический анализ проекта можно сказать, что разработанный в проекте новый рулевой механизм является экономически выгодным и целесообразным для внедрения в производство. Срок окупаемости проекта 1.3 года.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кисуленко Б.В., Краткий автомобильный справочник. Легковые автомобили. / Б.В. Кисуленко; Ю.В. Дементьев; И.А. Венгеров; - М. : Автополис-плюс, 2005. - 482 с.
2. Косилова А.Г., Справочник технолога – машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков; - М. : Машиностроение, 1986. - 496 с.
3. Добрыднев И.С., Курсовое проектирование по предмету «Технология машиностроения»: Учеб. пособ. / И.С. Добрыднев; - М. : Машиностроение, 1986. – 496 с.
4. Руденко П.А., Проектирование и производство заготовок в машиностроении: Учеб. пособие / П.А. Руденко, Ю.А. Харламов, В.М. Плескач; – К. : Высшая школа, 1991. – 247 с.
5. Мягков В.Д., Допуски и посадки: Справочник. / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский; – Л. : Машиностроение, Ленингр. 1982. – 543 с.
6. Балабанов А.Н., Краткий справочник технолога – машиностроителя / А.Н. Балабанов; - М. : Машиностроение, 1992. – 464 с.
7. Косиловой А.Г., Справочник технолога – машиностроителя / А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова; – М. : Машиностроение, 1985. - 656 с.
8. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с ЧПУ. В 2-х ч. Ч.1: Нормативы времени. -М.: Экономика, 1990, -206 с.
9. Вардашкин Б.Н., Станочные приспособления: Справочник / Б.Н. Вардашкин; – М. : Машиностроение, 1984. – 592 с.
10. Самохвалов Я.А., Справочник техника – конструктора / Я.А. самохвалов, М.Я. Левицкий; - М. : «Техника», 1978, - 592 с.
11. Капрова В.Г., «Методические указания по технико-экономическому обоснованию дипломного проекта конструкторского и исследовательского

направлений для студентов специальности 150100 – «Автомобиле- и тракторостроение»» / В.Г.Капрова; -М. : ТГУ, Тольятти, 2003.

12. Рабинович А.Н., «Приборы и системы автоматического контроля размеров деталей машин» / А.Н. Рабинович; - М. : Техника, 1970г., - 396с.

13. Горина Л.Н., « Обеспечение безопасности труда на производстве / Л.Н. Горина;. - Тольятти 2002.

14. Шестопапов К.С., Слесарь по ремонту автомобилей / К.С. Шестопапов, И.М. Крохотин – М. : Книга по Требованию, 2012. – 197 стр.

15. Круглов С.М., Справочник автослесаря по техническому обслуживанию и ремонту легковых автомобилей / С.М. Круглов.- изд. второе, перераб. и доп. - М. : Высшая школа, 2005. - 390 стр.

16. Черемисин А.С., Разработка технологических процессов сборки в автостроении. Методические указания к технологической части дипломного проекта для студентов спец. «Автомобиле- и тракторостроение» / А.С. Черемисин; - М. : ТГУ, Тольятти, 2005.

17. «Методические указания к выполнению дипломных проектов технического направления» Тольятти 1988.

18. Кузнецова Е.С., Техническая эксплуатация автомобилей / Е.С. Кузнецова, А.П. Болдин; - М. : Наука, 2001. - 535 стр.

19. Шестопапов С.К., Легковые автомобили. / С.К. Шестопапов; - М. : Транспорт, 1995. - 240 стр.

20. В.И. Анурьев, Справочник технолога машиностроителя / В.И. Анурьев;. - М. : Машиностроение, 1980. – 688 с.

21. Шестопапов С.К., Устройство легковых автомобилей: учеб. для сред. проф. образования / С.К. Шестопапов; -М. : Academia, 2013. -544 стр.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Конструкция рулевого управления



Рисунок А.1 - Рулевой механизм типа червяк двух-гребневый – ролик

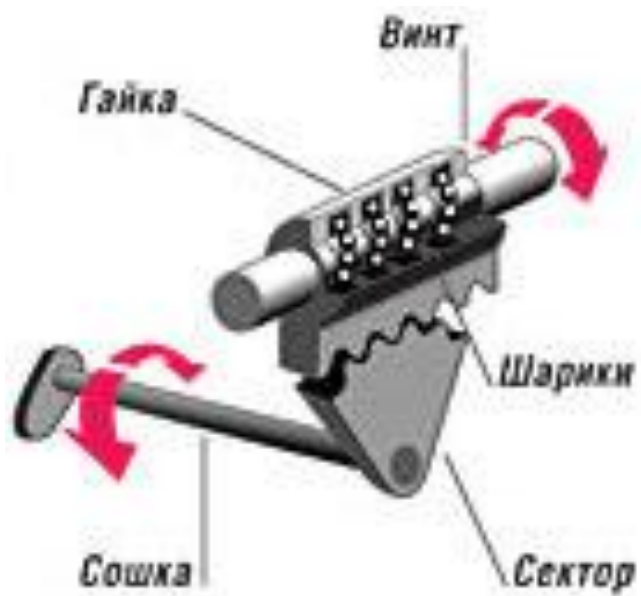


Рисунок А.2 - Рулевой механизм типа винт-гайка с циркулирующими шариками

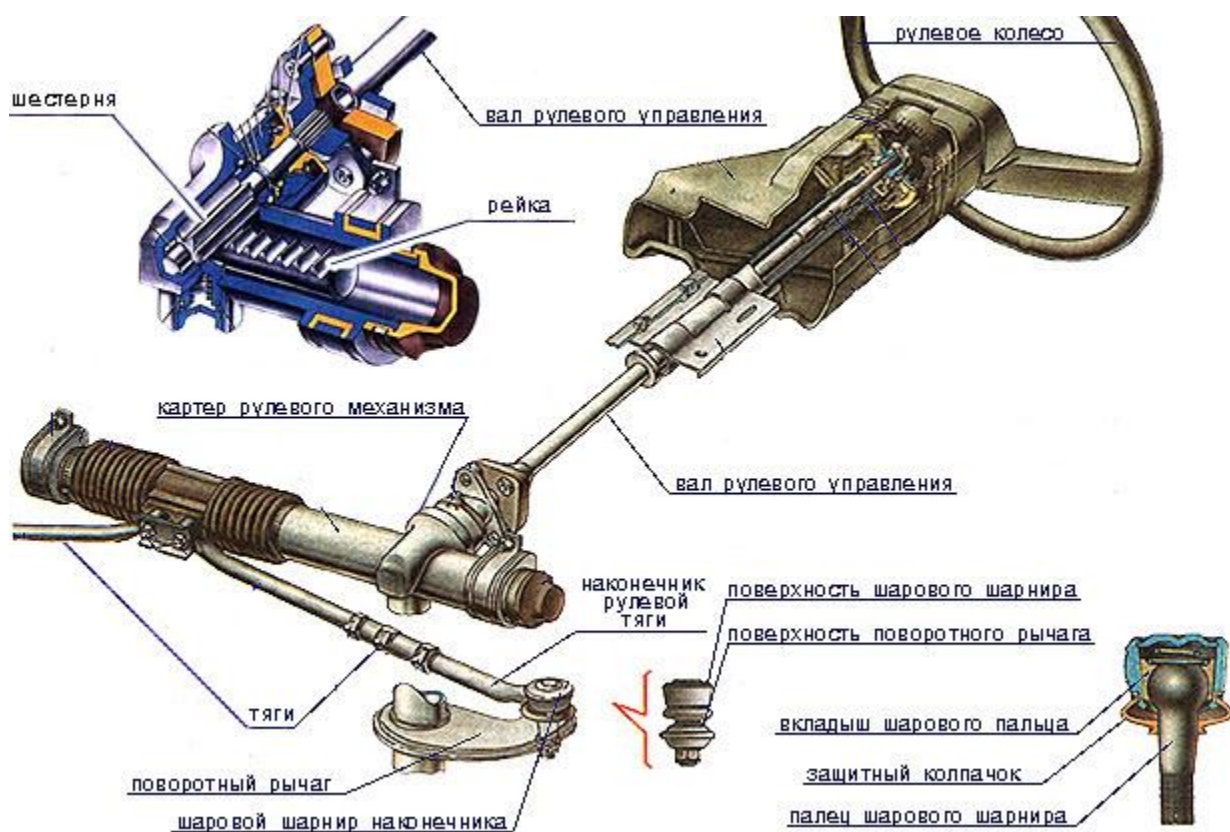


Рисунок А.3 - Рулевой механизм типа шестерня-рейка

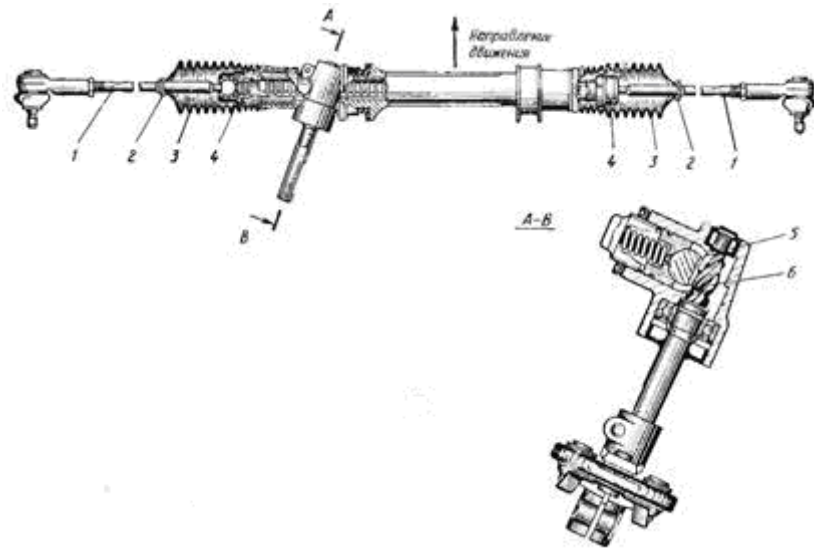


Рисунок А.4 - Боковое расположение шестерни при креплении боковых тяг к концам зубчатой рейки

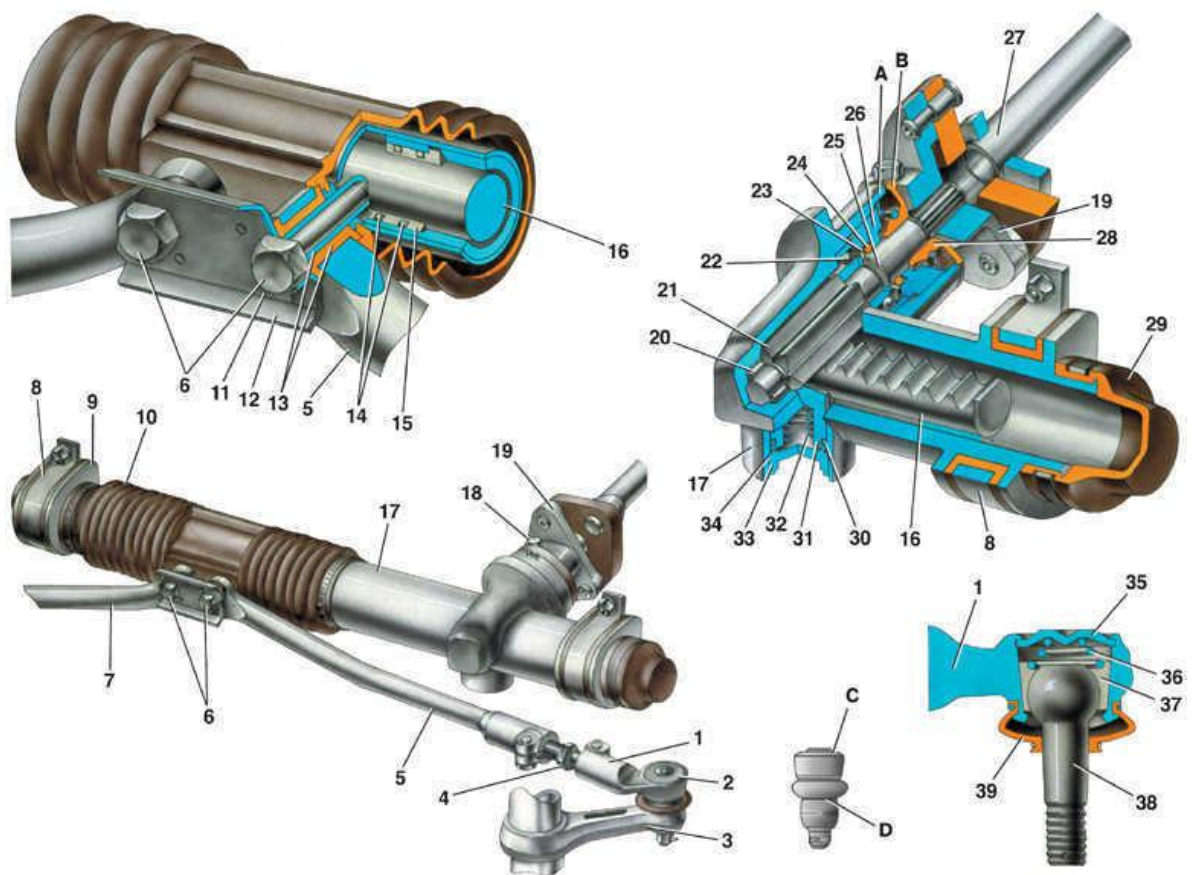


Рисунок А.5 - Боковое расположение шестерни при креплении боковых тяг к середине зубчатой рейки

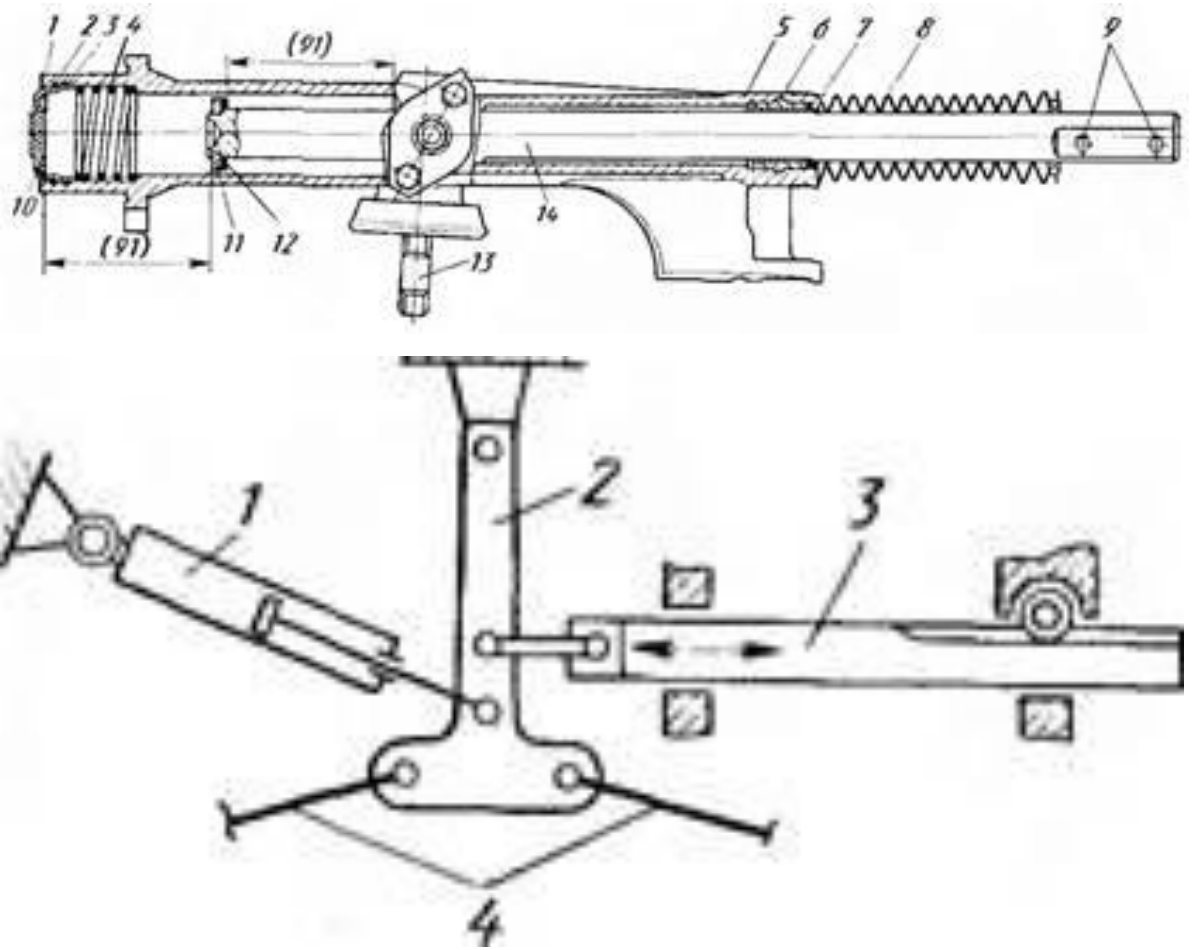


Рисунок А.6 - Боковое расположение шестерни при креплении боковых тяг к середине зубчатой рейки

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Схема рулевого управления

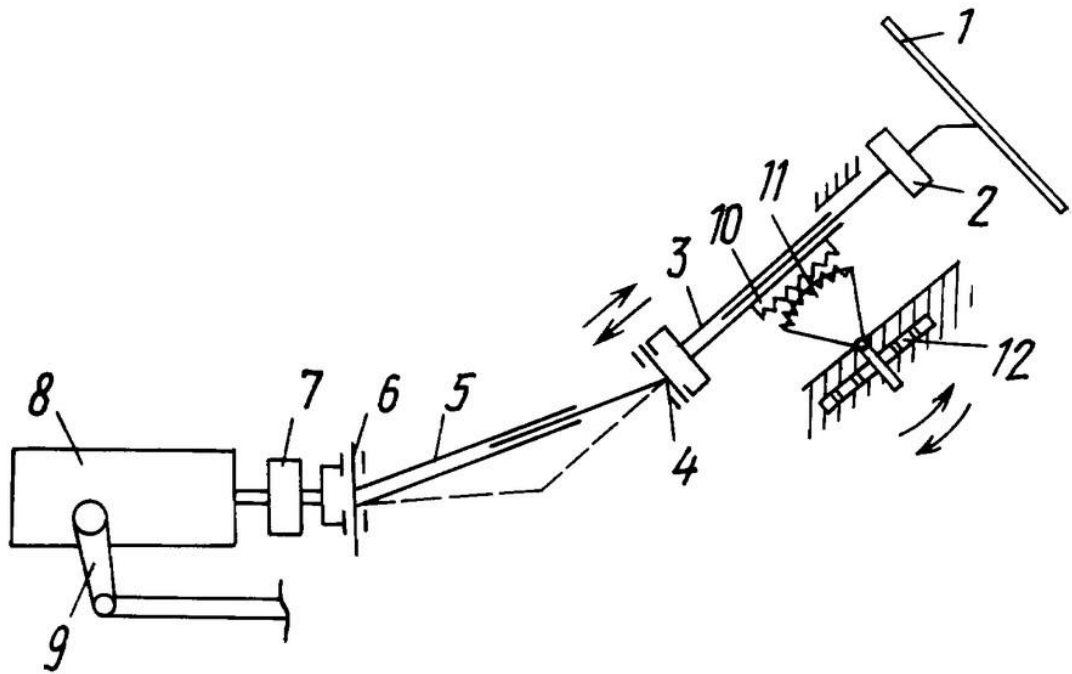


Рисунок Б.1 - Схема рулевого управления

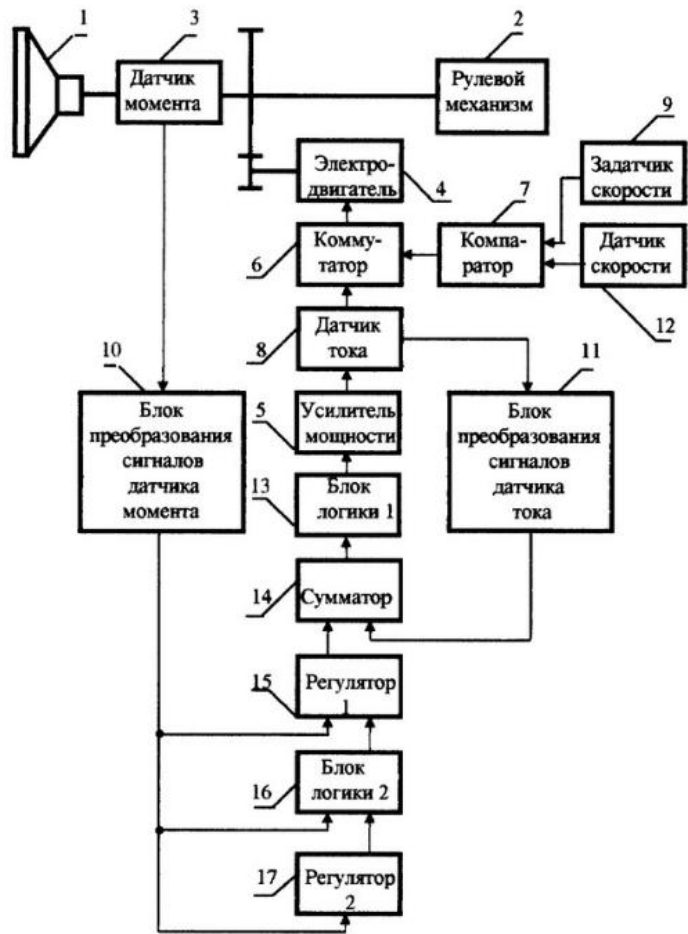


Рисунок Б.2 - Функциональная схема рулевого управления

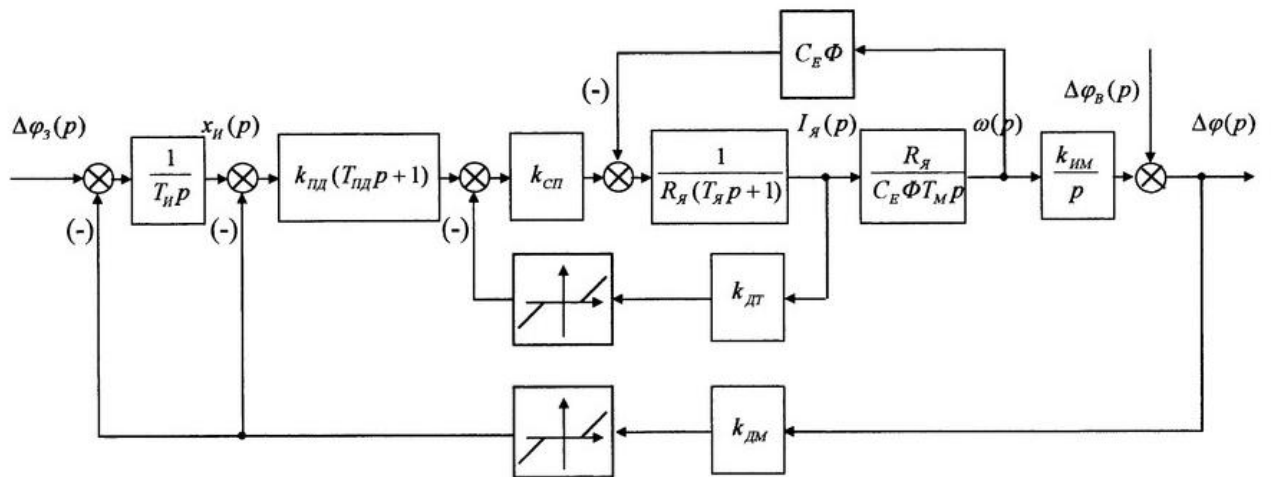


Рисунок Б.3 - Структурная схема системы управления электроусилителя руля