

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Самарский государственный технический университет»

*На правах рукописи*



Горячкин Александр Александрович

**ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ВИБРОЗАЩИТЫ И  
СТАБИЛИЗАЦИИ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ  
ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ**

Специальность 2.4.2 – «Электротехнические комплексы и системы»

Диссертация на соискание  
ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук, профессор  
Абакумов Александр Михайлович

Самара, 2025 г.

## Оглавление

Введение.....	4
1. Состояние проблемы и актуальность темы исследования.....	13
1.1. Анализ публикаций в области исследования.....	13
1.2. Обзор технических решений в адаптивных системах управления подвеской .....	28
1.3. Выводы по первому разделу .....	37
2. Математические модели, ориентированные на синтез систем управления виброзащитой и поперечной устойчивостью легкового автомобиля.....	39
2.1. Расчетная схема объекта управления. Исследование силовых воздействий на подвеску автомобиля при установившемся движении в повороте.....	39
2.2. Обобщенная математическая модель легкового автомобиля как объекта управления углом крена и виброзащиты.....	53
2.3. Частные математические модели легкового автомобиля как объекта управления углом крена и виброзащиты.....	56
2.4. Выводы по второму разделу .....	59
3. Разработка и исследование систем управления углом крена и виброзащиты легкового автомобиля с активной подвеской на базе линейной электрической машины.....	60
3.1. Функциональная схема САУ углом крена легкового автомобиля .....	60
3.2. Динамические характеристики функционально необходимых элементов...	62
3.3. Синтез регуляторов системы стабилизации угла крена.....	63
3.4. Компьютерное моделирование динамических характеристик САУ углом крена .....	69
3.5. Синтез системы виброзащиты с активной подвеской.....	74
3.6. Компьютерное моделирование динамических характеристик системы активной виброзащиты.....	80
3.7. Виброзащитные свойства активной подвески с ЛМППТ в пассивном режиме работы.....	83
3.8. Выводы по третьему разделу .....	90
4. Исследование систем виброзащиты и стабилизации угла крена на макетной установке .....	93
4.1. Описание макетной установки .....	93

4.2. Исследование статических и динамических характеристик исполнительного элемента .....	102
4.3. Расчет параметров регуляторов макетной установки .....	106
4.4. Моделирование системы стабилизации угла крена .....	109
4.5. Моделирование системы виброзащиты .....	112
4.6. Выводы по пятому разделу .....	118
Заключение .....	119
Список используемой литературы, источников и программ.....	121
Приложение А. Принципиальная электрическая схема макетной установки .....	137
Приложение Б. Экспериментальные значения силы $F_M$ ЛМППТ при различном токе якоря .....	138
Приложение В. Акт использования результатов диссертационной работы в учебном процессе СамГТУ .....	139
Приложение Г. Справка об использовании результатов диссертационной работы в АО «АвтоВАЗ» .....	140

## Введение

**Актуальность темы исследования.** В современной автомобильной индустрии, где приоритетными считаются безопасность и комфорт водителя и пассажиров, возникает ряд взаимосвязанных технических и эксплуатационных проблем. Вибрации, возникающие при движении, могут отрицательно сказываться на комфорте водителя и пассажиров и сохранности перевозимых грузов, что делает необходимым совершенствование методов виброзащиты. Кроме того, важным является поддержание угла крена автомобиля в допустимых пределах в условиях активного маневрирования, с целью сохранения устойчивости и управляемости транспортного средства.

Одним из путей решения этих проблем является переход к управляемым подвескам. Система управления подвеской позволяет осуществлять мониторинг состояния автомобиля и внешних воздействующих факторов, что значительно повышает эффективность реагирования на возникающие вибрации и колебания. Современные алгоритмы управления, опирающиеся на данные датчиков и модели поведения транспортного средства, создают принципиально новые возможности для решения обозначенных проблем.

Реализация этих возможностей становится реальной, в том числе, благодаря применению линейных электромеханических преобразователей. Во-первых, при использовании электрических машин возвратно-поступательного движения нет дополнительных ступеней преобразования, как, например, в пневматических системах. Во-вторых, линейные машины, в отличие от магнитореологических демпферов, позволяют устанавливать определенное положение кузова. В-третьих, у линейных машин есть очевидное преимущество перед системами позиционирования и стабилизации, построенными на других исполнительных элементах. Оно заключается в высоком быстродействии и точности. Кроме того, электрические машины и построенные на их базе системы просты в обслуживании и настройке [1].

Таким образом, дальнейшее исследование и внедрение электромеханических преобразователей в системах виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости автомобилей не только отвечает требованиям современного рынка, но и создает новые стандарты безопасности и комфорта. Это, в свою очередь, способствует увеличению привлекательности автомобилей с управляемыми подвесками среди потребителей. Перспективность использования электромеханических преобразователей как элементов систем управления возрастает с учетом тенденций развития электромобилей и гибридных автомобилей. Электромеханические системы виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости являются важными элементами электротехнического комплекса автомобиля.

**Степень разработанности проблемы.** Системам виброзащиты и стабилизации, основанным на линейных электромеханических преобразователях, в том числе, активным автомобильным подвескам посвящены работы отечественных и зарубежных ученых. Большая часть этих работ описывает теорию и практическое применение линейных машин в установившихся режимах работы систем стабилизации и позиционирования. Автомобильным системам виброзащиты, в частности активным подвескам с линейной машиной в качестве исполнительного элемента, посвятили свои работы такие ученые как И.Н. Ефимов, Е.А. Морозов, А.С. Гущин, Qinghua Meng, Chih-Chiang Chen, Pan Wang, Zong-Yao Sun, Bingji Li.

Вопросы разработки алгоритмов управления системами виброзащиты и стабилизации параллельной структуры исследуются в работах А.А. Жданова, Д.Б. Липкевича, Д.Е. Чегодаева, А.В. Чичварина, Duana Tariq Yaswwn, Qussi Talib Abdulwahab, Abdel-Nasser Sharkawy, Ahmed Saad Ali, Nouby M Ghazaly, Gamal Abdel-Jaber и др. В этих работах рассматриваются замкнутые системы управления подвеской транспортного средства. Сформулирован перечень требований и набор алгоритмов, которые могут быть использованы при проектировании этих систем, а также проведено моделирование таких систем, особенности характеристик исполнительного элемента в котором учтены лишь частично.

Существенные результаты в области исследования систем виброзащиты получены в работах, выполненных в СамГТУ, в частности разработанные Г.Н. Мятовым [2] подходы позволили создать эффективную систему защиты от вибраций высокоточного оборудования, что существенно расширило возможности применения прецизионных комплексов в условиях внешних воздействий. Полученные результаты заложили основу для дальнейшего развития методов управления виброзащитными системами в современной технике.

В диссертации С.В. Широкова [3] разработан комплекс математических моделей и методик для оценки динамических нагрузок на ответственные объекты при морской транспортировке. Ключевой вклад исследования заключается в создании обобщённой модели системы «судно – транспортируемое изделие» с последовательной структурой демпфирования, где каждое звено системы имеет свои характеристики демпфирования и взаимодействует с последующим элементом. Такая структура позволяет учитывать влияние всех компонентов системы на итоговые динамические нагрузки, что даёт возможность точно прогнозировать перегрузки и формировать требования к демпфирующим свойствам креплений на каждом этапе передачи нагрузки. Разработанная методика обеспечивает повышение безопасности перевозки дорогостоящих компонентов за счёт комплексного подхода к оценке влияния всех элементов системы на общую динамику транспортировки.

Диссертация Д.Г. Рандина [4] посвящена электротехнической активной системе виброзащиты с магнитореологическим демпфером, обеспечивающей повышение эффективности подавления вибраций в автомобильных подвесках. Ключевой вклад заключается в создании математической модели системы и экспериментальном подтверждении её работоспособности, что позволяет снизить динамические нагрузки на транспортное средство при действии случайных и детерминированных возмущений.

Большой вклад в становление электромагнитных подвесок внес американский ученый Amar Gopal Bose, предложив электромагнитную подвеску легкового автомобиля в 2004 году. Как известно [5], разработанная им система не получила

массового распространения по ряду причин, связанных со стоимостью самой подвески и ее эксплуатацией. Таким образом повышение комфорта и безопасности передвижения в транспортных средствах все еще остается актуальной темой исследований.

Как показывает анализ, малоизученными остаются активные системы виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости параллельной структуры с линейной машиной в качестве исполнительного элемента, а также эффективность таких систем. Перечисленные выше проблемы позволили сформулировать цель работы и поставить задачи научного исследования.

**Объектом исследования** являются электромеханические системы виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости легкового автомобиля.

**Предметом исследования** являются математические модели, алгоритмы управления и динамические характеристики систем виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости легкового автомобиля на базе активной подвески с линейной электрической машиной.

**Целью диссертационной работы** является совершенствование эксплуатационных характеристик легкового автомобиля за счет повышения его поперечной устойчивости и виброзащищённости.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы и решены следующие **задачи**:

- 1) анализ существующих математических моделей и технических решений, используемых при разработке активных систем виброзащиты и стабилизации угла крена;
- 2) разработка математических моделей, ориентированных на синтез системы активной виброзащиты и стабилизации угла крена легкового автомобиля;
- 3) структурно-параметрический синтез систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты легкового автомобиля, реализованных на базе активной подвески с линейной электрической машиной;

- 4) разработка макетной установки и экспериментальное исследование системы виброзащиты и стабилизации угла крена с линейной машиной с целью верификации теоретических положений диссертации;
- 5) апробация и внедрение результатов диссертации в проектно-конструкторскую деятельность АО «АВТОВАЗ».

**Научная новизна работы:**

- 1) на основе уравнений движения активной подвески автомобиля с линейной электрической машиной разработаны математические модели электромеханических систем виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости легкового автомобиля, учитывающие силовые воздействия линейной электрической машины как исполнительного элемента, упруго-диссипативные свойства элементов подвески и центробежную силу;
- 2) произведен синтез систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты, отличающийся учетом характеристик линейной электрической машины и возможностью использования активного и пассивного режимов демпфирования;
- 3) разработана методика параметрического синтеза регуляторов систем виброзащиты и стабилизации угла крена кузова легкового автомобиля, отличающаяся учетом динамических характеристик линейной электрической машины, силового преобразователя и датчиков обратных связей.

**Теоретическая и практическая значимость работы:**

- 1) предложенные обобщенная и частные математические модели легкового автомобиля как объекта виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости служат теоретической основой исследования динамических характеристик объекта управления;
- 2) на основе предложенных математических моделей разработаны методики структурно-параметрического синтеза систем,



обеспечивающие требуемые показатели качества процесса регулирования;

- 3) разработанные системы позволяют существенно улучшить эксплуатационные характеристики транспортных средств в части виброзащитённости и стабилизации поперечной устойчивости;
- 4) основные теоретические положения диссертационной работы подтверждены результатами экспериментальных исследований систем виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости на разработанной макетной установке с линейной машиной постоянного тока.

**Методология и методы исследования** заключаются в применении основных положений теории автоматического управления, теории электропривода и электрических цепей, теории электрических машин, а также математического и физического моделирования. При выполнении работы использованы САПР CLASSiC, Proteus8, Atmel Studio, Mathcad, Excel, Лира-САПР.

**Обоснованность и достоверность результатов и выводов** определяется корректным использованием соответствующего математического аппарата, компьютерным моделированием на основе применения сертифицированных программных средств и подтверждена результатами экспериментальных исследований динамических характеристик систем на макетной установке, а также согласованностью полученных результатов с данными, приведенными в трудах других ученых.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих НТК:

1. Международная научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии" (XXI Бенардосовские чтения), посвященной 140-летию изобретения электросварки Н.Н. Бенардосом, г. Иваново, 2021 г.

2. Международная научная конференция «Наука будущего» и шестой Всероссийский молодежный научный форум «Наука будущего-наука молодых», г. Москва, 2021 г.
3. Всероссийская научно-практическая конференция «Научный потенциал молодежи и технический прогресс». г. Санкт-Петербург, 2024 г.
4. Научно-технических семинарах кафедры «Электромеханика и автомобильное электрооборудование» Самарского государственного технического университета.

**По материалам диссертации опубликованы 7 работ**, из них: 3 статьи в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК при Минобрнауки России, 1 в издании, включенном в международную систему цитирования Scopus. Общий объем опубликованных работ 3,17 п.л. с авторским вкладом 2,19 п.л.

**Результаты диссертации используются** в учебном процессе СамГТУ на кафедре «Электромеханика и автомобильное электрооборудование» по профилям «Электропривод и автоматика промышленных установок и технологических процессов» и «Электрическое и электронное оборудование автомобилей и электромобилей» в курсовом и дипломном проектировании, а также при выполнении лабораторных работ (приложение В).

Основные теоретические положения и полученные результаты экспериментальных исследований, в части анализа деформирующих усилий в подвеске автомобиля при поворотах и маневрировании, методик структурно-параметрического синтеза системы стабилизации поперечной устойчивости и системы виброзащиты на базе линейной машины постоянного тока **использованы** в проектно-конструкторской деятельности АО «АвтоВАЗ» при разработке проектов активной подвески перспективных моделей автомобилей модельного ряда ЛАДА (приложение Г).

**Основные положения, выносимые на защиту:**

- 1) обобщенная и частные математические модели, ориентированные на синтез системы виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости легкового автомобиля, учитывающие силовые воздействия линейной

электрической машины, упруго-диссипативные характеристики элементов подвески и центробежную силу;

- 2) методика и результаты структурно-параметрического синтеза систем стабилизации угла крена и виброзащиты легкового автомобиля, базирующиеся на новых разработанных математических моделях;
- 3) методика параметрического синтеза регуляторов систем виброзащиты и стабилизации угла крена кузова легкового автомобиля, позволяющая учесть динамические характеристики линейной электрической машины, силового преобразователя и датчиков обратных связей;
- 4) результаты экспериментальных исследований и верификации теоретических положений диссертации.

**Соответствие паспорту специальности.** Научная квалификационная работа на соискание ученой степени кандидата технических наук выполнена в соответствии с паспортом специальности 2.4.2 – «Электротехнические комплексы и системы» и соответствует пункту 3 – «Разработка, структурный и параметрический синтез электротехнических комплексов и систем, их оптимизация, а также разработка алгоритмов эффективного управления» и пункту 4 – «Исследование работоспособности и качества функционирования электротехнических комплексов и систем в различных режимах, при разнообразных внешних воздействиях, диагностика электротехнических комплексов».

**Структура и объем диссертации.** Диссертация изложена на 140 страницах машинописного текста и состоит из введения, 4 разделов, заключения, содержит 65 рисунков и 2 таблицы, список использованных источников, включающий 142 наименования на 16 страницах, 4 приложения на 4 страницах.

### **Краткое содержание работы**

Во введении обосновывается актуальность темы, формулируется цель и основные задачи исследования, приводится краткая информация об объекте исследования, характеризуется новизна и практическая значимость полученных результатов, приводятся основные положения, выносимые на защиту.

В первом разделе обозначена степень проработанности проблемы, проведен анализ публикаций и технических решений в области исследования.

Во втором разделе рассмотрена расчетная схема объекта управления и проведено исследование силовых воздействий на подвеску автомобиля при установившемся движении в повороте. Получены дифференциальные и операторные уравнения движения объекта управления с учетом центробежной силы, действующей на автомобиль при повороте и маневрировании, кинематических воздействий со стороны дорожного покрытия, упруго-диссипативных свойств подвески и дополнительного силового усилия, создаваемого исполнительным элементом. Разработаны структурные схемы и получены передаточные функции объекта по управляющему и возмущающему воздействиям.

В третьем разделе рассмотрена функциональная схема системы автоматического управления углом крена легкового автомобиля и динамические характеристики функциональных элементов. Проведен синтез регуляторов системы стабилизации угла крена и компьютерное моделирование динамических характеристик системы автоматического управления углом крена. Исследована активная система управления виброзащиты с линейной машиной постоянного тока. Рассмотрены виброзащитные свойства активной подвески с линейной машиной постоянного тока в пассивном режиме работы.

В четвертом разделе приведено описание макетной установки, результаты исследования статических и динамических характеристик линейной машины постоянного тока, результаты экспериментального исследования и компьютерного моделирования системы стабилизации угла крена и системы виброзащиты. Проведено сравнение расчетных и экспериментальных параметров и характеристик системы автоматического управления подвеской.

В заключении приведены основные результаты работы, сделаны краткие выводы по диссертации и сформулированы перспективные направления продолжения и развития темы исследования.

## 1. Состояние проблемы и актуальность темы исследования

### 1.1. Анализ публикаций в области исследования

Подвеска транспортного средства – это совокупность устройств, связывающих мост или колеса с рамой (кузовом) автомобиля и предназначенных для уменьшения динамических нагрузок, передающихся автомобилю при движении по неровностям поверхности дороги, а также обеспечивающих передачу всех сил и моментов, действующих между колесами и рамой (кузовом) [6].

История развития подвесок транспортных средств насчитывает более 3 тысяч лет. В I веке до нашей эры у римлян применялось некое подобие рессоры в виде цепей или кожаных ремней для колесниц.

В Берлине в конце XVII века были разработаны стоячие рессоры – С-образные пружины, связывающие колесные оси с кузовом. Рессоры изготавливали из нескольких скрепленных вместе деревянных или стальных полос, что придавало конструкции прочность и гибкость. Низ рессоры был прикреплен муфтой к оси, а к верхнему концу на ремне подвешивался кузов [7].

Лежачая рессора была изобретена в 1805 году Обадием Эллиотом. Она располагалась между кузовом экипажа и колесной осью [8].

В 1900 году появились амортизаторы фрикционного типа [9]. Впервые их поставили на гоночный автомобиль MorsType Z 60 HP. Фрикционные амортизаторы состояли из пары рычагов с трущимися элементами. При крайне низком ресурсе таких амортизаторов они были недорогими и простыми в производстве.

Гидравлические лопастные амортизаторы были запатентованы в 1906 году французским инженером Морисом Худеи. Амортизатор состоял из масляного цилиндра, в корпусе которого располагалась ось с несколькими лопатками. В этих лопатках были отверстия, при повороте оси жидкость проходила через них, тем самым обеспечивая демпфирование [10]. Такая конструкция не привлекла большого внимания, поэтому вместо оси с лопатками стали устанавливать поршень

с клапанами, приводимый в движение кривошипно-шатунным механизмом. С позиции унификации данное решение обладает преимуществом: оно обеспечивает регулировку перетока масла между полостями посредством выбора клапана с необходимой пропускной способностью.

В 1922 году появились клапаны телескопической конструкции [11]. Очевидные преимущества телескопического амортизатора в простоте конструкции, дешевизне и выгодной компоновки внутри пружины на независимых подвесках привели к широкому распространению в конце 40-х годов, когда компания Ford начала массовый выпуск моделей с подвеской типа «Макферсон».

В начале XX века основными направлениями внедрения виброзащиты были крупное оборудование и автомобили. В первой половине XX века было известно 4 основных способа снижения вибраций оборудования [12]: снижение активности самого оборудования; изменение конструкции оборудования; добавление динамического гасителя; виброизоляция.

Во второй половине XX века развитие средств вибрационной защиты определилось по четырем принципиальным направлениям [10]: виброизоляторы с линейной силовой характеристикой; средства виброзащиты, основанные на демпфировании; виброизоляционные системы с квазиулеевой жесткостью; активная виброзащита.

В процессе исторического развития теории колебаний и систем виброзащиты автомобилей в отечественной литературе сформировался корпус фундаментальных трудов, систематизирующих классические и современные методы анализа и проектирования демпфирующих систем. Эти работы демонстрируют эволюцию расчётных подходов и их адаптацию к специфическим задачам, в том числе в автомобильной технике.

В классическом труде [13] заложены базовые принципы, без которых невозможно понимание механизмов виброзащиты. Автор формирует стройную систему представлений о колебательных процессах – от линейных и нелинейных систем до параметрических колебаний и резонансных явлений. Приведённые математические модели и алгоритмы анализа служат фундаментом для разработки

автомобильных подвесок, систем крепления агрегатов и элементов кузова. В частности, рассмотренные методы расчёта свободных и вынужденных колебаний напрямую применяются при проектировании виброизоляторов двигателей, трансмиссий и ходовой части.

Монография [14] знаменует переход от общих теоретических построений к инженерным решениям, актуальным для транспортной техники. В работе:

- предложена модель гистерезиса с учётом предыстории нагружения, полезная при анализе усталостных процессов в элементах автомобильных конструкций;
- систематизированы экспериментальные методы оценки демпфирующих свойств материалов, применяемых в подвесках и виброизоляционных узлах;
- изложены принципы конструирования устройств, сочетающих линейные и нелинейные характеристики демпфирования – что критически важно для обеспечения комфорта и управляемости автомобиля.

Описанные подходы находят прямое применение при разработке амортизаторов, упругодемпфирующих опор и элементов пассивной безопасности, где требуется эффективное гашение колебаний при переменных нагрузках.

В пособии [15] акцентируются современные инженерные методы, непосредственно связанные с задачами автомобильной виброзащиты. Автор детально разбирает:

- методики исследования случайных колебаний, моделирующие воздействие неровностей дорожного покрытия на кузов и шасси;
- основы вибрационной диагностики, позволяющие контролировать состояние подвесок и выявлять резонансные зоны в конструкциях;
- технологические решения для управления колебательными процессами – например, при проектировании активных и полупассивных систем подвески.

Рассмотренные труды формируют методическую базу для решения задач виброзащиты – от теоретических основ до инженерных реализаций. Их методы позволяют оптимизировать вибронагруженность салонов, снижать шум трансмиссии и повышать долговечность узлов, что напрямую отвечает актуальным

запросам современного автомобилестроения. Сегодня обеспечение виброзащиты, плавности хода, устойчивости и управляемости остаётся ключевым требованием при проектировании автотранспортных средств [16], а представленные научные подходы дают инструментарий для создания безопасных, комфортных и надёжных автомобилей.

Современный тип подвесок содержит параллельно соединенные упругий элемент – пружину и демпфирующий элемент, установленные между ступицей колеса и кузовом автомобиля. Пассивная подвеска обладает способностью накапливать энергию с помощью пружины и рассеивать ее с помощью амортизатора. Ее параметры, как правило, фиксированы и выбираются для достижения определенного компромисса между управляемостью на дороге, грузоподъемностью и комфортом езды.

Принципы построения систем виброзащиты в транспортных средствах – независимо от типа подвески (пружинной, пневматической, гидравлической и др.) – во многом схожи с принципами конструирования таких систем для стационарной техники. Это связано с универсальностью базовых механизмов: передачи и гашения вибраций, а также подходов к снижению динамических нагрузок.

В обоих случаях ключевыми задачами остаются:

- изолирование защищаемых объектов от источников вибрации с помощью упругих элементов;
- эффективное демпфирование колебательной энергии;
- настройка собственных частот системы так, чтобы они не совпадали с диапазоном преобладающих возмущений;
- обеспечение надёжности и устойчивости работы при реальных эксплуатационных нагрузках.

На практике это подтверждается, например, при защите от высокочастотных воздействий. В стационарной технике хорошо зарекомендовали себя виброизолирующие столы с пассивной изоляцией. В их конструкции обычно комбинируют:



- пружины (обеспечивают упругую податливость и гасят высокочастотные колебания);
- пневматические или гидравлические демпферы (рассеивают энергию колебаний за счёт вязкого трения);
- резиновые или эластомерные изоляторы (снижают риск резонансов благодаря нелинейным упругим свойствам).

Подобные решения подробно исследованы в работе [17].

Параллельно развивается направление активной виброзащиты [18], которое расширяет возможности подавления вибраций:

- за счёт датчиков, фиксирующих текущие вибрационные воздействия;
- с помощью управляющих алгоритмов, обрабатывающих входные сигналы;
- посредством исполнительных механизмов (электромагнитных, пьезоэлектрических, гидравлических), генерирующих компенсирующие усилия.

Активные системы особенно эффективны при подавлении низкочастотных возмущений и позволяют достигать более высокого уровня виброизоляции в широком диапазоне частот.

Таким образом, базовые принципы виброзащиты носят универсальный характер. Опыт, накопленный в области стационарной виброизоляции, служит надёжной основой для совершенствования мобильных решений в транспортных средствах.

Перед проектированием систем виброзащиты ведутся исследования по кинематике защищаемого объекта. Так, например в работе [3] исследуются динамические воздействия на перевозимое изделие на транспортном судне. В результате исследования выведены передаточные функции (1), которые математически описывают динамическую систему, состоящую из двух последовательно соединённых колебательных звеньев. Указанные функции устанавливают взаимосвязь между перемещением изделия  $Z_K$  и внешним возмущением  $\alpha_B$ .

$$W_K(p) = \frac{\Delta Z_K(p)}{\Delta \alpha_B(p)} = \frac{k_K r (T_0 p + 1)}{(T_K^2 p^2 + 2\xi_K T_K p + 1)(T_2^2 p^2 + 2\xi T_2 p + 1)}, \quad (1)$$

где  $k_K$  – коэффициент передачи системы;

$r$  – расстояние от центра вращения до точки измерения, м;

$T_0$  – постоянная времени, с;

$T_K$  – постоянная времени основной колебательной системы, с;

$T_2$  – вторая постоянная времени системы, с;

$\xi_K$  – коэффициент демпфирования основной системы;

$\xi$  – коэффициент демпфирования второй части системы.

Полученные обобщённые динамические модели дают возможность всесторонне исследовать динамику нагрузок, воздействующих на изделие в ходе морской транспортировки, включая их амплитудные и частотные характеристики.

В работах [19, 20] разрабатывались математические модели динамических систем механического оборудования, как при управлении упругими деформациями, так и управляющих воздействий в виде скорости подачи, частоты вращения детали и др.

Адаптивная подвеска легкового автомобиля – одно из наиболее значимых технологических достижений в автомобильной индустрии. Разработки в этой области позволяют эффективнее амортизировать неровности дороги и обеспечивать повышенный уровень комфорта для водителя и пассажиров. Благодаря развитию современных технологий и науки становится возможным создавать всё более совершенные и инновационные автомобили.

Применение нашли системы активных и полуактивных подвесок с магнитореологическим демпфером [4]. В работе получена математическая модель одномассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении с учётом силы гидравлического сопротивления, дополнительно создаваемой магнитореологическим демпфером колебаний. Модель представлена в виде передаточной функции (2) для приращений системы виброзащиты по выходной переменной  $Z(p)$

$$W_{\text{пз}}(p) = \frac{Z(p)}{Z_0(p)} = \frac{\left(\frac{\beta_0}{C}p + 1\right)}{\left(\frac{m}{C}p^2 + \frac{\beta_0}{C}p + 1\right)}, \quad (2)$$

где  $\beta_0$  – вязкость магнитореологического демпфера колебаний;

$C$  – жесткость пружины;

$m$  – масса защищаемого объекта.

В рамках исследования разработана комплексная структура активной системы виброзащиты автомобиля, включающая магнитореологический демпфер колебаний. Построена математическая модель системы с учётом канала управления силой гидравлического сопротивления демпфера – посредством регулирования тока в обмотке его катушки. На основе проведённого анализа предложена методика синтеза регулятора, в результате применения которой получена передаточная функция (3). Данная функция гарантирует удержание виброускорений кузова автомобиля в заданных пределах в определённом частотном диапазоне для случая детерминированного возмущающего воздействия.

$$W_{\text{р}}^{\text{ГД}}(p) = \frac{(1 - k_3)}{k_3} \left( \frac{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}{a_4} \right), \quad (3)$$

где  $a_0 = 1$ ;

$$a_1 = T_A + \beta_0/C;$$

$$a_2 = m/C + T_A (\beta_0/C);$$

$$a_3 = (m/C)T_A;$$

$$a_4 = k_D k_A (\beta_0/C);$$

$T_A$  – постоянная времени катушки электромагнита демпфера;

$k_A$  – коэффициент передачи демпфера;

$k_D$  – коэффициент передачи датчика.

Достаточно изучены вопросы разработки активных и полупассивных систем виброзащиты, в частности – с применением магнитореологических демпферов и иных исполнительных элементов. В ряде исследований детально рассмотрены

принципы моделирования таких систем, их динамические характеристики, а также эффективность различных типов регуляторов.

В работах [4, 21, 22] освещены подходы к конструированию активных и полуактивных систем: например, в [21] предложена модель полуактивной подвески автомобиля с магнитореологическим демпфером и исследованы алгоритмы управления (пропорционально-интегрально-дифференциальное (ПИД) регулирование, нечёткая логика, гибридный контроллер).

Динамические характеристики систем проанализированы в публикациях [23, 24, 25, 26]: в [23, 24] изучены свойства активной системы с управляемым демпфером и влияние параметров на эффективность, в [25] исследована нелинейная система виброизоляции с магнитореологическим демпфером, а в [26] представлена адаптивная полуактивная подвеска с LPV-управлением. Эффективность регуляторов оценена в [27, 28]: в [27] сопоставлены разные типы регуляторов по критериям качества управления и спектральной плотности мощности, а в [28] проанализированы оптимальный регулятор и регулятор с ограничениями по виброускорениям, с построением амплитудных частотных характеристик в MatLab и Mathcad.

Достаточно подробно исследованы гидравлические и пневматические подвески транспортных средств, включая их комбинированные варианты, а также методы управления такими системами

Пневматические подвески детально рассмотрены в ряде фундаментальных работ. В монографии [29] изложены теоретические основы и конструктивные особенности пневматических подвесок автомобилей, включая расчёт параметров и анализ эксплуатационных характеристик. Практический аспект применения пневматических систем освещён в техническом пособии Land Rover [30], где описана конструкция и принципы обслуживания пневматической подвески Range Rover.

Гидравлические подвески проанализированы в зарубежных изданиях: [31] рассматривает практические аспекты конструирования гидравлических систем, а

[32] представляет научный обзор принципов работы и проектирования гидравлической подвески, включая динамику и кинематику элементов.

Комбинированные гидропневматические решения представлены в патенте [33]. В работе описана конструкция гидропневматической подвески транспортного средства, сочетающей преимущества обоих типов демпфирования, что позволяет повысить плавность хода и управляемость.

Вопросы управления активными подвесками исследованы в работах по применению ПИД-регуляторов. В статье [34] проведён анализ ПИД-регулирования для активной гидравлической подвески на модели «четверти автомобиля», включая моделирование и оценку показателей качества управления. Аналогичная тематика затронута в работе [35], где ПИД-регулятор сравнивается с нечёткой логикой для линейной и нелинейной моделей подвески, что демонстрирует возможности оптимизации динамических характеристик системы.

Если говорить о стационарной промышленной технике, то примером являются работы [2, 36], в которых разработаны алгоритмы управления и активная виброзащитная система прецизионного оптико-механического комплекса, конструкция которого показана на рисунке 1.

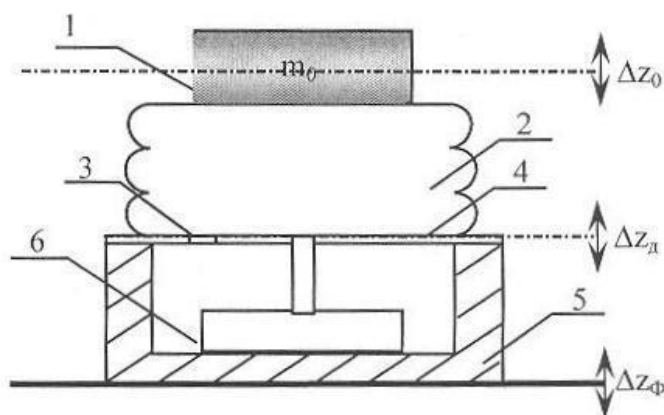


Рисунок 1 – Электротехническая активная система виброзащиты прецизионного оптико-механического комплекса: 1 – защищаемый объект, 2 – резино-кордовый баллон, 3 – дросселирующий элемент, 4 – подвижная диафрагма, 5 – жесткий резервуар, 6 – электромагнитный привод

Авторами получены математические модели в виде передаточных функций по управляющему воздействию (4)

$$W_y(p) = \frac{\Delta Z_0(p)}{\Delta Z_d(p)} = \frac{K_{0y}}{T_{01}^2 p^2 + T_{02} p + 1}, \quad (4)$$

и возмущающему воздействию со стороны фундамента (5)

$$W_B(p) = \frac{\Delta Z_0(p)}{\Delta Z_\Phi(p)} = \frac{T_1 p + 1}{T_{01}^2 p^2 + T_{02} p + 1} \quad (5)$$

где  $\Delta Z_d$  – перемещение диафрагмы;

$\Delta Z_0$  – перемещение защищаемого объекта;

$\Delta Z_\Phi$  – перемещение фундамента;

$T_1, T_{01}, T_{02}$  – постоянные времени пневмоопоры;

$K_{0y}$  – коэффициент передачи пневмоопоры,

с учетом которых разработана замкнутая активная система виброзащиты и выполнен структурно-параметрический синтез оптимального регулятора и регулятора на основе нейронной сети для условий кинематического возмущающего воздействия со стороны фундамента со случайными характеристиками [37, 38, 39, 40]. Доказано, что при использовании регулятора с нейронной сетью (в сравнении с оптимальным регулятором) при вариации параметров достигаются в 1,5 – 2 раза меньшие значения дисперсии колебаний защищаемого объекта.

В системах активной виброзащиты находят применение пьезоэлектрические [41], электромагнитные и магнитострикционные приводы, которые могут обеспечить допустимый уровень микровибраций для высокочастотного оборудования [42]. В работах [43, 44] предложена система активной виброзащиты на базе линейного двигателя постоянного тока.

Разработки ведутся как в области построения систем, так и в оптимизации их отдельных элементов. Так, в работе [45] предлагается методика оптимального проектирования линейного двигателя постоянного тока бортового электротехнического комплекса. В работе [46] предлагается математическая модель линейного двигателя для систем позиционирования.

В настоящее время автомобильная промышленность переживает этап глубокой технологической трансформации, обусловленной стремлением к повышению энергоэффективности, снижению вредных выбросов и улучшению

эксплуатационных характеристик транспортных средств. Ключевыми направлениями развития стали массовый переход к электромобилям и гибридным силовым установкам, а также интенсивная цифровизация бортовых систем. Современные автомобили всё чаще оснащаются высокопроизводительными бортовыми компьютерами, которые обеспечивают централизованное управление силовыми агрегатами, системами безопасности, комфорта и помощи водителю. Эта тенденция сопровождается внедрением интеллектуальных алгоритмов регулирования, цифровых контроллеров и коммуникационных интерфейсов, позволяющих реализовать сложные функции – от точного дозирования энергии в электроприводе до активной виброзащиты и стабилизации динамических параметров движения. Таким образом, интеграция микропроцессорных систем управления становится неотъемлемым элементом совершенствования автомобильных технологий в эпоху электрификации и цифровизации транспорта.

В работах [47, 48, 49] детально исследованы цифровые методы управления электроприводами, включая разработку структур и методик расчёта параметров цифровых пропорционально-интегральных (ПИ) регуляторов. В пособии [50] изложены основы цифровых ПИД-регуляторов, методы их настройки (в том числе метод Зиглера-Николса), а также примеры программной реализации. Эти результаты имеют прямое значение для автомобильного электропривода, поскольку обеспечивают повышение точности и динамических характеристик систем управления тяговым электрооборудованием гибридных транспортных средств. В сочетании с подходами, изложенными в трудах [51, 52], они формируют методологическую основу для внедрения микропроцессорных регуляторов в автомобильные электроприводы, что отвечает современным тенденциям цифровизации автомобильной техники.

Вопросы активной виброзащиты с применением микроконтроллерных систем рассмотрены в работе [53], а также в исследовании [54]. В них предложены решения по микропроцессорному управлению линейными двигателями в системах виброзащиты, включая использование обратной связи на основе оценки ускорения с помощью фильтра Калмана. Эти разработки согласуются с общей

направленностью на цифровизацию автомобильных систем: переход к микроконтроллерным регуляторам позволяет реализовать адаптивные алгоритмы подавления вибраций, повысить быстродействие и точность управления, а также интегрировать функции диагностики и самонастройки. Таким образом, современные тенденции в автомобильном электроприводе и виброзащите характеризуются сближением теории цифрового регулирования с практическими задачами микропроцессорной реализации управляющих алгоритмов.

При разработке подвесок любого типа, а также систем управления ими (в случае активных и полупассивных подвесок) учитываются различные факторы. В работе [55] подробно описано о влиянии дорожного покрытия (материала, формы и структуры) на колесо и подвеску в целом. Предложено решение для адаптивной системы управления подвеской, выбирающей закон управления на основе информации о качестве дороги [56]. Кроме того, оценивается долговечность отдельных узлов подвески и ухудшение их свойств в процессе эксплуатации [57]. Проводятся испытания разработанных систем управления подвесками [4, 58, 59, 60] или их отдельных частей [45, 61] как на лабораторных испытательных стендах, так и в реальных условиях эксплуатации транспортного средства [62, 63].

Среди большого разнообразия устройств и систем управления, обеспечивающих решение выше указанных проблем, важное место занимают системы обеспечения поперечной устойчивости автомобиля (транспортного средства) [64].

Системы и устройства стабилизации поперечной устойчивости в значительной мере обеспечивают комфортабельность и безопасность движения и, в частности, определяют предельные скорости маневров «переставка» и «вход в поворот».

В теории автомобилей описаны зависимости его управляемости от характера движения транспортного средства, характеристик подвески и условий дорожного покрытия [65, 66, 67, 68, 69]. Однако задача повышения показателей поперечной устойчивости непосредственно связана с совершенствованием конструкции подвески и систем управления ее элементами. Для этого проводятся исследования по оценке взаимосвязи транспортного средства с дорогой. В работах [58, 70]



исследуются и описываются возникающие силовые воздействия на подвеску автомобиля в повороте.

Традиционный механический стабилизатор поперечной устойчивости, как составляющий элемент подвески, выполняется в виде П-образного стержня (торсиона), концы которого соединены через тяги с нижней частью подвески одной оси, как правило, передней, а средняя часть закреплена на кузове с возможностью поворота. В настоящее время ведутся разработки стабилизаторов поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью. Так, например авторы [71] предлагают методику расчета и обоснования конструктивных параметров автомобильных механических стабилизаторов поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью. Авторы представляют возможность совместного использования независимых подвесок с эффектом «подруливания» на задней оси автомобиля со стабилизаторами поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью.

При кренах автомобиля под действием центробежной силы упругие элементы подвески внешних по отношению к центру поворота колес сжимаются, упругий стержень закручивается и создает сжимающее усилие упругих элементов подвески внутренних колес, что уменьшает крен кузова автомобиля.

Требования к характеристикам подвески носят противоречивый характер. С одной стороны, для повышения комфорта пассажиров и водителя, обеспечения сохранности перевозимых грузов, а также исключения отрыва колёс от дорожного покрытия подвеска должна быть максимально мягкой. С другой стороны, для улучшения управляемости и устойчивости автомобиля, а также повышения эффективности стабилизации крена необходимо увеличить жёсткость скручивания стержня стабилизатора. Однако такое решение приводит к утрате независимости отдельных подвесок, что, в свою очередь, ухудшает виброзащитные свойства и проходимость автомобиля. Ухудшение виброзащиты связано с появляющейся взаимосвязью подвесок, когда движение колеса одной стороны по неровностям через стабилизатор создает реактивное действие в подвеске связанного колеса. Проходимость автомобиля снижается вследствие ограничения стабилизатором хода подвески.

Для устранения отмеченных противоречий используют стабилизаторы с активным разделением торсионного стержня на две части, которые в зависимости от дорожной ситуации могут соединяться либо разъединяться гидравлическим, либо электромеханическим исполнительным элементом [64]. Дополнительный эффект стабилизации достигается при использовании систем управления, обеспечивающих активное закручивание частей торсионного стержня.

В работе [72] для стабилизации крена предложено использовать управляемые гидроцилиндры, в которых формируются требуемые силовые воздействия на подвеску.

Перспективными для решения рассматриваемых задач, особенно учитывая тенденции развития электромобиля, являются исполнительные элементы в виде линейных двигателей [73, 74]. Линейная электрическая машина устанавливается параллельно упругому элементу и амортизатору традиционной подвески каждого колеса одной или двух осей. Это позволяет обеспечить независимую работу подвесок при отработке неровностей покрытия дороги и повысить плавность движения. В случае входа в поворот по информации об угле поворота рулевого колеса и скорости движения система переключается в режим стабилизации крена и обеспечивается взаимосвязанное управление подвесками соответствующей оси.

В работе [75] предложена структура и математическая модель системы стабилизации поперечной устойчивости автомобиля, а в [76] частично исследована такая система. В статье [77] предложены варианты построения электромеханического компенсатора крена для стабилизации высокоскоростного автомобиля.

В работах [67, 68] в общем виде приводится расчет сил, действующих на автомобиль при повороте в режиме установившегося движения. Однако авторы приводят расчет в упрощенной форме, не позволяющей рассчитать усилия на подвеску при повороте.

В работе [78] изучается динамика активной системы виброизоляции с различными механизмами параллельной структуры (гексапод). В частности, раскрываются свойства систем с электромеханическим исполнительным

элементом с передаточной парой «винт-гайка» для оптимального регулирования и регулированием до сверхустойчивости системы.

Для таких систем получена математическая модель в виде передаточной функции (6), устанавливающей взаимосвязь между напряжением на якоре  $u(p)$  и скоростью поступательного движения винта  $\dot{z}(p)$

$$W_{u-\dot{z}}(p) = \frac{k_{эм} r_1}{L(J_{зд} + m r_1 r_2) p^2 + R(J_{зд} + m r_1 r_2) p + k_{эм}^2}, \quad (6)$$

где:  $L$  – индуктивность якорной обмотки;

$m$  – масса защищаемого объекта;

$J_{зд}$  – момент инерции якоря двигателя;

$k_{эм}$  – электромагнитный коэффициент электродвигателя;

$R$  – сопротивление якорной обмотки;

$r_1$  – передаточное число по скоростным параметрам;

$r_2$  – передаточное число по силовым параметрам.

Для систем с гидроприводом с электромеханическим регулированием рабочей жидкости передаточная функция (6), устанавливающая взаимосвязь между напряжением на якоре  $u(p)$  и скоростью поступательного движения винта  $\dot{z}(p)$ , имеет вид

$$W_{u-\dot{z}}(p) = \frac{4AEk_{ТР}k_{ЭД}r_1k_{ГР}}{p(mVp^2 + 4mEk_{УТ}p + 4A^2Ek_{ТР})}, \quad (7)$$

где:  $A$  – площадь поршневого давления;

$E$  – модуль упругости рабочей жидкости;

$k_{ТР}$  – коэффициент, учитывающий потери на трение;

$k_{ЭД}$  – электромеханическая постоянная электродвигателя;

$k_{ГР}$  – коэффициент передачи гидрорегулирующего устройства;

$V$  – суммарный объем поршневой и штоковой полости гидроцилиндра;

$k_{УТ}$  – передаточное число по скоростным параметрам.

В работе [78] автором получена структура активной системы виброзащиты и проведен структурно-параметрический синтез регуляторов как для детерминированного воздействия, так и для воздействий со случайными

характеристиками. Также обоснована эффективность синтезированных регулятора, обеспечивающего сверхустойчивость системы, оптимального регулятора и регулятора для детерминированного возмущения. Проведено сравнение амплитудных характеристик системы при детерминированном возмущении и спектральной плотности мощности на выходе системы виброзащиты для возмущения со случайными характеристиками.

## **1.2. Обзор технических решений в адаптивных системах управления подвеской**

На сегодняшний день известно несколько технических решений как в конструкции, так и в системах управления подвеской.

В части технических решений конструкций подвесок известна конструкция электромагнитной подвески от компании Bose [79], не вышедшая в серийный выпуск по ряду причин. Подвеска состоит из линейного двигатель-генератора, датчиков величины вертикального перемещения и ускорения оси колеса, а также системы автоматического управления. Электродвигатель-генератор располагается вертикально на каждом колесе, его подвижный элемент соединен с осью колеса, а неподвижный элемент – с корпусом автомобиля. Схема подвески от компании Bose представлен на рисунке 2.

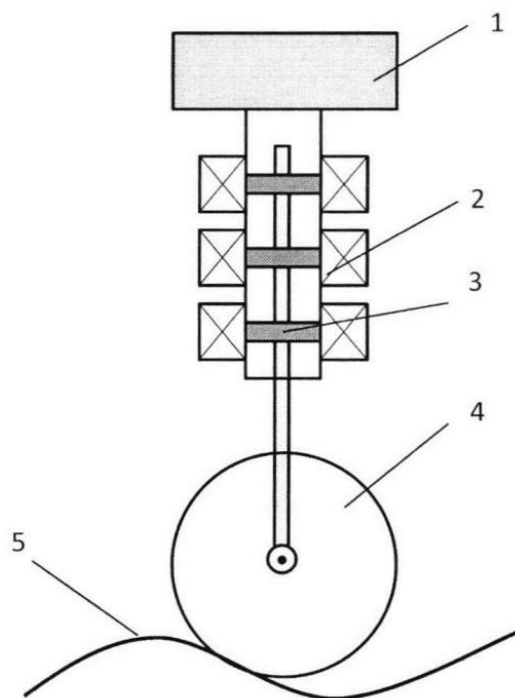


Рисунок 2 – Схема подвески от компании Bose:

1 – корпус; 2 – неподвижный элемент линейного двигателя-генератора; 3 – подвижный элемент линейного двигателя-генератора; 4 – колесо; 5 – дорожное покрытие

Система автоматического управления электродвигателем-генератором, на основе текущих значений перемещения и ускорения подвижного элемента, получаемого с датчиков, обеспечивает возвратно-поступательное движение подвижного элемента электродвигателя в противофазе перемещению колеса, вызванного неровностями дороги. При движении оси колеса в направлении, противоположном силе тяжести, электродвигатель-генератор работает в режиме двигателя, а при движении по направлению силы тяжести – в режиме генератора. Работа в режиме генератора обеспечивает частичную рекуперацию электрической энергии.

Основным недостатком прототипа является необходимость расхода электроэнергии для компенсации силы тяжести, действующей на поддрессоренную массу. В частности, четыре линейных электродвигателя адаптивной электромагнитной подвески легкового автомобиля, компенсирующих его вес, имеют мощность 20–25 кВт [80].

Известна улучшенная конструкция электромагнитной подвески, со сниженным расходом электроэнергии на компенсацию силы тяжести автомобиля

[80]. Указанное улучшение достигается тем, что в электромеханической подвеске осуществлено соединение электромагнитных и механических упругих элементов в одной конструкции (см. рисунок 3).

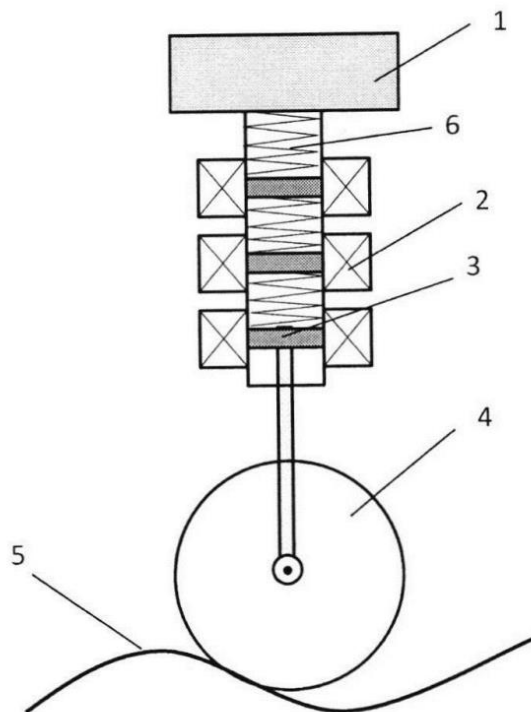


Рисунок 3 – Схема улучшенной электромагнитной подвески:

1 – корпус; 2 – неподвижный элемент линейного двигателя-генератора; 3 – подвижный элемент линейного двигателя-генератора; 4 – колесо; 5 – дорожное покрытие; 6 – пружина

Электромеханическая подвеска представляет собой два или более линейных электродвигателей-генераторов, датчиков положения оси колеса относительно корпуса и его ускорения, а также системы автоматического управления электродвигателями-генераторами. Неподвижные элементы электродвигателей-генераторов располагаются последовательно и соединены с корпусом транспортного средства, образуя жесткую конструкцию. Подвижные элементы электродвигателей-генераторов соединены с корпусом транспортного средства и между собой пружинами и образуют единый магнитно-механический упругий элемент, соединенный с осью колеса.

Эта конструкция предусматривает два варианта работы: пассивный и активный.

В пассивном режиме электродвигатели-генераторы генерируют электрический ток и выполняют функцию электромагнитных демпферов, а пружины работают как элементы обычной механической подвески [79]. Этот режим используется при стоянке автомобиля и во время движения по ровной дороге.

В активном режиме датчики фиксируют величину горизонтального смещения оси колеса относительно корпуса автомобиля и его вертикальное ускорение и по полученным значениям система автоматического управления задает закон движения подвижных элементов электродвигателей-генераторов, которые вместе с пружинами обеспечивают движение корпуса в противофазе вертикальному движению оси колеса. При движении оси колеса по направлению силы тяжести электродвигатели-генераторы работают в режиме генераторов, а при движении против силы тяжести – в режиме двигателей, что обеспечивает частичную рекуперацию энергии.

Недостатком разработки является отсутствие возможности стабилизации поперечной устойчивости кузова автомобиля при поворотах.

Известна конструкция электромагнитной подвески, также со сниженным расходом электроэнергии на компенсацию силы тяжести автомобиля [81]. Схема такой подвески приведен на рисунке 4.

Снижение расхода электроэнергии до практически нулевого значения в конструкции достигается только в неподвижном состоянии транспортного средства путем компенсации веса кузова автомобиля линейной деформацией рычагов. Во время движения расход электроэнергии снижается за счет адаптации к общему профилю дороги.

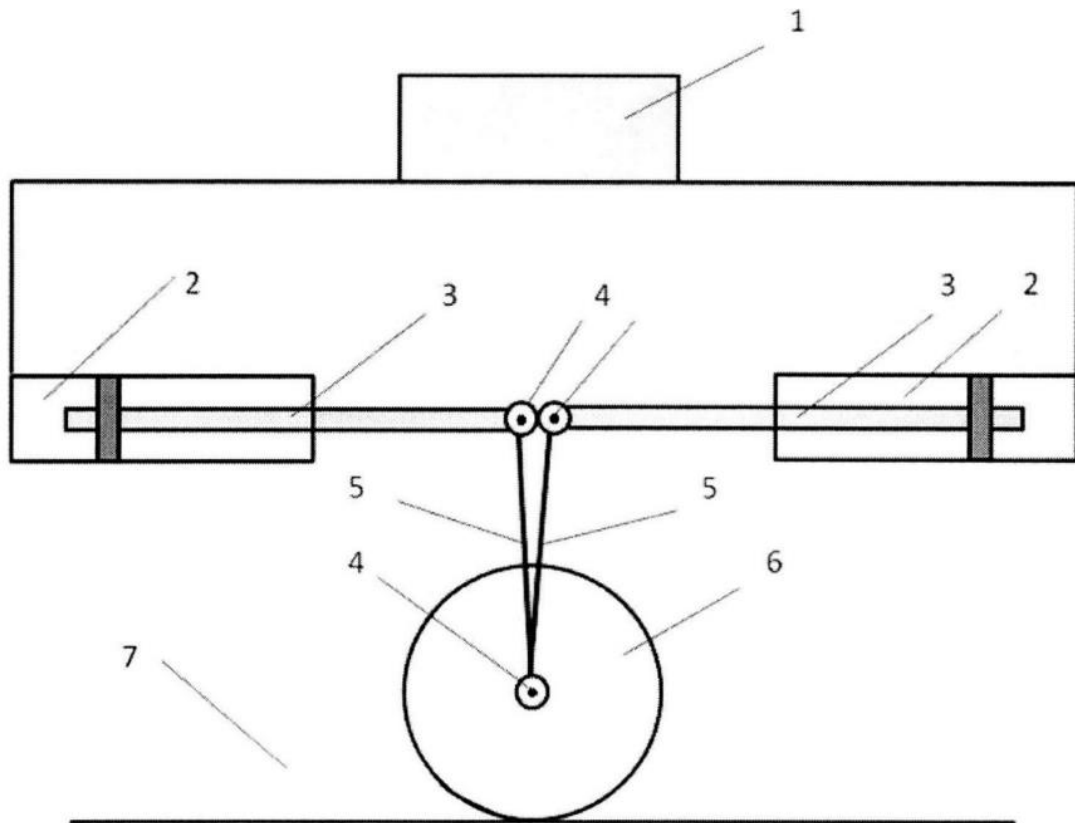


Рисунок 4 – Схема адаптивной подвески:

1 – корпус; 2 – неподвижный элемент линейного двигателя-генератора; 3 – подвижный элемент линейного двигателя-генератора; 4 – шарнир; 5 – рычаг; 6 – колесо; 7 – дорожное покрытие

Принцип работы подвески поясним следующим образом. Датчики фиксируют величину горизонтального смещения оси колеса относительно корпуса автомобиля и ее вертикальное ускорение. На основе этих значений система автоматического управления задает закон горизонтального движения подвижных элементов электродвигателей в противофазе вертикальному движению оси колеса. Рычаги преобразуют горизонтальное движение подвижного элемента каждого электродвигателя в вертикальное движение колеса и обеспечивают, сложение в противофазе вертикальных колебаний, вызываемых неровностями дороги и горизонтальных колебаний подвижных элементов двигателей. При движении оси колеса по направлению силы тяжести электродвигатель работает в режиме генератора, что обеспечивает частичную рекуперацию энергии.

С увеличением дорожных неровностей увеличивается амплитуда вертикальных колебаний оси колеса и угол отклонения рычагов от вертикального положения, и адаптивная подвеска переходит в режим большой амплитуды колебаний. Вследствие этого увеличивается составляющая силы тяжести, которая



приходится на линейные электродвигатели для компенсации вертикального движения оси колеса.

Переключение режимов работы электродвигателя связано с неровностями дороги и может проходить либо в автоматическом, системой автоматического управления, либо водителем.

Недостатком такой системы является наличие расхода электроэнергии на компенсацию веса кузова автомобиля в динамическом режиме, а также существенные деформации, приходящиеся на подвижный элемент линейного двигателя.

Авторы [82] предложили увеличить тяговые усилия адаптивной электромагнитной подвески и уменьшить её стоимость за счет того, что в известной адаптивной подвеске [79], включающей электродвигатель-генератор, датчики положения, скорости и ускорения движителя, подключенные к электронному блоку управления, в качестве электродвигателя-генератора использован роторный электродвигатель-генератор, ось которого является торсионом, связанным рычагом с движителем транспортного средства. Схема такой подвески приведен на рисунке 5.

Авторы утверждают, что значительные тяговые усилия, развиваемые роторным электродвигателем-генератором, делают возможным использование в его подвижной части ферромагнитных материалов вместо редкоземельных, что уменьшает стоимость адаптивной подвески.

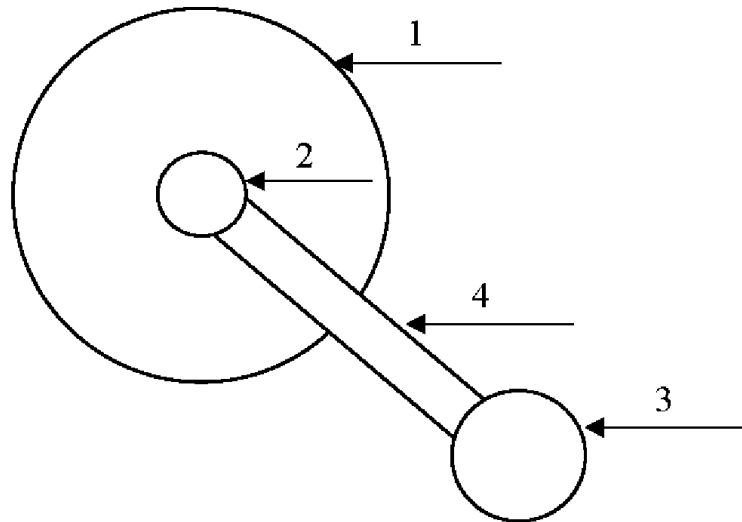


Рисунок 5 – Схема адаптивной подвески с роторным двигателем:  
 1 – роторный электродвигатель-генератор; 2 – ось двигателя-генератора; 3 – движитель;  
 4 – штанга

Предложенное решение работает следующим образом. При равномерном движении транспортного средства по ровному дорожному полотну или при его стоянке, на электродвигателе-генераторе отсутствует подача тока, а деформация кручения торсиона компенсирует статическую составляющую силы, вызванную весом транспортного средства. Возвратно-вращательное перемещение оси движителя, – колеса или катка, вызванное неровностями дороги или иными воздействиями, передается с помощью рычага на торсион, который в электромагнитной подвеске является валом электродвигателя-генератора. Состояние вала-торсиона (угол поворота, угловая скорость вращения, угловое ускорение) постоянно фиксируется датчиками и передается на электронный блок управления. Электронный блок управления регулирует ток, подаваемым или снимаемый с электромагнитов статора электродвигателя-генератора таким образом, что возвратно-вращательное движение вала-торсиона электродвигателя-генератора противоположно возвратно-вращательному движению, вызванного неровностями дороги. Таким образом осуществляется компенсация статической и динамической составляющей силы, действующей на транспортное средство.

Авторами не описана возможность стабилизации такой подвеской крена автомобиля.

В работе [83] авторы предлагают конструкцию (схема представлена на рисунке 6) и систему управления, позволяющую повысить плавность хода транспортного средства. Плавность хода в разработке достигается путем снижения уровня колебаний.

Разработанная активная подвеска транспортного средства работает следующим образом. При движении по дороге со случайным микропрофилем на колесо воздействует возмущающая сила в широком частотном диапазоне (для грунтовых дорог в пределах от 0,5 до 8 Гц). Генератор колебаний, воздействуя на электромагнитный клапан управления с частотой, равной собственной частоте, но в противофазе колебаниям подрессоренной массы транспортного средства соединяет нагнетательную магистраль гидронасоса с соответствующей полостью силового цилиндра, в то же время как противоположная полость соединяется со сливной магистралью, и наоборот. Включение в противофазе обеспечивается датчиком и блокирующим устройством.

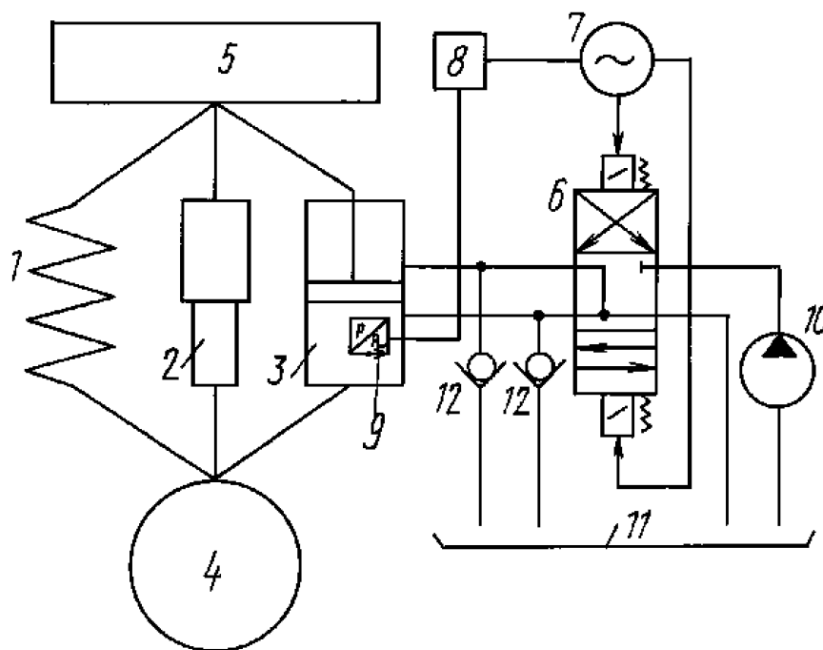


Рисунок 6 – Схема адаптивной подвески с силовым гидроцилиндром:  
 1 – упругий элемент; 2 – амортизатор; 3 – силовой цилиндр; 4 – колесо; 5 – подрессоренная масса (кузов); 6 – электромагнитный клапан управления; 7 – генератор возмущающих колебаний; 8 – блокирующее устройство; 9 – датчик давления; 10 – нагнетающий насос;  
 11 – бак; 12 – предохранительный клапан

Также авторы приводят сравнение амплитуды перемещения подрессоренной массы с применением их разработки и без нее. Так, на частоте возмущений 0,25 Гц

со стороны дорожного покрытия их разработка снижает амплитуду перемещения поддрессоренной массы в 62 раза, а на частоте 2 Гц – в 7 раз.

Недостатком этой подвески является то, что она работает только в режиме виброзащиты и не позволяет стабилизировать положение кузова транспортного средства при продольном или поперечном крене.

Известно аналогичное изобретение [84] в виде гидравлической системы стабилизации поперечной устойчивости транспортного средства, решающее эту проблему. Однако она, напротив, не решает проблему виброзащиты транспортного средства.

В части технических решений в системах управления подвеской известен ряд изобретений, относящихся к системам управления активными подвесками многоосных транспортных средств.

Так, например, подробно описаны различные системы управления активными подвесками с гидропневматическими исполнительными элементами. В работах [85, 86, 87, 88] приведены структуры систем управления подвесками, их основные части и алгоритмы работы. Заявленные изобретения отличаются широким спектром функциональных возможностей. Предложены алгоритмы, повышающие быстродействие системы управления при одновременном обеспечении высокой продольной и поперечной устойчивости транспортного средства. Одновременно с этим обеспечиваются виброзащитные свойства подвески.

Недостатком этих систем является то, что переключение режимов осуществляется водителем вручную, как правило один раз в зависимости от приоритетного стиля вождения.

Эти разработки получили свое продолжение в работах [89], [90] и [91]. Авторы расширяют перечень возможных режимов работы подвески и переходят к полуавтоматическому или автоматическому переключению системы между режимами в зависимости от условий движения транспортного средства.

Таким образом, анализ современного состояния исследований выявляет ряд существенных противоречий и пробелов. С одной стороны, активно развиваются электротехнические системы виброзащиты и стабилизации поперечной

устойчивости, однако в качестве исполнительных устройств преимущественно используются гидравлические и пневматические элементы, тогда как линейные двигатели нашли применение лишь в стационарных установках. С другой стороны, несмотря на углублённую проработку теоретических аспектов проектирования систем с линейными двигателями зарубежными учёными, в отечественной литературе эти вопросы представлены фрагментарно – в виде общих моделей и требований. Особо следует отметить недостаток исследований по стабилизации угла крена транспортных средств с использованием линейных машин как исполнительного элемента – данная проблема остаётся слабоизученной в мировой научной практике. Кроме того, в существующих публикациях преобладает описательный подход к принципам действия систем активного управления подвеской при явном дефиците развёрнутых математических моделей объекта управления. Это существенно ограничивает возможности применения классических методов теории управления для анализа и синтеза подобных систем, что подчёркивает актуальность дальнейших исследований в данном направлении.

### **1.3. Выводы по первому разделу**

1. В настоящий момент существует большое число исследований, связанных с электротехническими активными системами виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости. В основной массе в качестве исполнительного устройства используются гидравлические и пневматические элементы. Активные системы виброзащиты с линейными двигателями распространены только в стационарных установках и аппаратах. В составе активных подвесок транспортных средств линейные двигатели распространения не получили.

2. Теоретические аспекты проектирования и исследования активных систем виброзащиты с линейными двигателями в качестве исполнительного элемента углубленно изучают зарубежные ученые. В отечественных исследованиях эти вопросы представлены в виде общих моделей и требований.

3. Вопросы стабилизации угла крена транспортных средств с использованием активных систем с исполнительным элементом в виде линейной машины практически не раскрываются ни в отечественной, ни в зарубежной литературе.

4. Актуальность темы исследования определяется также тем, что в известных публикациях приводится в основном описание принципа действия систем активного управления подвеской и недостаточно рассматриваются математические модели объекта управления, что не позволяет использовать известные в теории управления методики анализа и синтеза систем управления.

## **2. Математические модели, ориентированные на синтез систем управления виброзащитой и поперечной устойчивостью легкового автомобиля**

Основные приводимые в этом разделе результаты исследования опубликованы при участии автора в работах [20, 70, 75].

### **2.1. Расчетная схема объекта управления. Исследование силовых воздействий на подвеску автомобиля при установившемся движении в повороте**

Для синтеза системы стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты необходима математическая модель, устанавливающая взаимосвязи силовых воздействий на подвеску с переменными движения и конструктивными параметрами автомобиля. Известны различные зависимости в части управляемости и комфорта автомобиля [66]. В [75] упоминалось о необходимости расчета сил, действующих на подвеску, однако в работе приведена упрощенная модель, адекватная лишь на малых отклонениях углов крена. В работе предлагается обобщенный способ определения сил, действующих в подвеске автомобиля.

В работе [70] исследовались силовые воздействия на подвеску автомобиля при движении по известному радиусу  $R$ . Для практических целей целесообразно привести зависимости к значениям, снимаемым различными датчиками. Известно о широком применении датчиков угла поворота рулевого колеса в современных автомобилях [92], поэтому, зная передаточное отношение рулевого механизма можно определить угол поворота управляемых колес.

Пусть автомобиль массой  $m$  движется с линейной скоростью  $V$ . Углы управляемых колес в рассматриваемый момент времени составляют  $\tau_1$  и  $\tau_2$ . В этих условиях автомобиль движется по окружности, то есть осуществляет поворот. На рисунке 7 показана упрощенная кинематическая схема поворота автомобиля с передними управляемыми (рулевыми) колесами.

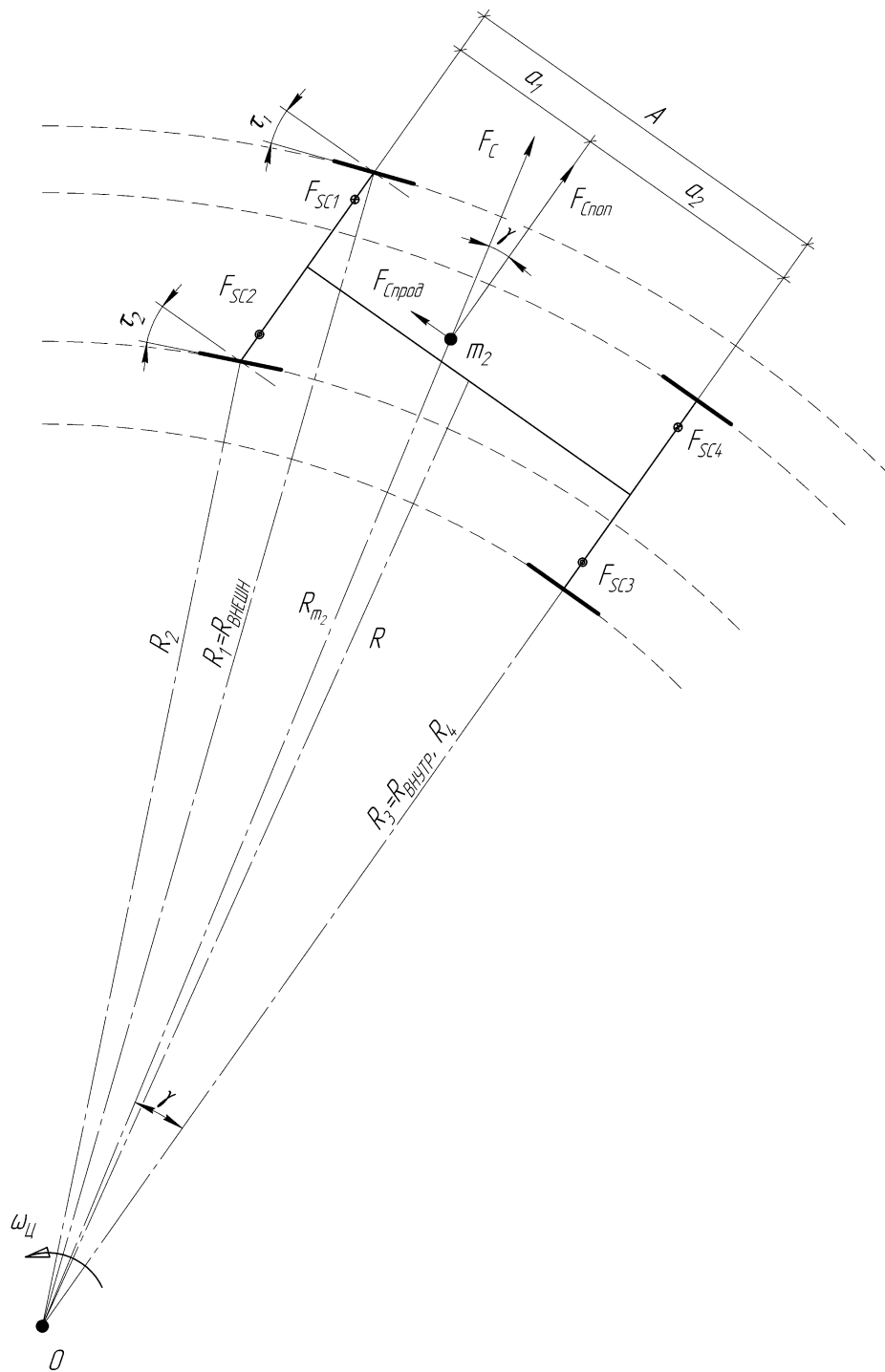


Рисунок 7 – Упрощенная кинематическая схема поворота автомобиля с передними управляемыми колесами

Учитывая, что размеры колесной базы  $A$  и ширина колеи  $B$  автомобиля известны, определим внутренний  $R_{\text{ВНУТР}}$  и внешний  $R_{\text{ВНЕШН}}$  радиусы поворота:

$$R_{\text{ВНУТР}} = \frac{A}{\operatorname{tg} \tau_2}, \quad (8)$$

$$R_{\text{ВНЕШН}} = \frac{A}{\operatorname{tg} \tau_1}. \quad (9)$$



Эти радиусы являются перпендикулярами, проведенными от мнимой оси вращения  $O$  к продольным осям автомобиля, лежащим на колесах автомобиля. Для автомобилей с передними управляемыми колесами эти радиусы совпадают с внутренним  $R_3$  и внешним  $R_4$  радиусами колес задней оси. Далее в работе ведем описание относительно  $R_{\text{ВНУТР}}$ .

Эти выражения справедливы и для автомобилей со всеми управляемыми колесами. На рисунке 8 показана упрощенная кинематическая схема поворота автомобиля со всеми управляемыми колесами.

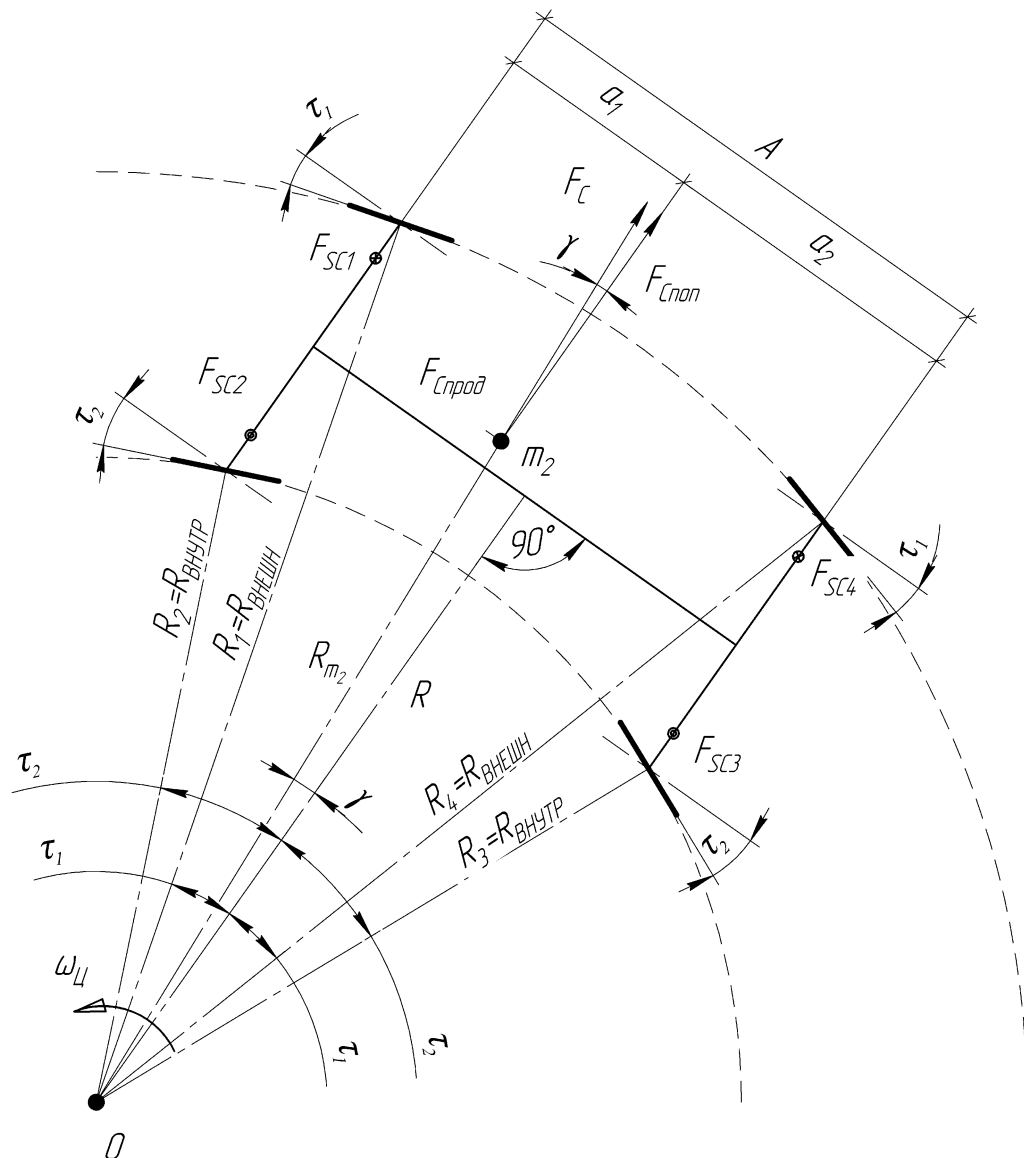


Рисунок 8 – Упрощенная кинематическая схема поворота автомобиля со всеми управляемыми колесами

И в том, и в другом случае на автомобиль будет действовать центробежная сила  $F_C$ . Воздействие центробежной силы на объект принято рассматривать как

силу, приложенную к центру масс объекта. Так как рассматривается явление наклона кузова автомобиля при повороте, то далее целесообразно рассматривать не всю массу автомобиля  $m$ , а только подрессоренную массу этого автомобиля  $m_2$ . На рисунке 9 показана упрощенная кинематическая схема подвески автомобиля, иллюстрирующая направления некоторых сил, действующих на автомобиль с подрессоренной массой  $m_2$ . Расположение центра масс подрессоренной части автомобиля по продольной оси описывается параметрами  $a_1$  и  $a_2$  относительно ходовых осей. По поперечной оси цент масс определяется параметрами  $b_1$  и  $b_2$  относительно точек опирания кузова на подвеску или  $B_1$  и  $B_2$  относительно колес автомобиля. Высоту центра подрессоренной массы  $h_{п2}$  следует рассматривать относительно точек опирания этой подрессоренной массы (кузова).

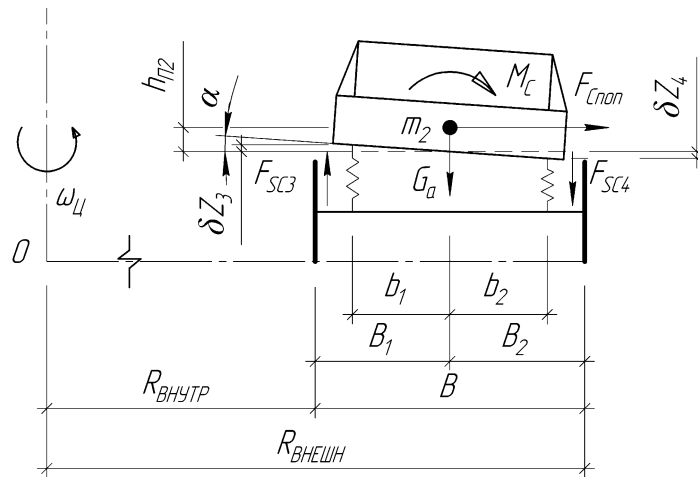


Рисунок 9 – Упрощенная кинематическая схема подвески автомобиля

Как правило центробежная сила не действует перпендикулярно продольной оси автомобиля, поэтому направление её действия относительно поперечной оси удобно охарактеризовать углом  $\gamma$ .

Для автомобилей с передними управляемыми колесами:

$$\gamma = \arctan \frac{a_2}{R_{\text{ВНУТР}} + B_1}. \quad (10)$$

Для автомобилей со всеми управляемыми колесами:

$$\gamma = \arctan \frac{|a_1 - a_2|}{R_{\text{ВНУТР}} + B_1}. \quad (11)$$

В зависимости от положения центра масс угол  $\gamma$  имеет разные значения для автомобилей с передними и всеми управляемыми колесами. Кроме того, в случае заноса автомобиля угол  $\gamma$  изменяется.

Радиусы поворота центра масс, а также радиусы колеи для автомобилей в зависимости от углов поворота управляемых колес определяются по методикам [66, 65, 93].

Принимаем, что точки опирания кузова лежат в одной плоскости, а кузов автомобиля абсолютно жесткий (не деформирующийся). Центробежная сила, действующая на поддрессоренную массу

$$F_C = \frac{m_2 V^2}{R_{m2}}. \quad (12)$$

Так как центр масс поддрессоренной части автомобиля находится на некоторой высоте относительно плоскости опирания, возникающая центробежная сила создает вращающий момент

$$M_C = F_C \cdot h_{п2}, \quad (13)$$

вследствие которого на каждую подвеску автомобиля действует сила сжатия или растяжения  $F_{SC}$ , в зависимости от направления центробежной силы. Учитывая это, спроецируем действующую центробежную силу на продольную и поперечную оси автомобиля:

$$F_{Спрод} = F_C \cdot \sin(\gamma), \quad (14)$$

$$F_{Споп} = F_C \cdot \cos(\gamma). \quad (15)$$

Тогда продольная и поперечная составляющие вращающего момента соответственно будут равны:

$$M_{Спрод} = F_{Спрод} \cdot h_{п2}, \quad (16)$$

$$M_{Споп} = F_{Споп} \cdot h_{п2}. \quad (17)$$

Расстояние между точками опирания кузова на подвеску равно:

$$a = a_1 + a_2, \quad (18)$$

$$b = b_1 + b_2. \quad (19)$$

Следовательно, продольная и поперечная составляющие проекции центробежной силы, действующие в каждой точке опирания:

$$F_{SC\text{прод}} = \frac{M_{C\text{прод}}}{2a}, \quad (20)$$

$$F_{SC\text{поп}} = \frac{M_{C\text{поп}}}{2b}. \quad (21)$$

Примем действие силы на сжатие положительным, а отсчет угла направления центробежной силы будем вести против часовой стрелки. Силовые воздействия, возникающие в каждой точке опоры кузова при повороте автомобиля:

$$F_{SC1} = F_{SC\text{прод}} + F_{SC\text{поп}}, \quad (22)$$

$$F_{SC2} = F_{SC\text{прод}} - F_{SC\text{поп}}, \quad (23)$$

$$F_{SC3} = -F_{SC\text{прод}} - F_{SC\text{поп}}, \quad (24)$$

$$F_{SC4} = -F_{SC\text{прод}} + F_{SC\text{поп}}. \quad (25)$$

На рисунке 10 показана зависимость возникающих сил в каждой подвеске при установившемся движении в повороте автомобиля от направления центробежной силы.

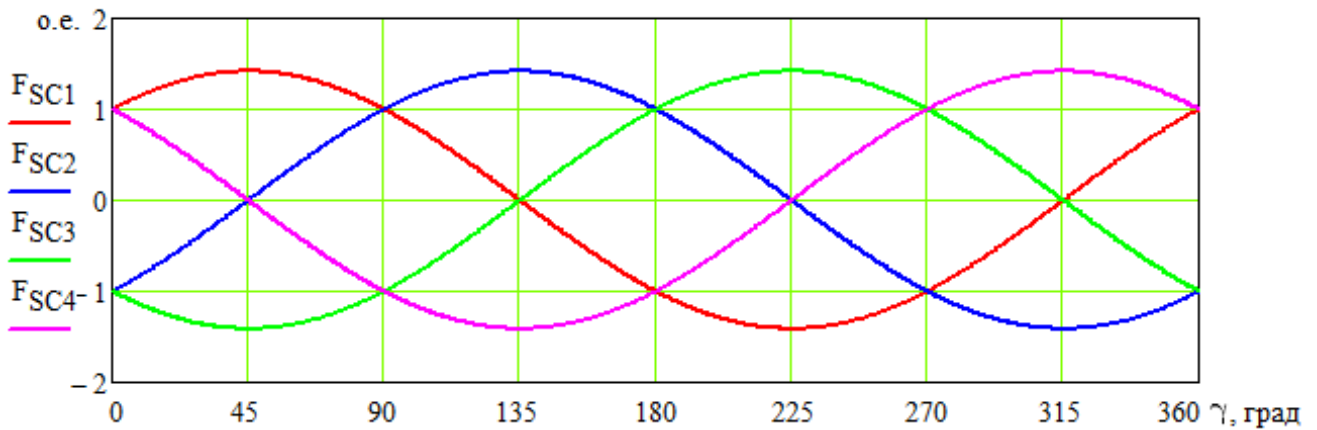


Рисунок 10 – Зависимость возникающих сил в подвеске при установившемся движении в повороте автомобиля от направления центробежной силы относительно поперечной оси автомобиля

В условиях, когда упругие деформации не превышают ограничений хода подвески на сжатие  $\delta Z_{MIN}$  и «отбой»  $\delta Z_{MAX}$ , в соответствии с рисунком 9, взаимосвязь деформирующего усилия в подвеске с центробежной силой может быть описана коэффициентом передачи:

$$k_{scn} = \pm \frac{h_{п2} \sin(\gamma)}{2A} \pm \frac{h_{п2} \cos(\gamma)}{2b}, \quad (26)$$

где  $n = 1, 2 \dots 4$  – номер точки опоры, знак перед слагаемыми определяется в соответствии с выражениями (22) – (25).

В стационарном режиме деформация каждой части подвески определяется эквивалентной жесткостью  $C$  подвески и шины:

$$\delta Z_n = \frac{F_{scn}}{C}, \quad (27)$$

$$\delta Z_{MIN} \leq \delta Z_n \leq \delta Z_{MAX}. \quad (28)$$

Для каждого транспортного средства существует строго определённый критический угол крена  $\alpha_{кр}$  (для легковых автомобилей  $8 - 10^\circ$ ), превышение которого приводит к потере поперечной устойчивости и последующему опрокидыванию автомобиля [66, 67, 69, 94]. Методологическим положением, определяющим границы применимости разрабатываемой модели, является индивидуальность критического угла крена для каждого конкретного автомобиля. Его величина не может рассматриваться как универсальная константа и детерминируется совокупностью факторов: конструктивно-геометрическими параметрами; эксплуатационными характеристиками; внешними условиями эксплуатации. Принимая, что подвеска автомобиля относительно продольной оси симметрична, угол крена кузова автомобиля:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\delta Z_1 - \delta Z_2}{b}\right), \quad (29)$$

$$\alpha \leq \alpha_{кр}. \quad (30)$$

Аналогично опишем возникающий при повороте тангаж кузова:

$$\varepsilon = \arctan\left(\frac{\delta Z_2 - \delta Z_3}{a}\right). \quad (31)$$

На основе полученной модели рассмотрим зависимость угла крена кузова от изменения поддресоренной массы (загрузки автомобиля) при установившемся движении в повороте автомобиля. Принимая нормально снаряженную массу кузова за единицу, получим зависимость, представленную на рисунке 11.

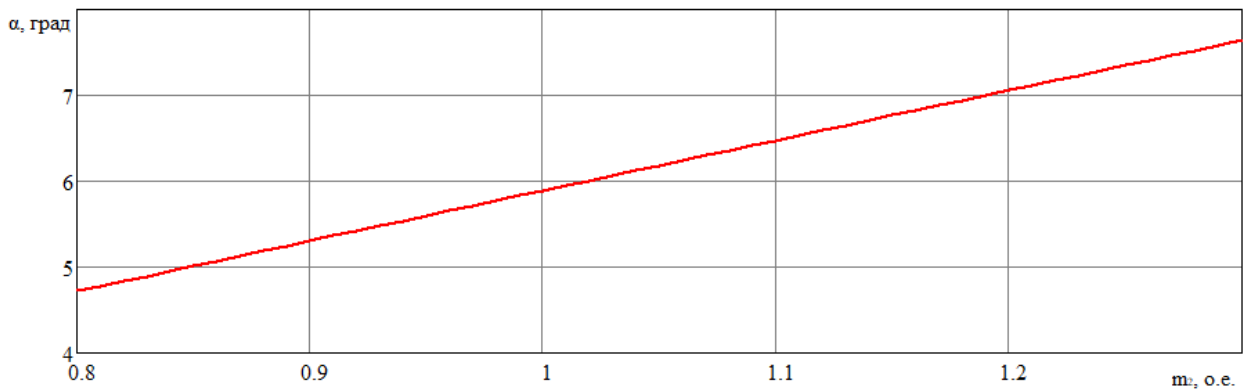


Рисунок 11 – Зависимость угла крена кузова от подрессоренной массы при установившемся движении в повороте автомобиля

Из зависимости следует, что увеличение подрессоренной массы в установившемся повороте автомобиля ведет к увеличению угла крена кузова. Схожая зависимость изменения угла крена наблюдается при изменении линейной скорости движения автомобиля.

Изменение положения центра масс при различной загрузке автомобиля можно рассматривать как соответствующее изменение радиуса поворота  $R$  автомобиля и угла  $\gamma$ . На рисунке 12 представлена серия кривых, иллюстрирующих зависимость угла крена кузова автомобиля от скорости прямолинейного движения при различных радиусах поворота для модели Lada-Largus.

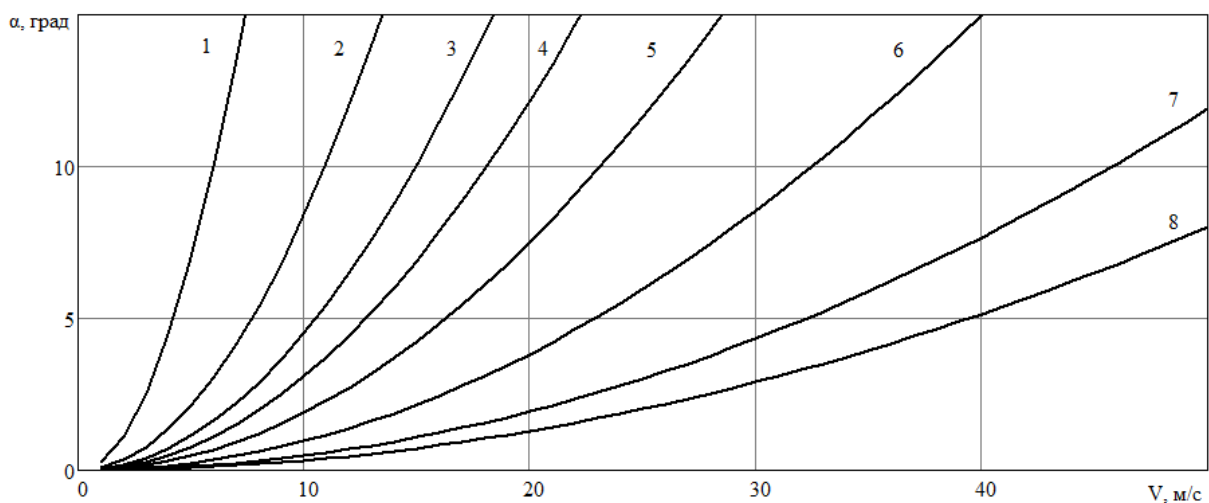


Рисунок 12 – Зависимость угла крена кузова от изменения скорости движения при различных радиусах поворота: 1 – 1м; 2 – 5м; 3 – 10м; 4 – 15м; 5 – 25м; 6 – 50м; 7 – 100м; 8 – 150м

Так как изменение положения центра масс при различной загрузке в сравнении с радиусами поворота невелико, это не оказывает значительного влияния на угол крена кузова автомобиля.

На рисунке 13 показана обобщенная функциональная зависимость угла крена кузова автомобиля от скорости движения и радиуса поворота.

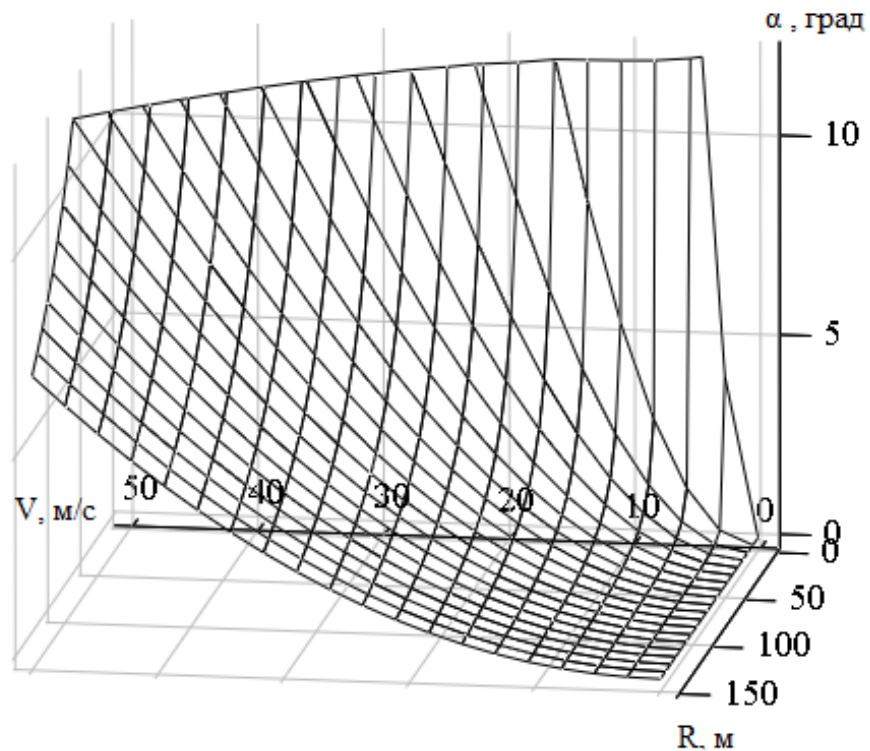


Рисунок 13 – Зависимость угла крена кузова от изменения радиуса поворота и скорости движения

Изменение угла крена в переходных режимах приводит к возникновению инерционного (динамического) момента. Под переходными режимами следует понимать вход и выход из поворота (так как радиус поворота изменяется [67]), изменение линейной скорости автомобиля, например, «торможение в повороте», вход и выход из заноса. Инерционный момент при изменении угла крена определяется выражением:

$$M_{\text{дин.поп}} = J \frac{d^2 \alpha}{dt^2}, \quad (32)$$

где  $J$  – момент инерции автомобиля относительно продольной оси.

Аналогично определяется инерционный момент при вращательном движении вокруг вертикальной оси автомобиля.

Так как автомобиль имеет сложную конструкцию, рассчитать моменты инерции автомобиля достаточно сложная задача. Известно несколько попыток предложить универсальный способ расчета момента инерции автомобиля в виде

соотношения, связывающего массу автомобиля, его геометрические размеры и расположение центра тяжести. Так авторы работы [95] сравнивают 8 различных методов оценки моментов инерции для моделирования динамики транспортного средства, выполняя численное сравнение результатов моделирования с реальными значениями моментов инерции транспортного средства, определенных экспериментально. Однако, как утверждают авторы, их точность, с учетом тенденций развития автомобилестроения, не велика.

Аналогичные исследования проводились авторами работы [96]. Авторы сравнивают как расчетные методы оценки моментов инерции, так и экспериментальные. Сравнивалось 7 экспериментальных методов оценки моментов инерции транспортного средства. На практике момент инерции автомобиля определяется экспериментально для вращательного движения вокруг вертикальной оси автомобиля на специальном стенде, работающем по принципу крутильного маятника [97, 98].

С развитием компьютерных технологий и переходом от 2D к 3D проектированию упрощается задача компьютерного моделирования моментов инерции автомобиля вокруг любой из осей [99]. Для современных автомобилей момент инерции определяется на стадии проектирования [96].

Учетом инерционность автомобиля для определения сил, возникающих в подвеске. Момент инерции поддрессоренной массы автомобиля относительно произвольной оси, проходящей через его центр масс:

$$J_c = \sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i^2, \quad (33)$$

где:  $m_i$  – массы элементарных частей поддрессоренной части автомобиля;  
 $r_i$  – расстояния от центра масс элементарных частей поддрессоренной части автомобиля до произвольной оси, проходящей через центр масс поддрессоренной части автомобиля.

В соответствии с теоремой Гюйгенса–Штейнера [100], момент инерции поддрессоренной части автомобиля относительно произвольной оси, параллельной



оси, проходящей через центр масс поддрессоренной части автомобиля, лежащей в плоскости опирания кузова на подвеску:

$$J = J_c + m_2 \cdot h_{п2}^2. \quad (34)$$

Уравнение вращательного движения для поддрессоренной массы автомобиля относительно продольной оси в таком случае имеет вид:

$$M_{\text{поп}} = M_c - J \frac{d^2 \alpha}{dt^2}. \quad (35)$$

Аналогичное уравнение можно записать для вращательного движения поддрессоренной массы автомобиля относительно поперечной оси – при возникновении тангажа в процессе поворота.

Так как большинство массивных деталей и узлов расположены вблизи продольной оси автомобиля, то при относительно малой скорости движения и достаточных радиусах поворота автомобиля инерционная составляющая невелика и не существенно влияет на перераспределение усилий в поддрессоренной и неподдрессоренной частях автомобиля, поэтому ей, как правило, пренебрегают [101].

Задача управления углом крена и повышения виброзащищённости кузова автомобиля от кинематических воздействий со стороны дорожного покрытия решается за счет согласованного управления дополнительными силовыми воздействиями, создаваемыми в подвесках с помощью исполнительного элемента, в рассматриваемой работе – линейной машины постоянного тока (ЛМПТ).

Для выбора исполнительного элемента необходимо оценить максимально возможные силы в каждой подвеске. При оценке максимально возможной силы в подвеске, обусловленной действием центробежной силы при повороте, необходимо учесть ограничение по критическому углу крена кузова  $\alpha_{кр}$ , превышение которого ведёт к потере поперечной устойчивости и опрокидыванию автомобиля. Исходя из разработанной математической модели зависимости угла крена от центробежной силы, максимальная нагрузка на подвеску  $F_{SCnMAX}$  достигается не при чистом крене, а при совместном действии крена и тангажа кузова (см. рисунок 10), что характерно для реальных условий поворота. При

достижении  $\alpha_{кр}$ , восстанавливающий момент уравнивается опрокидывающим, что задаёт верхний предел допустимых нагрузок на подвеску. В области граничных условий сила в подвеске, возникающая под действием центробежной силы при повороте автомобиля, описывается выражением

$$F_{scn} = \pm \frac{Cb \operatorname{tg}(\alpha)}{2} \left( \frac{b \operatorname{tg}(\gamma)}{a} \pm 1 \right), \quad (36)$$

где  $n$  – номер точки опоры, знак перед слагаемыми определяется в соответствии с выражениями (22) – (25).

Для выбора линейного двигателя по тяговому усилию необходимо, чтобы его номинальная тяга превышала  $F_{scnMAX}$  с учётом запаса по надёжности (обычно 15–20%). При таком выборе угол крена автомобиля в установившемся режиме движения в повороте с помощью системы стабилизации может быть сведен до нуля. В переходном режиме в замкнутой системе возникает динамическое отклонение угла крена. Как показано далее, в разработанной системе динамическое отклонение угла крена уменьшается в 3...5 раза по сравнению с установившимся отклонением для автомобиля с пассивной подвеской. Благодаря этому увеличиваются критические значения центробежной силы и расширяется область допустимых возмущений, при действии которых угол крена не превысит критического значения.

Если тяговое усилие линейной машины меньше, чем  $F_{scnMAX}$ , то в установившемся режиме замкнутая система обеспечивает снижение угла крена, но не сводит отклонение до нуля. Значение угла крена определяется разностью  $F_{scnMAX}$  и максимального тягового усилия линейной машины. Соответственно, и в этих условиях использование замкнутой системы стабилизации угла крена обеспечивает повышение эксплуатационных характеристик автомобиля, относящихся к поперечной устойчивости при поворотах и маневрировании.

На рисунке 14, демонстрирующем зависимость силы в подвеске от центробежной нагрузки без учёта  $\alpha_{кр}$ , для каждого конкретного автомобиля следует выделить зону, соответствующую критическому углу крена, как границу применимости модели.

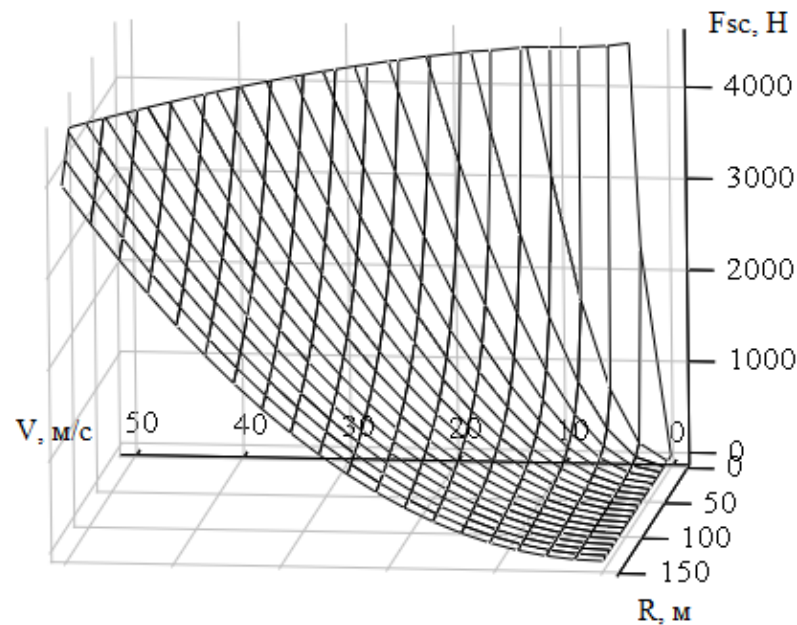


Рисунок 14 – Влияние радиуса поворота и скорости движения на силу в подвеске, обусловленную центробежной нагрузкой

В соответствии с выражением (36) и с учётом описанных выше граничных условий для типичных параметров легкового автомобиля среднего класса максимальное значение силы в одной подвеске  $F_{SCnMAX} \approx 4$  кН. Расчеты статических силовых воздействий в подвеске выполнены в программном комплексе Лира-САПР [102].

В качестве элементов объекта управления подвески одного колеса будем рассматривать упругую шину, неподдрессоренную массу колеса и частей подвески, параллельно соединенные упругий (пружина) и демпфирующий (амортизатор) элементы, которые поддерживают часть поддрессоренной массы (кузов) автомобиля, а также дополнительное силовое воздействие исполнительного элемента.

При построении обобщенной модели объекта управления в качестве выходных координат рассматриваются вертикальные перемещения частей поддрессоренных масс (кузова) и угол крена автомобиля. За возмущающие воздействия приняты центробежная сила, действующая на автомобиль на повороте, и кинематические воздействия со стороны дорожного покрытия. Для парирования указанных возмущений применяется управляющее воздействие в виде усилия, создаваемого линейной машиной, установленной параллельно упругому элементу

и амортизатору подвески. Вариант схемы такой подвески, для одного колеса, представлен на рисунке 15.

Расчетная схема обобщенного объекта управления с исполнительным элементом в виде линейной машины постоянного тока, соответствующая предложенному варианту подвески, представленного на рисунке 15, показана на рисунке 16.

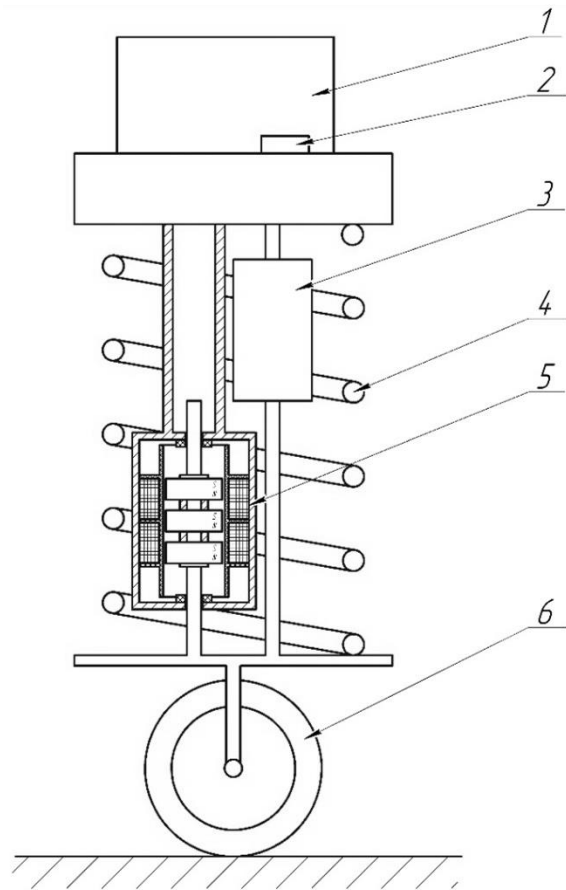


Рисунок 15 – Вариант подвески: 1 – кузов, 2 – датчик угла крена; 3 – амортизатор, 4 – пружина, 5 – ЛМПТ, 6 – колесо

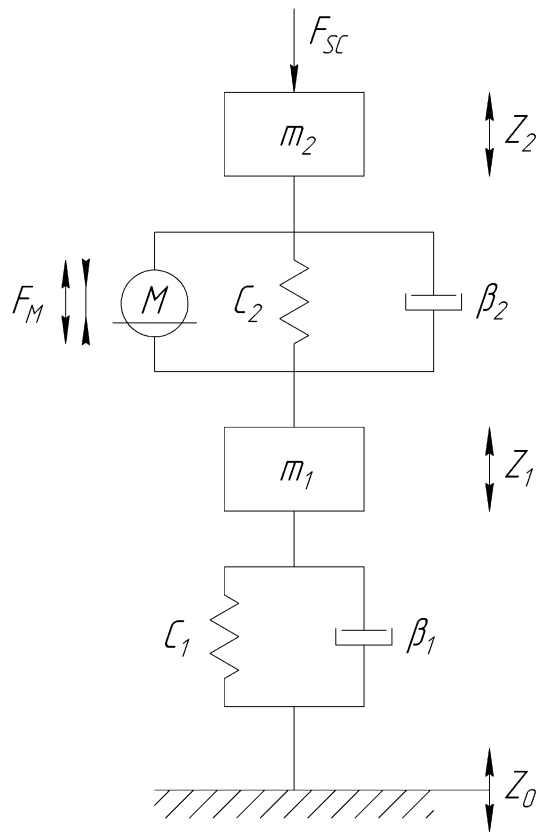


Рисунок 16 – Расчетная схема двухмассовой модели активной подвески с исполнительным элементом в виде линейной машины

На рисунке обозначено:  $m_1$ ,  $m_2$  – неподрессоренная и поддрессоренная части массы;  $C_1$ ,  $C_2$  и  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  – жесткости и коэффициенты вязкого трения неподрессоренных и поддрессоренных элементов подвески, соответственно;  $Z_1$ ,  $Z_2$ ,  $Z_0$  – перемещения неподрессоренной и поддрессоренной масс и кинематическое воздействие со стороны дорожного покрытия, соответственно;  $F_{sc}$  – силовое воздействие, возникающие при повороте автомобиля согласно (22) – (25);  $F_M$  – дополнительное силовое воздействие линейной машины.

## 2.2. Обобщенная математическая модель легкового автомобиля как объекта управления углом крена и виброзащиты

Для исследования динамики объекта управления для одного колеса должны быть учтены упруго-диссипативные свойства подвески. Для этого используем известную и широко применяемую [103, 104, 105] расчетную схему двухмассовой колебательной системы пассивной подвески.

Динамика в этой механической системе может быть описана системой дифференциальных уравнений, для составления которых запишем уравнение баланса сил.

$$m_1 \frac{d^2 Z_1}{dt^2} = \beta_1 \left( \frac{dZ_0}{dt} - \frac{dZ_1}{dt} \right) + C_1 (Z_0 - Z_1) - \left[ \beta_2 \left( \frac{dZ_1}{dt} - \frac{dZ_2}{dt} \right) + C_2 (Z_1 - Z_2) \right]; \quad (37)$$

$$m_2 \frac{d^2 Z_2}{dt^2} = \beta_2 \left( \frac{dZ_1}{dt} - \frac{dZ_2}{dt} \right) + C_2 (Z_1 - Z_2). \quad (38)$$

Преобразовав выражения (37) и (38) по Лапласу, получим:

$$m_1 Z_1(p) p^2 = (\beta_1 p + C_1) (Z_0(p) - Z_1(p)) - (\beta_2 p + C_2) (Z_1(p) - Z_2(p)); \quad (39)$$

$$m_2 Z_2(p) p^2 = (\beta_2 p + C_2) (Z_1(p) - Z_2(p)). \quad (40)$$

Структурная схема такой системы будет иметь вид, представленный на рисунке 17.

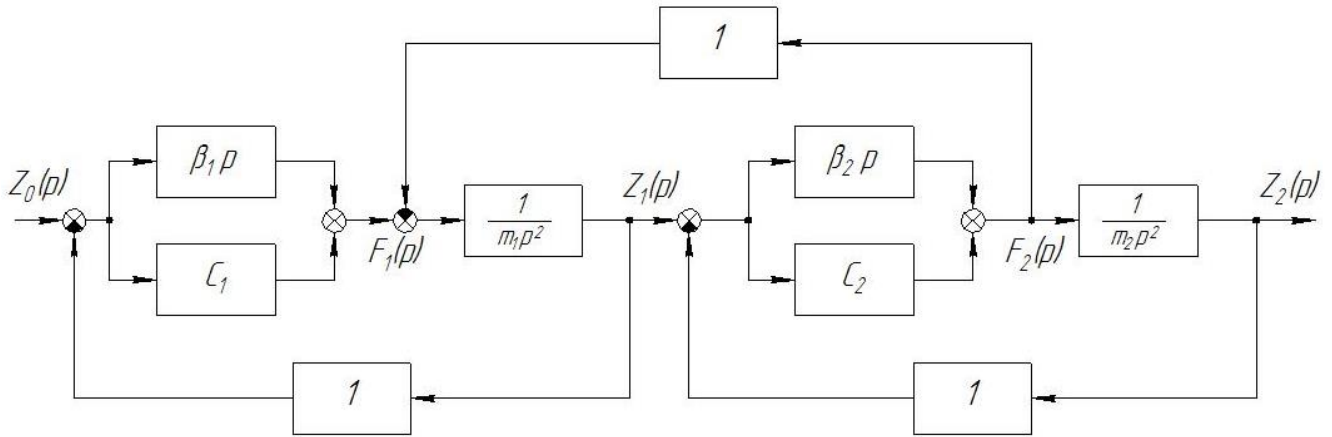


Рисунок 17 – Структурная схема пассивной подвески

На основе уравнений Лагранжа второго рода дифференциальные уравнения движения для «малых» отклонений расчетной колебательной системы (37) и (38) с учетом момента инерции кузова автомобиля, дополнительного силового воздействия  $F_M$ , создаваемого исполнительным элементом, и усилия  $F_{SC}$ , порождаемого в подвеске центробежной силой, получены в виде:

$$m_1 \frac{d^2 Z_1}{dt^2} = \quad (41)$$

$$\begin{aligned}
&= \beta_1 \left( \frac{dZ_0}{dt} - \frac{dZ_1}{dt} \right) + C_1(Z_0 - Z_1) - \\
&- \left[ \beta_2 \left( \frac{dZ_1}{dt} - \frac{dZ_2}{dt} \right) + C_2(Z_1 - Z_2) \pm F_M \right]; \\
m_2 \frac{d^2 Z_2}{dt^2} &= \beta_2 \left( \frac{dZ_1}{dt} - \frac{dZ_2}{dt} \right) + C_2(Z_1 - Z_2) \pm F_M \pm F_{sc} - F_J;
\end{aligned} \tag{42}$$

$$\alpha = k_\alpha Z_2; \tag{43}$$

$$\frac{d^2 Z_0}{dt^2} = \varepsilon_0; \tag{44}$$

$$\frac{d^2 Z_2}{dt^2} = \varepsilon_2; \tag{45}$$

$$M_J = J \frac{d^2 \alpha}{dt^2}; \tag{46}$$

$$F_J = k_J M_J. \tag{47}$$

где  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_0$  – виброускорение поддрессоренной массы и основания, соответственно.

Преобразовав выражения (41) и (42) по Лапласу, получим:

$$\begin{aligned}
m_1 Z_1(p) p^2 &= (\beta_1 p + C_1)(Z_0(p) - Z_1(p)) - (\beta_2 p + C_2)(Z_1(p) - Z_2(p)) \pm \\
&\pm F_M(p);
\end{aligned} \tag{48}$$

$$m_2 Z_2(p) p^2 = (\beta_2 p + C_2)(Z_1(p) - Z_2(p)) \pm F_M(p) \pm F_{sc}(p) - F_J; \tag{49}$$

$$\alpha(p) = k_\alpha Z_2(p); \tag{50}$$

$$Z_0(p) p^2 = \varepsilon_0(p); \tag{51}$$

$$Z_2(p) p^2 = \varepsilon_2(p); \tag{52}$$

$$M_J(p) = J p^2 \alpha(p); \tag{53}$$

$$F_J(p) = k_J M_J(p). \tag{54}$$

Приведенной системе операторных уравнений, представляющих собой обобщенную математическую модель объекта управления, соответствует структурная схема, показанная на рисунке 18.





Приведенной системе операторных уравнений (57) – (58) соответствует структурная схема объекта управления, приведенная на рисунке 19.

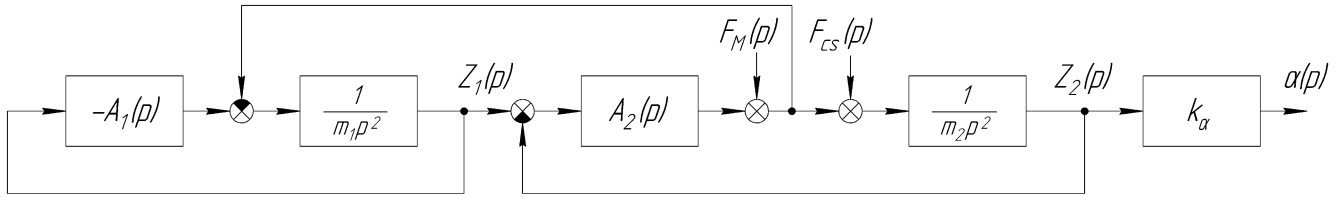


Рисунок 19 – Структурная схема частной модели объекта управления для системы стабилизации угла крена

В соответствии со структурной схемой, после преобразований, передаточная функция объекта по управляющему воздействию в виде усилия, создаваемого исполнительным элементом, и выходной переменной – перемещение кузова автомобиля может быть представлена в виде:

$$W_{u1}(p) = \frac{Z_2(p)}{F_M(p)} = \frac{1/C_2 (T_{11}^2 p^2 + T_{12} p + 1)}{(T_{11}^2 p^2 + T_{12} p + 1)(T_{21}^2 p^2 + T_{22} p + 1) + C_2/C_1 T_{21}^2 (T_{22} p + 1) p^2}; \quad (60)$$

$$k_\alpha = \frac{\alpha}{Z_2}; \quad (61)$$

$$T_{11} = \sqrt{\frac{m_1}{C_1}}; \quad (62)$$

$$T_{12} = \frac{\beta_1}{C_1}; \quad (63)$$

$$T_{21} = \sqrt{\frac{m_2}{C_2}}; \quad (64)$$

$$T_{22} = \frac{\beta_2}{C_2}. \quad (65)$$

В свою очередь передаточная функция объекта по управляющему воздействию в виде усилия, создаваемого исполнительным элементом, и выходной переменной – угол крена может быть представлена в виде:

$$W_{\alpha y}(p) = \frac{\alpha(p)}{F_M(p)} = W_{u1}(p)k_{\alpha}. \quad (66)$$

Для рассматриваемого объекта управления жесткость  $C_1$  существенно превышает  $C_2$ . При этом масса  $m_1$  на порядок меньше  $m_2$  [105]. Соответственно,  $T_{11}$  на порядок меньше  $T_{21}$ . С учетом этого, как показывает анализ, вторым слагаемым в знаменателе (60) без существенной погрешности можно пренебречь, и на этапе структурно-параметрического синтеза использовать приближенную передаточную функцию, соответствующую одномассовой системе

$$W_{u1}(p) = \frac{Z_2(p)}{F_M(p)} = \frac{1/C_2}{T_{21}^2 p^2 + T_{22}p + 1}. \quad (67)$$

С учетом выражения (67), передаточная функция (66) объекта по управляющему воздействию в виде усилия, создаваемого исполнительным элементом, и выходной переменной – угол крена принимает вид:

$$W_{\alpha y}(p) = \frac{\alpha(p)}{F_M(p)} = \frac{k_{\alpha}/C_2}{T_{21}^2 p^2 + T_{22}p + 1}. \quad (68)$$

В соответствии со структурной схемой (рисунок 19), с учетом выражения (67), передаточная функция объекта управления углом крена по возмущающему воздействию в виде усилия, порождаемого центробежной силой, и выходной переменной – угол крена имеет вид:

$$W_{\alpha B}(p) = \frac{\alpha(p)}{F_{SC}(p)} = \frac{k_{\alpha}/C_2}{T_{21}^2 p^2 + T_{22}p + 1}. \quad (69)$$

При разработке частной математической модели для системы виброзащиты в качестве выходной координаты для системы виброзащиты рассматривается виброускорение поддрессоренной массы, а входной – виброускорение, порождаемое неровностями дорожного покрытия. Структурная схема частной модели объекта управления для системы виброзащиты приведена на рисунке 20.

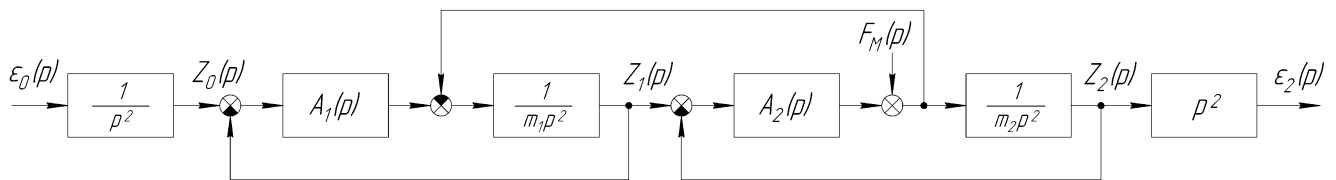


Рисунок 20 – Структурная схема частной модели объекта управления для системы виброзащиты

На основе структурной схемы (рисунок 20), с учетом обоснованной выше возможности пренебрежения упруго-диссипативными свойствами неподрессоренной массы, получена передаточная функция для одномассовой модели по управлению:

$$W_{\varepsilon y}(p) = \frac{\varepsilon_2(p)}{F_M(p)} = \frac{p^2 / c_2}{T_{21}^2 p^2 + T_{22} p + 1}. \quad (70)$$

Передаточная функция объекта управления по возмущающему воздействию для одномассовой модели получена в виде:

$$W_{\varepsilon B}(p) = \frac{\varepsilon_2(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{T_{02} p + 1}{T_{21}^2 p^2 + T_{22} p + 1}. \quad (71)$$

## 2.4. Выводы по второму разделу

1. Получена и исследована расчетная схема объекта управления. Получена зависимость угла крена кузова автомобиля от действия центробежной силы. Оценено максимальное требуемое тяговое усилие линейной машины для типичных параметров и условий движения легкового автомобиля среднего класса.

2. Дополнительное силовое воздействие линейной машины позволяет решить две задачи – виброзащита и стабилизация угла крена.

3. Получены частные математические модели объекта управления, ориентированные на синтез систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты.

### **3. Разработка и исследование систем управления углом крена и виброзащиты легкового автомобиля с активной подвеской на базе линейной электрической машины**

В настоящем подразделе рассматривается задача взаимосвязанного согласованного управления углом крена автомобиля и активной виброзащитой с учетом режима движения автомобиля. Первая задача решается системой управления углом крена. Эта система включается при движении на повороте по информации о скорости и угле поворота управляемых колес автомобиля. Вторая задача решается системой активной виброзащиты. Эта система работает при движении автомобиля и автоматически или вручную может включаться или отключаться в зависимости от состояния дорожного покрытия и режима движения «комфорт/спорт».

Основные приводимые в этом разделе результаты исследования опубликованы при участии автора в работах [20, 43, 46, 53, 75, 76].

#### **3.1. Функциональная схема САУ углом крена легкового автомобиля**

Рассматривая на повороте только крен кузова автомобиля функциональную схему системы управления углом крена кузова можно представить в виде нескольких блоков, ограничившись только параметрами правой и левой подвесок. На рисунке 21 показана упрощенная функциональная схема системы автоматического управления углом крена кузова легкового автомобиля на примере одной оси автомобиля.

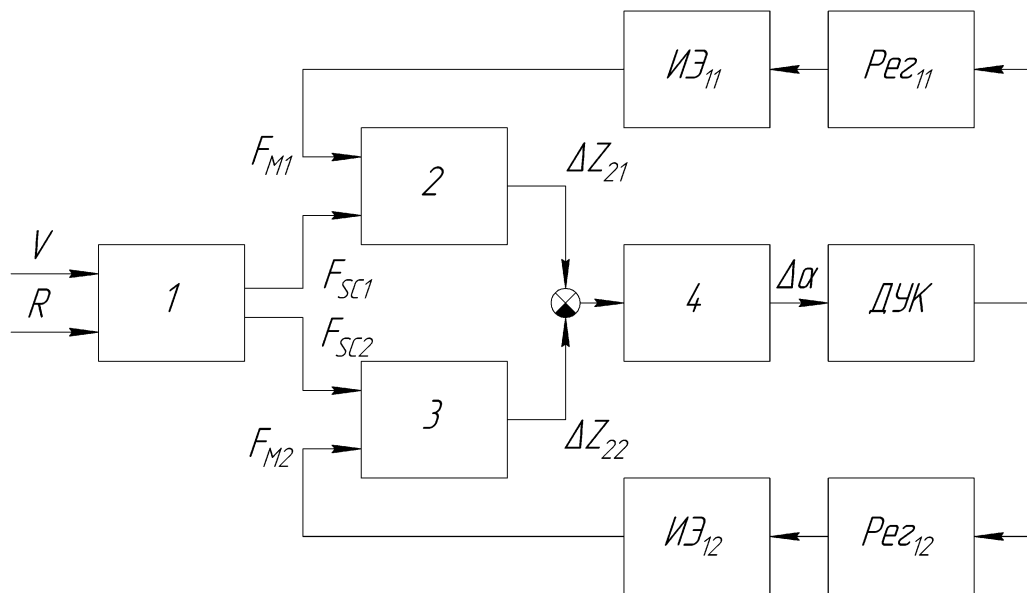


Рисунок 21 – Упрощенная функциональная схема САУ углом крена легкового автомобиля:  
1 – параметры автомобиля, 2,3 – параметры подвесок, 4 – параметры кузова автомобиля

В приведенной схеме входными переменными являются линейная скорость движения автомобиля  $V$  и радиус поворота автомобиля  $R$ , определяющие величину центробежной силы. Величина линейной скорости в современных автомобилях снимается штатными средствами контроля с достаточно высокой точностью. Под параметрами автомобиля следует понимать его подрессоренную массу, габариты и размеры. От действия центробежной силы на кузов автомобиля в подвеске создаются силы  $F_{SC1}$  и  $F_{SC2}$ , деформирующие части подвески 2 и 3, которые имеют свои параметры жесткости и вязкого трения. Возмущения со стороны дорожного покрытия при синтезе системы стабилизации угла крена не рассматриваются. В результате деформации подвесок происходит перемещение кузова относительно каждой подвески на  $\Delta Z_{21}$  и  $\Delta Z_{22}$ . Перемещение кузова относительно каждой подвески при определенных геометрических параметрах автомобиля, приводит к возникновению угла крена кузова автомобиля  $\Delta\alpha$ . Датчиком угла крена ДУК, величина угла крена кузова автомобиля  $\Delta\alpha$  преобразуется в сигнал, поступающий на регулятор каждой части подвески  $Рег_1$  и  $Рег_2$ , которые управляют исполнительными элементами (линейными машинами)  $ИЭ_1$  и  $ИЭ_2$ , установленными на каждую подвеску. При этом обеспечивается взаимосвязанное согласованное управление каждой подвеской. Силовые воздействия  $F_{M1}$  и  $F_{M2}$ ,

создаваемые исполнительными элементами, уменьшают перемещение кузова относительно каждой подвески, что приводит к снижению крена автомобиля.

В качестве исполнительных элементов могут применяться линейные электрические машины переменного или постоянного тока.

### 3.2. Динамические характеристики функционально необходимых элементов

В качестве исполнительного элемента САУ в диссертационной работе рассматривается линейная машина постоянного тока (ЛМПТ).

Операторные уравнения движения ЛМПТ имеют вид [73]:

$$U(p) = E(p) + I(p)R_{\text{я}}[T_e p + 1]; \quad (72)$$

$$E(p) = \frac{1}{k_e} p[Z_2(p) - Z_1(p)]; \quad (73)$$

$$F_M(p) = k_e I(p); \quad (74)$$

где:  $I$  – ток якоря;

$E$  – наведенная в якоре ЭДС;

$L$  – индуктивность цепи якоря;

$R_{\text{я}}$  – сопротивление якорной цепи машины;

$k_e$  – коэффициент передачи двигателя;

$T_e = L/R_{\text{я}}$  – электромагнитная постоянная времени.

Структурная схема исполнительного элемента  $W_{e1}$ , с учетом соотношений (72) – (74) приобретает вид, представленный на рисунке 22, где

$$W_{e1}(p) = \frac{I(p)}{U(p) - E(p)} = \frac{1/R_{\text{я}}}{T_e p + 1}. \quad (75)$$

Для выходной переменной в виде усилия, создаваемого линейной машиной постоянного тока без учета ЭДС, передаточная функция имеет вид:

$$W_e(p) = \frac{F_M(p)}{U(p)} = \frac{k_e/R_{\text{я}}}{T_e p + 1}. \quad (76)$$

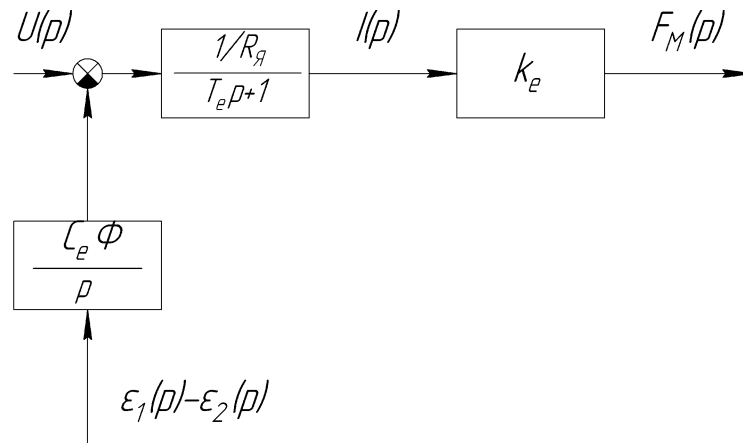


Рисунок 22 – Структурная схема линейной машины постоянного тока

Силовые управляемые преобразователи имеют высокое быстродействие и их динамика может быть учтена передаточной функцией апериодического звена

$$W_{co}(p) = \frac{k_{co}}{T_{co}p + 1}, \quad (77)$$

где:  $T_{co}$  – постоянная времени управляемого силового преобразователя;  
 $k_{co}$  – коэффициент усиления силового преобразователя.

### 3.3. Синтез регуляторов системы стабилизации угла крена

Система стабилизации угла крена автомобиля может быть реализована на основе как принципа управления по возмущению, так и принципа управления по отклонению [106, 107, 108].

Имея в виду известные недостатки систем со связью по возмущению, предпочтительно использовать принцип управления по отклонению, и выполнять систему замкнутой по углу крена автомобиля.

Структурная схема такой системы приведена на рисунке 23.

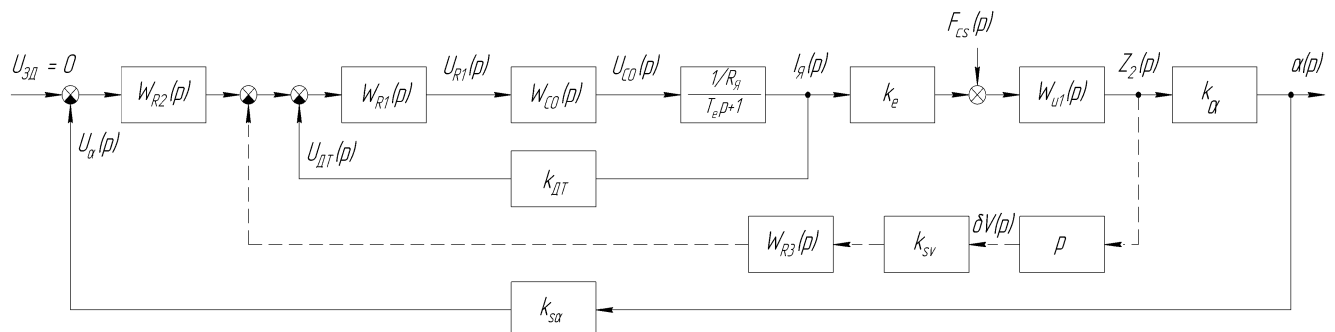


Рисунок 23 – Структурная схема системы управления углом крена автомобиля

Внутренний замкнутый токовый контур обеспечивает компенсацию электромагнитной постоянной времени ЛМПТ, а также решает важную задачу ограничения тока якоря в установившихся и переходных режимах, то есть обеспечивает защиту ЛМПТ от перегрузок по току [109].

Выполним синтез регуляторов на основе передаточных функций.

Синтез регуляторов начинается с внутреннего токового контура. Структурная схема токового контура системы приведена на рисунке 24. В нее входит первое звено динамической структуры ЛМПТ (рисунок 22), управляемый силовой преобразователь, регулятор тока и датчик обратной связи по току якоря с коэффициентом передачи  $k_{ДТ}$ .

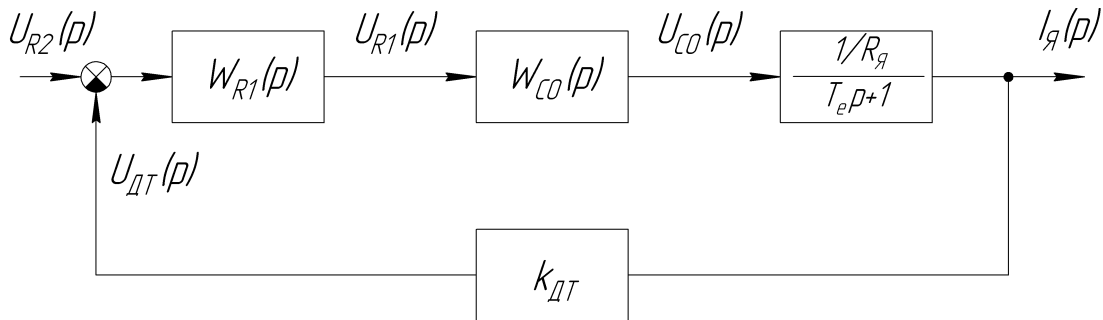


Рисунок 24 – Структурная схема токового контура

Передаточная функция разомкнутого токового контура без регулятора

$$W_{PT}(p) = W_{CO}(p)W_{e1}(p)k_{ДТ} = \frac{k_{ДТ} 1/R_{я}}{(T_{CO}p + 1)(T_e p + 1)}. \quad (78)$$

Желаемая передаточная функция контура при настройке на технический оптимум

$$W^{TO}(p) = \frac{1}{2T_{CO}p(T_{CO}p + 1)}. \quad (79)$$

По методике, изложенной в [110], находится передаточная функция регулятора тока

$$W_{R1}(p) = \frac{T_{РЕГ1}p + 1}{T_{И.РТ}p}. \quad (80)$$

Полученная передаточная функция регулятора тока соответствует типовому ПИ-регулятору.



Постоянные времени регулятора тока выбираются из соотношений

$$T_{\text{РЕГ1}} = T_e; \quad (81)$$

$$T_{\text{И.РТ}} = \frac{2T_{\text{CO}}k_{\text{CO}}}{R_{\text{Я}}}. \quad (82)$$

Замкнутый токовый контур при синтезе регулятора внешнего контура приближенно описывают передаточной функцией

$$W_{\text{ЗТ}}(p) \approx \frac{1/k_{\text{ДТ}}}{2T_{\text{CO}}p + 1}. \quad (83)$$

В случае, когда электромагнитная постоянная времени ЛМПТ значительно меньше других постоянных, отпадает необходимость в ее компенсации, и ПИ-регулятор вырождается в И-регулятор. В качестве «малой» постоянной времени при этом следует рассматривать сумму электромагнитной постоянной ЛМПТ и постоянную времени управляемого силового преобразователя.

Структурная схема, наряду со звеньями, отражающими динамические свойства объекта управления, содержит в прямой цепи передаточные функции регуляторов  $W_{R1}(p)$  и  $W_{R2}(p)$ , управляемого силового преобразователя  $W_{\text{CO}}(p)$ , исполнительного элемента  $W_e(p)$  и звено с коэффициентом передачи датчика угла крена  $k_{S\alpha}$  в цепи обратной связи.

Рассматривается работа системы стабилизации угла крена при движении на повороте по дороге без неровностей дорожного покрытия:  $Z_0 = 0$ .

Для синтеза регуляторов передаточную функцию (67) необходимо привести к типовому виду. При выполнении условия

$$T_{22} \geq 2T_{21} \quad (84)$$

выражение (67) преобразуется к виду передаточной функции двух апериодических звеньев

$$W_{u1}(p) = \frac{1/C_2}{(T_{01}p + 1)(T_{02}p + 1)} \quad (85)$$

где

$$T_{01,02} = \frac{T_{22} \pm \sqrt{T_{22}^2 - 4T_{21}^2}}{2}, \quad (86)$$

Соответственно передаточная функция нескорректированной разомкнутой системы (системы не оснащенной САУ) с учетом (85) будет:

$$W_{py}(p) = \frac{k_e k_\alpha k_{s\alpha} / k_{дТ} C_2}{(T_{01}p + 1)(T_{02}p + 1)(2T_{co}p + 1)} \quad (87)$$

Система в этом случае выполняется как двухконтурная, и синтез регулятора внешнего контура ведется известными методами, используемыми при построении систем подчиненного регулирования координат [111, 112, 113].

Методика синтеза регуляторов в системах подчинённого регулирования базируется на последовательной коррекции динамических свойств замкнутой системы путём поэтапного формирования желаемых характеристик отдельных контуров. На каждом этапе синтезируется регулятор для подчинённого контура, обеспечивающего требуемые показатели качества (быстродействие, запас устойчивости, точность) при «замороженных» параметрах вышестоящих контуров. Синтез начинается с внутреннего (быстродействующего) контура, динамика которого аппроксимируется «малой» постоянной времени силового преобразователя  $T_{co}$ . Передаточная функция разомкнутой системы приводится к типовому виду с выделением апериодических звеньев, что позволяет применять стандартные методы коррекции (например, ПИ-, ПД- или ПИД-регуляторы) для обеспечения заданного запаса устойчивости и быстродействия.

На последующих этапах синтезируются регуляторы внешних контуров, при этом динамика уже настроенных внутренних контуров учитывается через эквивалентные передаточные функции, а параметры регуляторов подбираются для обеспечения устойчивости и требуемых динамических характеристик всей системы.

Для компенсации «больших» постоянных времени и придания системе астатических свойств в системе используется ПИД-регулятор с передаточной функцией

$$W_{R2}(p) = \frac{(T_{R1}p + 1)(T_{R2}p + 1)}{T_{R3}p}, \quad (88)$$

постоянные времени которого, для выполнения условий модульного оптимума, выбираются по соотношениям:

$$T_{R1} = T_{01}; T_{R2} = T_{02}; T_{R3} = 2k_e k_\alpha k_{s\alpha} T_{CO} / C_2. \quad (89)$$

Если условие (84) не выполняется, что имеет место в случае слабого демпфирования в упруго-диссипативной системе, выражение (67) преобразуются к виду передаточной функции колебательного звена:

$$W_{u1}(p) = \frac{Z_2(p)}{F_M(p)} = \frac{1/C_2}{T_{21}^2 p^2 + 2\xi T_{21}p + 1}. \quad (90)$$

где коэффициент демпфирования  $0 < \xi < 1$ .

Колебательные свойства объекта управления в случае включения корректирующих звеньев в прямой цепи приводят к необходимости применения нестандартных регуляторов.

Для упрощения регуляторов используем структуру с корректирующим звеном  $W_{R3}(p)$  в цепи обратной связи. Организуем в системе дополнительный замкнутый контур с отрицательной обратной связью по скорости  $\delta V = \frac{dz_2}{dt}$  (рисунок 23, пунктирная линия).

Передаточная функция прямой цепи этого контура, содержащая скорректированный внутренний контур тока с передаточной функцией (83) и звено  $W_{u1}(p)$ , имеет вид:

$$W_{ПВ}(p) = \frac{k_e / k_{дТ} C_2}{(T_{21}^2 p^2 + 2\xi T_{21}p + 1)(2T_{CO}p + 1)}. \quad (91)$$

Используем в цепи обратной связи внутреннего контура ПД-регулятор с передаточной функцией

$$W_{R3}(p) = k_{R4}(T_{R4}p + 1), \quad (92)$$

и примем  $T_{R4} = 2T_{CO}$ .

Несложно показать, что в этом случае эквивалентная передаточная функция замкнутого внутреннего контура будет:

$$W_{3V}(p) = \frac{k_e / k_{\text{ДТ}} C_2}{(T_{21}^2 p^2 + T_{03} p + 1)(2T_{CO} p + 1)}, \quad (93)$$

где

$$T_{03} = T_{22} + T_{R4} k_{R4} k_{sv}. \quad (94)$$

Из сравнения (91) и (93) следует, что  $W_{3T}(p)$  отличается от (91) только значением коэффициента при  $p$  в первом сомножителе знаменателя. Причем, выбрав значение коэффициента регулятора

$$k_{R1} \geq \frac{2T_{21}(1 - \xi)C_2}{k_e k_{sv}}, \quad (95)$$

можно увеличить постоянную времени  $T_{03}$  так, чтобы выполнялось соотношение

$$T_{03} \geq 2T_{21}, \quad (96)$$

и получить передаточную функцию дополнительного внутреннего замкнутого контура в виде:

$$W_{3V}(p) = \frac{k_e / k_{\text{ДТ}} C_2}{(T_{04} p + 1)(T_{05} p + 1)(2T_{CO} p + 1)}, \quad (97)$$

где постоянные времени определяются выражением, аналогичным (86)

$$T_{04,05} = \frac{T_{03} \pm \sqrt{T_{03}^2 - 4T_{21}^2}}{2}. \quad (98)$$

В результате передаточная функция внешнего нескорректированного контура в разомкнутом состоянии будет иметь вид, аналогичный (87):

$$W_{op2}(p) = \frac{k_e k_{\alpha} / k_{\text{ДТ}} C_2}{(T_{04} p + 1)(T_{05} p + 1)(2T_{CO} p + 1)}. \quad (99)$$

Соответственно, задача синтеза регулятора и расчета его параметров решается аналогично ситуации, когда выполняется соотношение (84).

Согласно (73) ЭДС линейного двигателя постоянного тока пропорциональна производной от деформации подвески  $Z_2 - Z_1$ . Причем, при указанном выше соотношении жесткости поддрессоренной и неподдрессоренной частей:  $C_1 \gg C_2$ , деформация подвески  $Z_2 - Z_1 \approx Z_2$ . Эти обстоятельства позволяют упростить внутренний контур двухконтурной системы.

ЭДС двигателя, в соответствии с (72), определяется соотношением

$$E(p) = U(p) - I(p)R_{\text{я}}[1 + T_e p]. \quad (100)$$

В автоматизированном электроприводе постоянного тока используются датчики ЭДС, выполненные по известной схеме: в соответствии с последним выражением, дифференцирующий вход датчика ЭДС подключается к выходу датчика тока, а пропорциональный вход к датчику напряжения.

Напряжение  $U_{sE}$  на выходе датчика ЭДС определяется его коэффициентом передачи  $k_{sE}$  и, согласно изложенному, производной от перемещения  $Z_2$ :

$$U_{sE}(p) = k_{sE}E(p) \approx \frac{k_{sE}}{k_e} p Z_2(p). \quad (101)$$

Следовательно, в цепи обратной связи внутреннего контура вместо датчика перемещения  $Z_2$  можно использовать датчик ЭДС линейного двигателя. В этом случае отпадает необходимость дифференцирования сигнала датчика обратной связи внутреннего контура.

### 3.4. Компьютерное моделирование динамических характеристик САУ углом крена

Для численного моделирования исследована система с параметрами, характерными для реального объекта – автомобиля LADA-Largus, снаряженная масса которого 1600 кг. Так как в автомобиле нагрузку стремятся распределять равномерно между опорами, то дальнейший расчет проведен относительно одной опоры. В этих условиях приняты следующие величины, характеризующие систему [114]:

$$C_1 = 260000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad (102)$$

$$C_2 = 26000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad (103)$$

$$\beta_1 = 65 \text{ Па} \cdot \text{с} \cdot \text{м}; \quad (104)$$

$$\beta_2 = 600 \text{ Па} \cdot \text{с} \cdot \text{м}; \quad (105)$$

$$m_1 = 80 \text{ кг}; \quad (106)$$

$$m_2 = 320 \text{ кг}; \quad (107)$$

$$k_{S\alpha} = 0,5 \text{ В/град}; \quad (108)$$

$$T_{C0} = 0,02 \text{ с}; \quad (109)$$

$$k_e = 24 \text{ Н/А}; \quad (110)$$

$$k_{CO} = 2,4; \quad (111)$$

$$k_{\alpha} = 88,9 \text{ град/м}. \quad (112)$$

В соответствии со структурной схемой САУ (рисунок 23) разработана компьютерная модель системы в программном пакете CLASSiC [115].

Передаточная функция  $W_{u1}(p)$  для принятых параметров имеет вид выражения (90), где  $\xi = 0,5$ . Коэффициент передачи регулятора дополнительного контура выбран по условию

$$k_{R4} = \frac{2T_{21}(1 - \xi)C_2}{k_e k_{CO} k_{SV}}. \quad (113)$$

При этом замкнутый дополнительный контур содержит апериодические звенья (97) с равными постоянными времени  $T_{04} = T_{05} = 0,1 \text{ с}$ .

Переходный процесс изменения угла крена при действии наиболее неблагоприятного ступенчатого изменения центробежной силы без системы стабилизации (в разомкнутой системе) приведен на рисунке 25 кривая 1. График отработки того же возмущения в замкнутой системе с ПИД-регулятором – кривая 2.

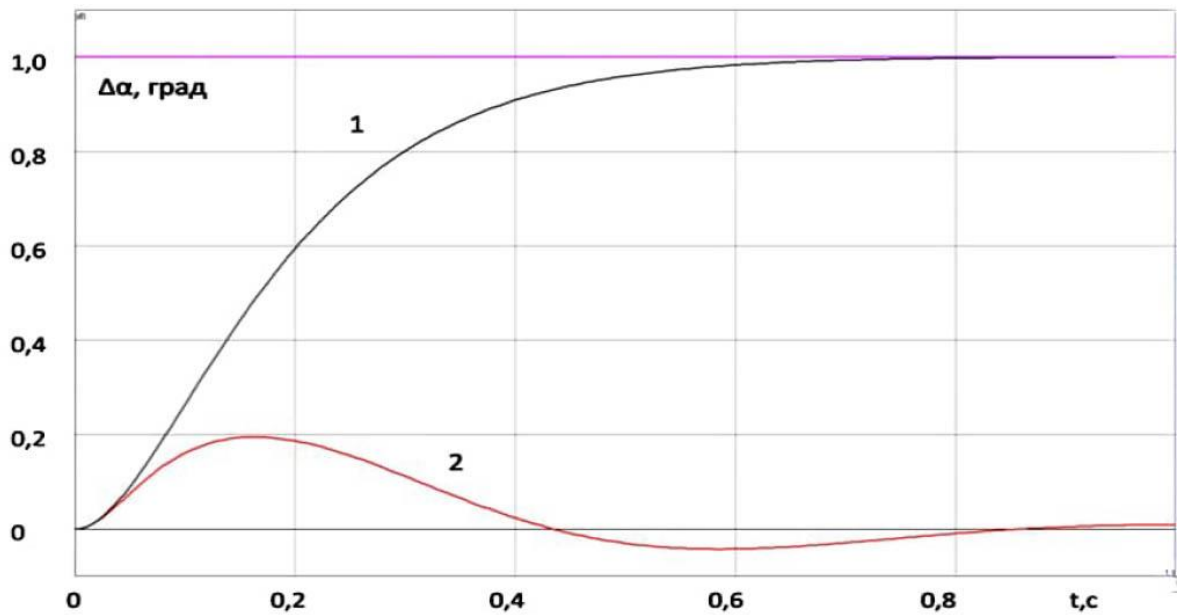


Рисунок 25 – Графики отработки ступенчатого возмущения:  
1 – в разомкнутой системе; 2 – в замкнутой системе с ПИД-регулятором

Как следует из графика, максимальное динамическое отклонение угла крена примерно в 5 раз меньше установившегося отклонения в разомкнутой системе.

Величина возмущающего воздействия выбрана так, чтобы установившееся отклонение угла крена в разомкнутой системе составляло 1 град. Этому условию, согласно (26) – (29), соответствует центробежная сила

$$F_c = \frac{1}{k_{s\alpha}}. \quad (114)$$

Для конкретных значений центробежной силы угол крена в разомкнутой системе рассчитывается по выражениям (26) – (29), а максимальное динамическое отклонение угла в замкнутой линейной системе определяется как 0,2 от угла крена в разомкнутой системе.

Переходный процесс изменения усилия исполнительного органа при отработке возмущения имеет перерегулирование порядка 10%, что необходимо учитывать при выборе номинальных данных линейной машины.

Рассмотрена возможность использования в системе ПИ-регулятора с передаточной функцией

$$W_R(p) = \frac{T_{R1}p + 1}{T_{R2}p}. \quad (115)$$

В этом случае за «малую» постоянную времени принимается сумма меньшей из постоянных времени объекта и  $T_{CO}$ . Примем «малую» постоянную  $T_{\mu 1} = T_{CO} + T_{O3}$ , а параметры регулятора выберем из соотношений:

$$T_{R1} = T_{O4}; \quad T_{R2} = 2k_{op}T_{\mu 1}. \quad (116)$$

Графики переходных процессов по возмущающему воздействию для указанных выше условий в разомкнутой (кривая 1) и замкнутой системе с ПИ-регулятором (кривая 2) приведены на рисунке 26.

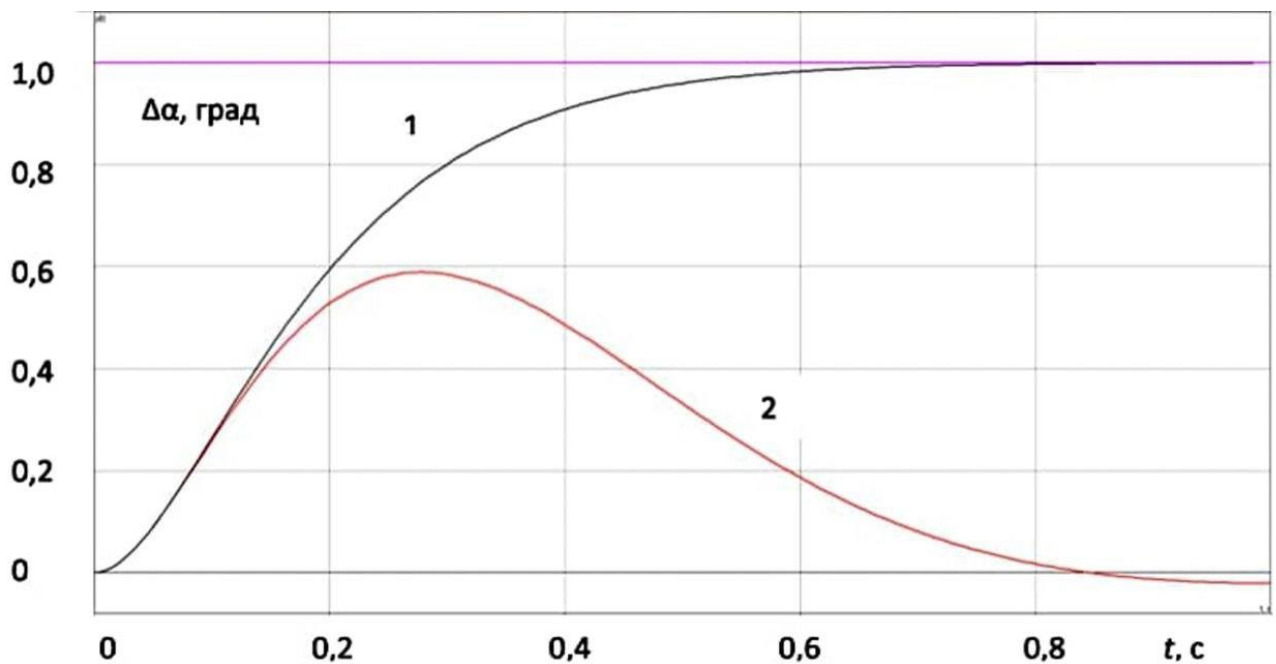


Рисунок 26 – Графики отработки ступенчатого возмущающего воздействия:  
1 – в разомкнутой системе; 2 – в замкнутой системе с ПИ-регулятором

Согласно графику, максимальное динамическое отклонение угла крена примерно в 1,6 раза меньше установившегося отклонения в разомкнутой системе.

Как следует из полученных результатов, упрощение регулятора приводит к существенному увеличению максимального динамического отклонения угла крена – до 0,6 о.е. от установившегося отклонения в разомкнутой системе. В связи с этим использование ПИ-регулятора вместо ПИД-регулятора может быть целесообразно только в случае, когда постоянные времени объекта управления отличаются на порядок, либо, когда отсутствуют жесткие требования к точности стабилизации угла крена.



Оценим влияние вариаций массы (загрузки) автомобиля на качество регулирования. Для этого сравним переходные процессы изменения угла крена при действии наиболее неблагоприятного ступенчатого изменения центробежной силы, при расчетной массе кузова и при увеличении массы кузова на 30% (рисунок 27).

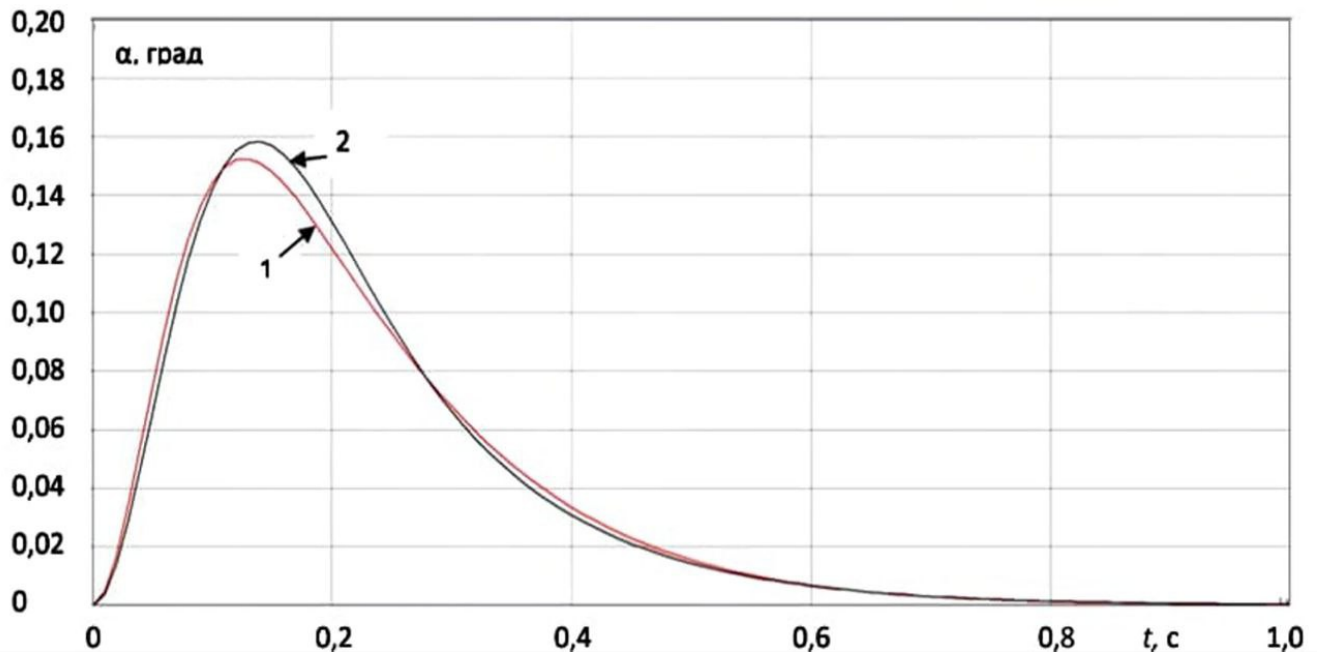


Рисунок 27 – Графики отработки ступенчатого возмущения:  
кривая 1 – для расчетных значений параметров; кривая 2 – при увеличении массы на 30%

На рисунке 27, кривая 2 показан график отработки ступенчатого возмущения при увеличении массы  $m_2$  на 30% относительного расчетного значения. Максимальное динамическое отклонение угла крена в этом случае возрастает не существенно – до 0,16 град.

Оценим динамические свойства замкнутой системы по управляющему воздействию. На рисунке 28 показан переходный процесс по управляющему воздействию для системы стабилизации угла крена для типичных параметров автомобиля.

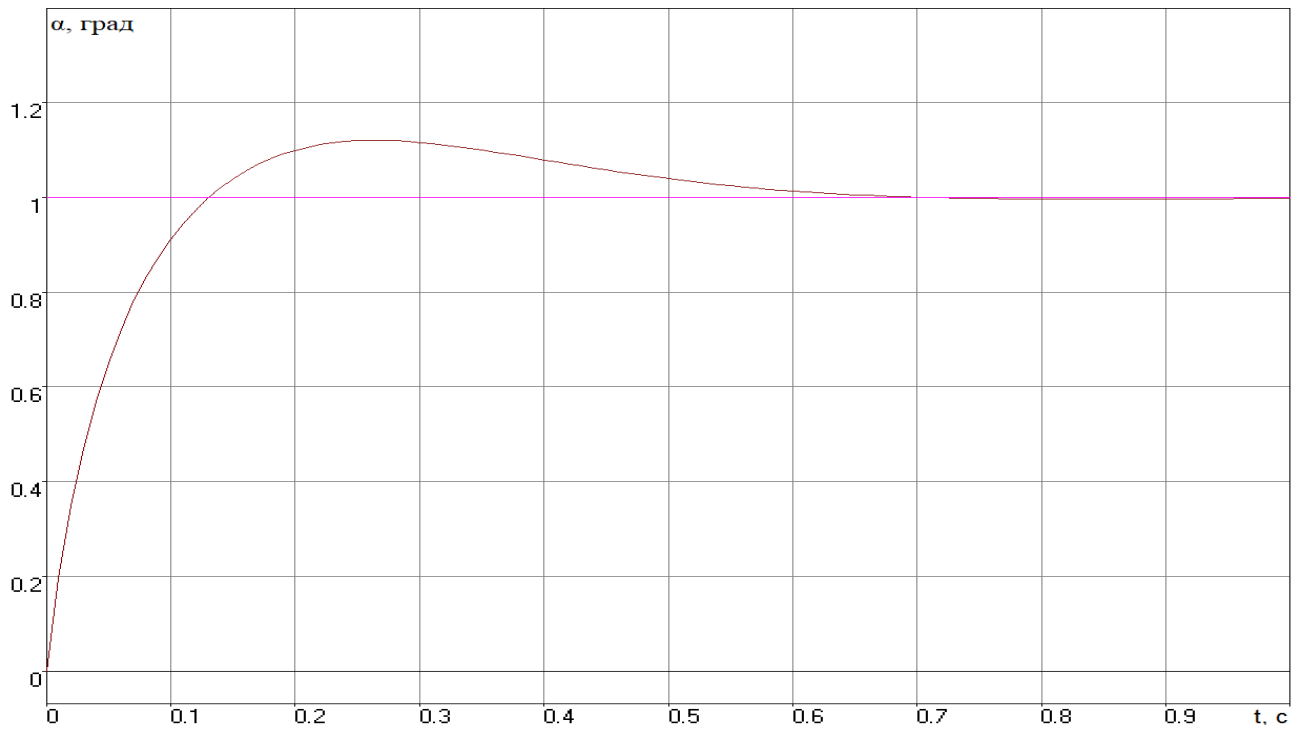


Рисунок 28 – Переходный процесс по управляющему воздействию для системы стабилизации угла крена

Из рисунка 28 следует, что система демонстрирует быструю реакцию на управляющее воздействие, а отсутствие колебаний и монотонное затухание указывают на устойчивую систему с достаточным запасом устойчивости.

Кроме того, как показывают результаты компьютерного моделирования, без существенной потери качества регулирования, в дополнительном контуре системы с датчиком скорости перемещения кузова, ПД-регулятор  $W_{R3}(p) = k_{R4}(T_{R4}p + 1)$ , может быть упрощен до Д-регулятора:  $W_{R3}(p) = k_{R4}p$ . А при использовании в цепи обратной связи датчика ЭДС линейной машины, можно, с учетом вышеизложенного, использовать пропорциональный регулятор.

### 3.5. Синтез системы виброзащиты с активной подвеской

Кроме управления углом крена, ЛМПТ целесообразно применять для повышения виброзащитных свойств подвески, при этом используется автономный (независимый) режим работы отдельных подвесок.

Используя частную математическую модель подвески автомобиля, полученную в подразделе **Ошибка! Источник ссылки не найден.** и м

математическую модель линейной машины постоянного тока, (подраздел 3.2), разработаем математическую модель активной виброзащиты с линейной электрической машиной в качестве исполнительного элемента.

В качестве выходной переменной принято вертикальное ускорение поддресоренных масс автомобиля  $\varepsilon_i$ . Эта величина, наряду с амплитудой виброколебаний, в наибольшей мере характеризует комфорт автомобиля. Для осуществления обратной связи по ускорению можно использовать сигнал со штатного акселерометра с коэффициентом передачи –  $k_s$ , которым комплектуется многие современные автомобили. Сигнал датчика будет поступать на регулятор с передаточной функцией  $W_{R2}(p)$ , который, в свою очередь будет воздействовать на управляемый преобразователь с передаточной функцией  $W_{CO}(p)$ .

Система виброзащиты направлена на подавление колебаний поддресоренной массы (кузова) при воздействии дорожных неровностей. Методика синтеза регулятора для такой системы с использованием логарифмических частотных характеристик приведена в [73]. Структурная схема одноконтурной системы виброзащиты приведена на рисунке 29.

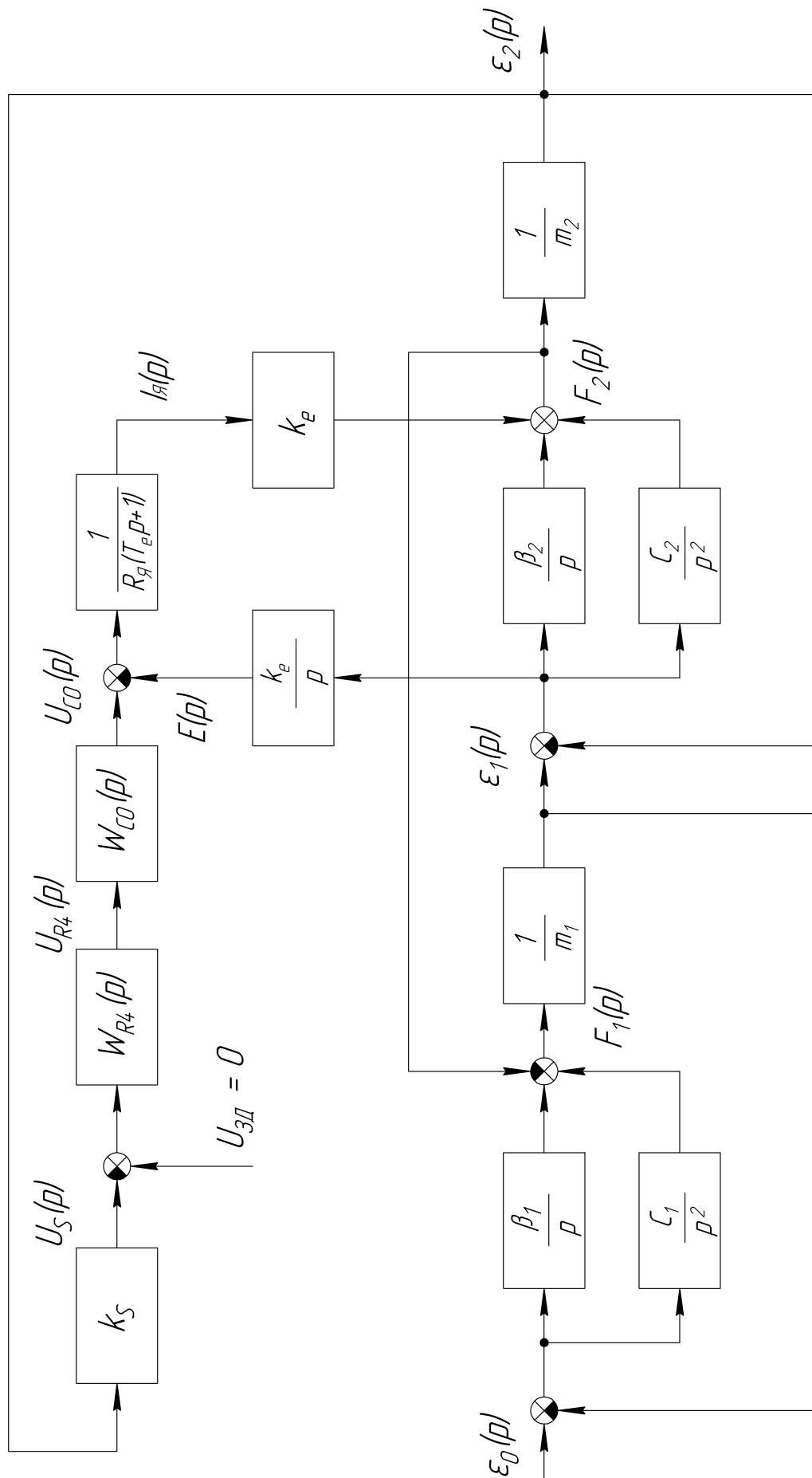


Рисунок 29 – Структурная схема активной системы виброзащиты с линейной машиной

В диссертационной работе предложена изложенная ниже методика синтеза системы виброзащиты, базирующуюся на использовании аппарата передаточных функций.

Используем принцип подчиненного регулирования и дополним приведенную структуру внутренним замкнутым токовым контуром. В результате получим двухконтурную систему подчиненного регулирования (СПР).

Синтез внутреннего токового контура осуществляется по той же методике, что и для системы стабилизации угла крена (см. подраздел 3.3).

При синтезе регулятора внешнего контура системы виброзащиты ставится задача снижения амплитуды АЧХ по возмущающему воздействию на резонансной частоте, т.е. снижение амплитуды виброускорений кузова автомобиля.

С учетом несущественного влияния упруго-диссипативных свойств неподдрессоренной массы на динамические характеристики виброзащищаемого объекта, обоснованного в подразделе 2.3, для решения задачи синтеза регулятора САУ использована одна массовая модель объекта управления.

Структурная схема системы при этом может быть представлена в виде, показанном на рисунке 30.

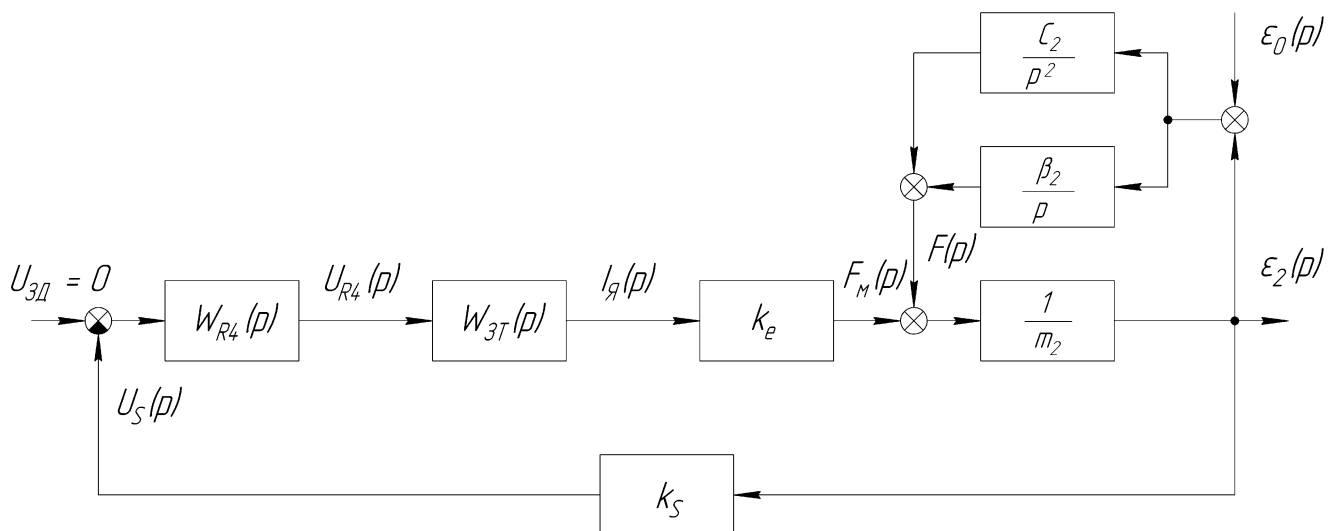


Рисунок 30 – Структурная схема системы виброзащиты

Обозначим передаточную функцию канала управления, в который входят ПФ ЛМПТ без учета обратной связи по ЭДС для выходной переменной – усилие  $W_e(p)$ , управляемого преобразователя, регулятора и датчика ускорения:

$$W_{KY}(p) = W_{3T}W_{R4}(p)k_s k_e, \quad (117)$$

и преобразуем структурную схему системы виброзащиты показанную на рисунке 30 к виду, представленному на рисунке 31.

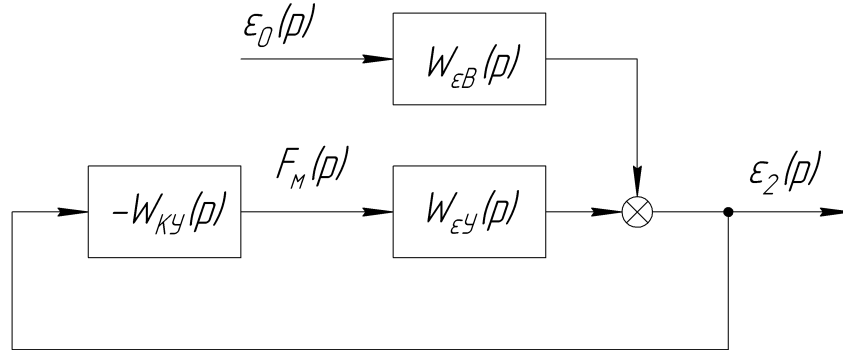


Рисунок 31 – Преобразованная структурная схема системы виброзащиты

В соответствии с представленной структурной схемой, передаточная функция замкнутой системы виброзащиты относительно возмущающего воздействия в виде виброускорений со стороны дорожного покрытия:

$$W_{3B}(p) = \frac{\varepsilon_2(p)}{\varepsilon_0(p)} = W_{\varepsilon B}(p) \frac{1}{1 + W_{KY}(p)W_{\varepsilon Y}(p)}. \quad (118)$$

После преобразований она приведена к виду:

$$W_{3B}(p) = \frac{\varepsilon_2(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{T_{02}p + 1}{T_{21}^2 p^2 + 2\xi T_{21}p + 1 + \frac{p^2}{C_2} W_{KY}(p)}. \quad (119)$$

Максимум АЧХ колебательного звена определяется значением коэффициента  $0 < \xi < 1$ , и уменьшается при увеличении  $\xi$ .

Зададим желаемую передаточную функцию замкнутой системы в виде колебательного звена с требуемым значением коэффициента  $\xi = \xi_0$ .

Знаменатель полученной передаточной функции (119) может быть приведен к виду, соответствующему колебательному звену, при выполнении условия

$$\frac{p^2}{C_2} W_{KY}(p) = T_{\text{экв}} p. \quad (120)$$

Сомножитель при  $p$  будет иметь большее значение, чем в нескорректированной системе:

$$2\xi T_{21} + T_{\text{экв}}, \quad (121)$$

и, соответственно, коэффициент  $\xi$  примет новое, увеличенное значение:

$$2\xi_0 T_{21} = 2\xi T_{21} + T_{\text{экв}}, \quad (122)$$

следовательно

$$\xi_0 = \xi + \frac{T_{\text{экв}}}{2T_{21}}. \quad (123)$$

С учетом выражения (117) соотношение (120) представлено в виде:

$$\frac{p^2}{C_2} W_{3T}(p) W_{R4}(p) k_S = T_{\text{экв}} p, \quad (124)$$

и получено выражение для передаточной функции регулятора

$$W_{R4}(p) = \frac{C_2 T_{\text{экв}}}{p k_e k_S W_{3T}(p)}. \quad (125)$$

В условиях, когда электромагнитная постоянная времени ЛМПТ имеет относительно малое значение, либо скомпенсирована в замкнутом токовом контуре и ею можно пренебречь, а также можно пренебречь инерционностью управляемого преобразователя, передаточная функция регулятора имеет вид передаточной функции И-регулятора:

$$W_{R4}(p) = \frac{C_2 T_{\text{экв}}}{p k_S k_e} = \frac{1}{T_{\text{и}} p}, \quad (126)$$

где постоянная времени интегрирующего преобразования

$$T_{\text{и}} = \frac{k_S k_e}{k_{\text{ДТ}} C_2 T_{\text{экв}}}. \quad (127)$$

При необходимости учета электромагнитной постоянной  $T_e$  ЛМПТ передаточная функция регулятора соответствует ПИ-регулятору:

$$W_{R4}(p) = \frac{T_e p + 1}{T_{\text{и}} p}. \quad (128)$$

Таким образом, при синтезе регулятора необходимо задать желаемое значение  $\xi_0$ , обеспечивающее снижения максимума АЧХ до требуемой величины, и выбрать по приведенным выражениям параметры регулятора.

При назначении желаемого значения  $\xi_0$  следует учитывать, что увеличение  $\xi_0$  ведет к возрастанию требуемого максимального усилия, создаваемого ЛМППТ. Соответственно, выбор должен осуществляться на компромиссной основе.

### 3.6. Компьютерное моделирование динамических характеристик системы активной виброзащиты

Для изучения характеристик будем исследовать систему с параметрами реального объекта, предложенного в подразделе 3.4. Для исследования была разработана компьютерная модель системы, соответствующая структурной схеме, изображенной на рисунке 29. На рисунке 32 показан результат компьютерного моделирования переходного процесса изменения координаты  $Z_2$  в разомкнутой системе виброзащиты при единичном ступенчатом изменении  $Z_0$ . Такое возмущение приблизительно моделирует ступенчатое изменение поверхности дорожного полотна, например наезд на бордюр. Переходный процесс характеризуется следующими показателями качества: время регулирования 1,8 с., перерегулирование 63%.

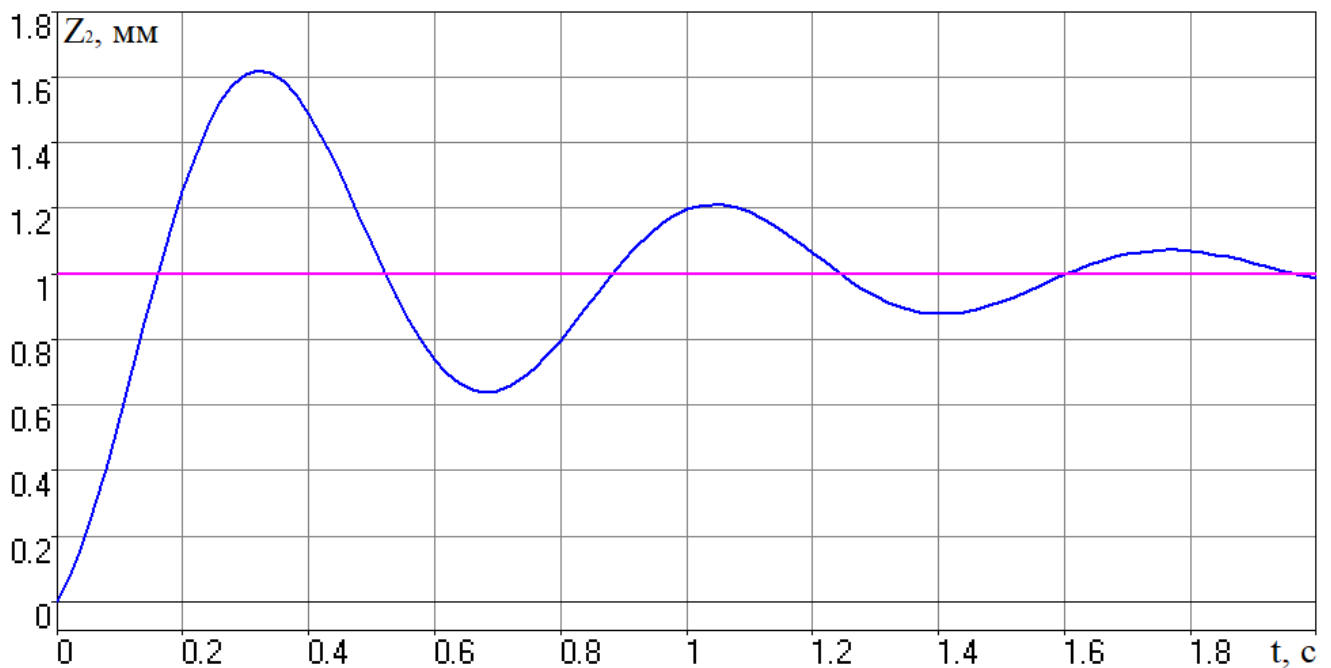


Рисунок 32 – Переходный процесс по возмущающему воздействию в разомкнутой системе



На рисунке 33 показаны графики переходного процесса отработки ступенчатого возмущения замкнутой системой с И-регулятором.

Показатели качества переходного процесса: время регулирования 0,68 с., перерегулирование 2,84%

Сравнение показателей качества переходных процессов показало, что замкнутая система существенно превосходит разомкнутую: время регулирования уменьшилось в 2,6 раза (с 1,8 с до 0,68 с), перерегулирование снизилось более чем в 22 раза (с 63% до 2,84%), переходный процесс стал монотонным (без колебаний), что подтверждает достижение требуемых показателей качества управления.

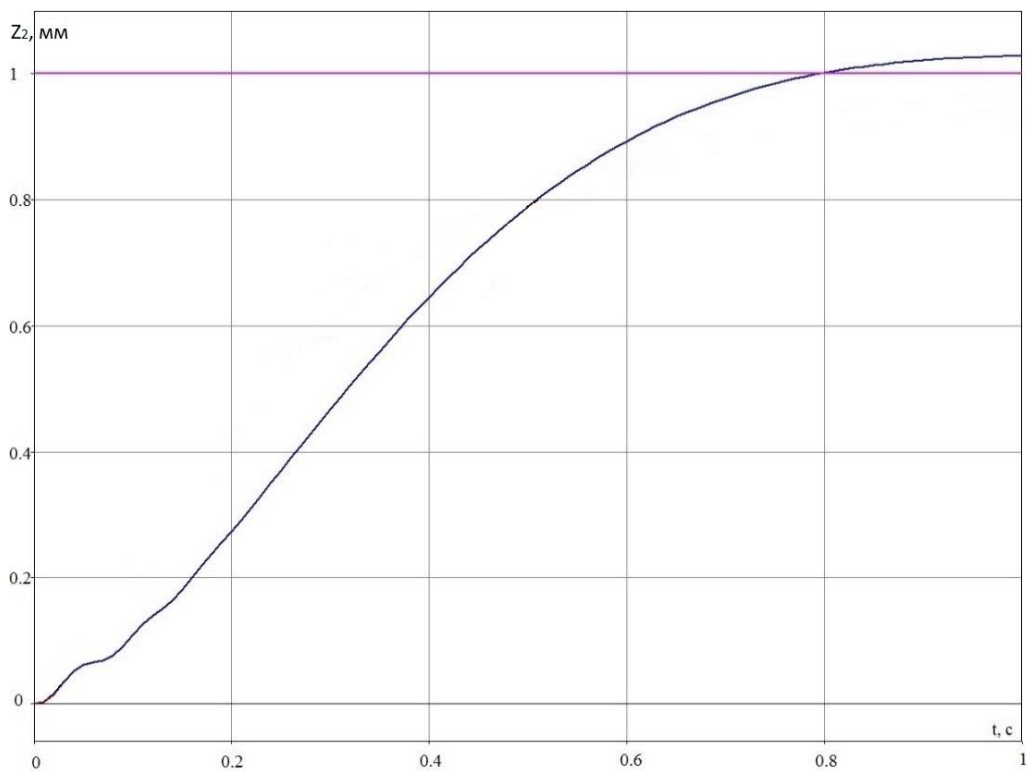


Рисунок 33 – Переходный процесс по возмущающему воздействию в замкнутой системе

Из-за специфики работы автомобиля, вызванной нестационарностью внешних воздействий и комбинированным характером вибраций, ограниченными энергоресурсами, ограничениями по массе и габаритам, жесткая настройка регулятора нежелательна. Настройка системы на малую интегральную постоянную времени может привести к «рывкам» в управляющих воздействиях, что ухудшает комфорт и может вызвать резонанс конструктивных элементов. Кроме того, влияние нелинейностей и неопределенностей, вызванных изменением

подрессоренной массой (загрузкой автомобиля), температурными эффектами и деградацией амортизаторов могут привести к потере эффективности системы.

С точки зрения энергетической эффективности, агрессивная коррекция требует повышения мощности линейной машины, а следовательно, габаритов [46], что в свою очередь увеличивает расход энергоресурсов автомобиля и критично для гибридных/электрических автомобилей с ограниченным запасом хода.

С учетом тенденций управления автомобилем, система виброзащиты работает в связке с ABS, ESP, системой управления двигателем. Жесткая настройка системы виброзащиты может привести к конфликту в работе алгоритмов этих систем.

Используемые штатные датчики ускорения подвержены помехам (электромагнитные наводки и оборудования), из-за чего требуется «сглаживание» влияния высокочастотного шума на управляющий сигнал для предотвращения ложных срабатываний, что возможно за счет увеличения интегральной составляющей регулятора.

На рисунке 34 приведены результаты моделирования АЧХ замкнутой системы виброзащиты для параметров автомобиля LADA-Largus в сравнении с разомкнутой системой.

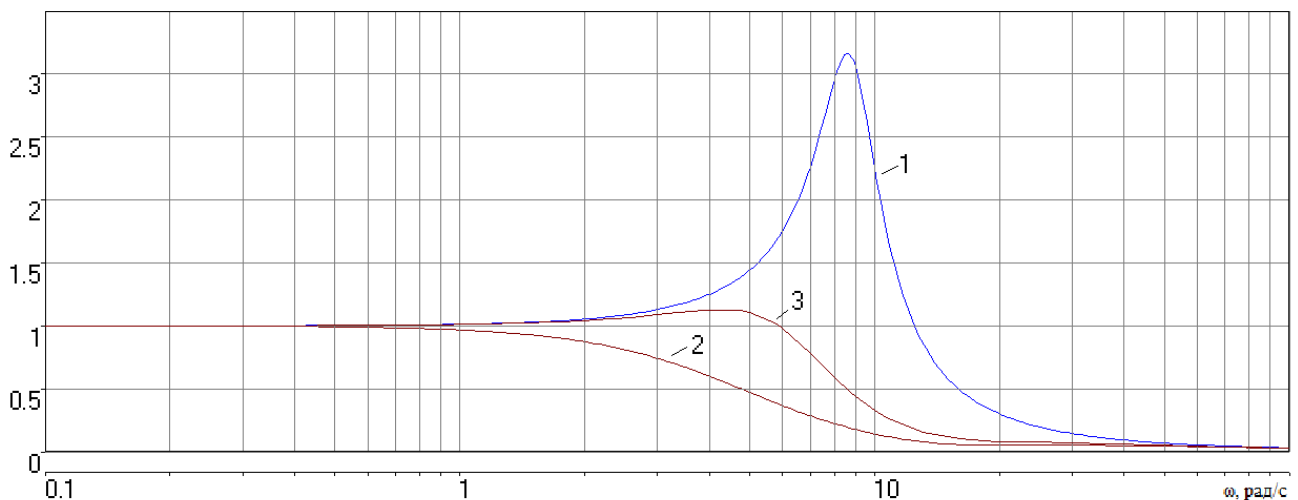


Рисунок 34 – АЧХ системы виброзащиты для типовых параметров автомобиля:  
1 – разомкнутая система; 2 – замкнутая система; 3 – замкнутая система с увеличенной интегральной постоянной времени регулятора

Из рисунка 34 следует, что разработанная система снижает амплитуду колебаний в области резонансной частоты в 9 раз. Однако, учитывая

вышеизложенные требования к работе системы виброзащиты, амплитуду колебаний в области резонансной частоты целесообразно снижать в 3–6 раз в сравнении с разомкнутой системой.

### **3.7. Виброзащитные свойства активной подвески с ЛМПТ в пассивном режиме работы**

Рассмотрим частный случай применения частной модели объекта управления для системы виброзащиты из раздела 2. Линейная машина постоянного тока (ЛМПТ), как и большинство электромеханических преобразователей обладает свойством обратимости – может работать как в режиме двигателя, питающегося от источника электрической энергии, так и в генераторном режиме, осуществляя обратное преобразование энергии механического движения в электрическую мощность, отдаваемую в бортовую сеть. Работа ЛМПТ в двигательном режиме в качестве активного демпфирующего элемента подвески автомобиля была проанализирована в предыдущих разделах настоящей работы. Рассмотрим, как ЛМПТ может быть использована для работы в пассивном генераторном режиме в подвеске автомобиля. Подобные исследования преобразования энергии вибраций в электроэнергию представлены в работах [116, 117].

В пассивном режиме можно управлять машиной несколькими способами.

В первом рассматриваемом режиме якорь линейной машины постоянного тока замыкается на активное сопротивление  $R_d$  и работает в генераторном режиме. Этому режиму соответствует структурная схема на рисунке 35

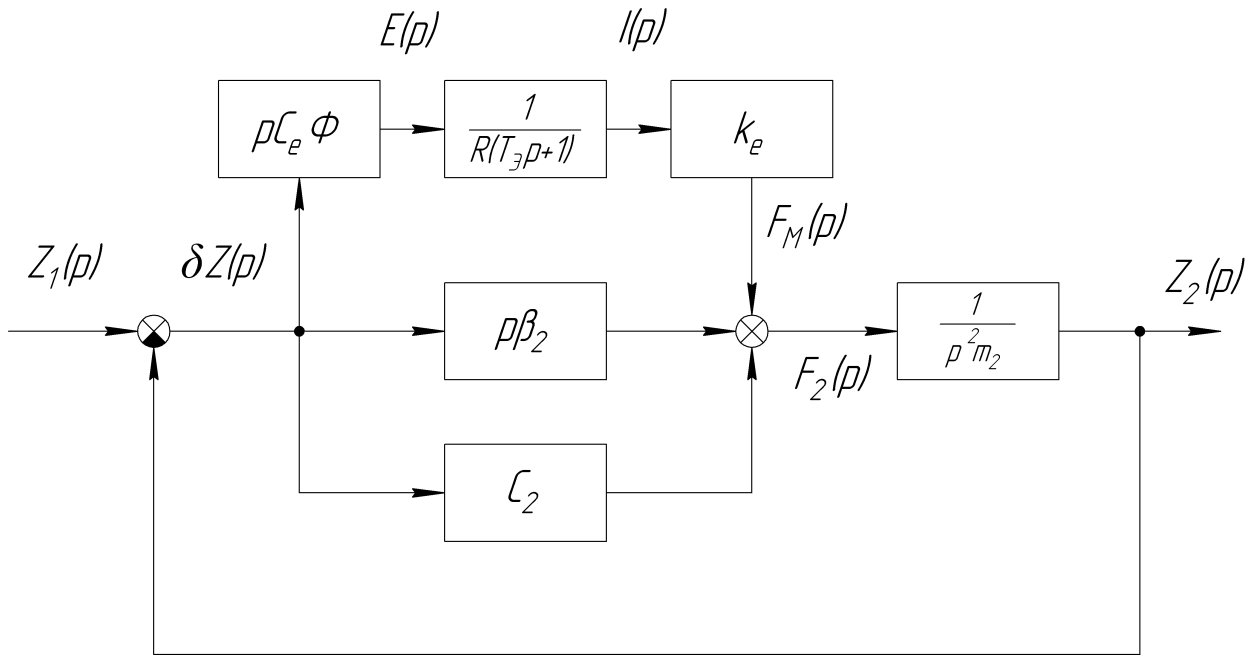


Рисунок 35 – Структурная схема системы пассивной виброзащиты с одномассовой моделью объекта управления

Взаимосвязь дополнительного усилия, создаваемого ЛМПТ, со скоростью  $\delta V$  упругих деформаций подвески определяется из соотношений (74), (100), а также из следующих соотношений:

$$E(p) = c_e \Phi \delta V(p); \quad (129)$$

$$\delta V(p) = p \delta Z(p). \quad (130)$$

Инерционность якорной цепи не оказывает существенного влияния на динамические свойства системы, и свойства канала, содержащего ЛМПТ, поэтому это канал можно приближенно представить передаточной функцией

$$W_1(p) = \frac{F_M(p)}{\delta Z(p)} = p \beta_u. \quad (131)$$

Здесь управляемая компонента коэффициента вязкого трения

$$\beta_u = 1/R c_e \Phi k_e. \quad (132)$$

где  $R = R_{\text{я}} + R_d$ .

Структурная схема по рисунку 35 примет вид в соответствии с рисунком 36.

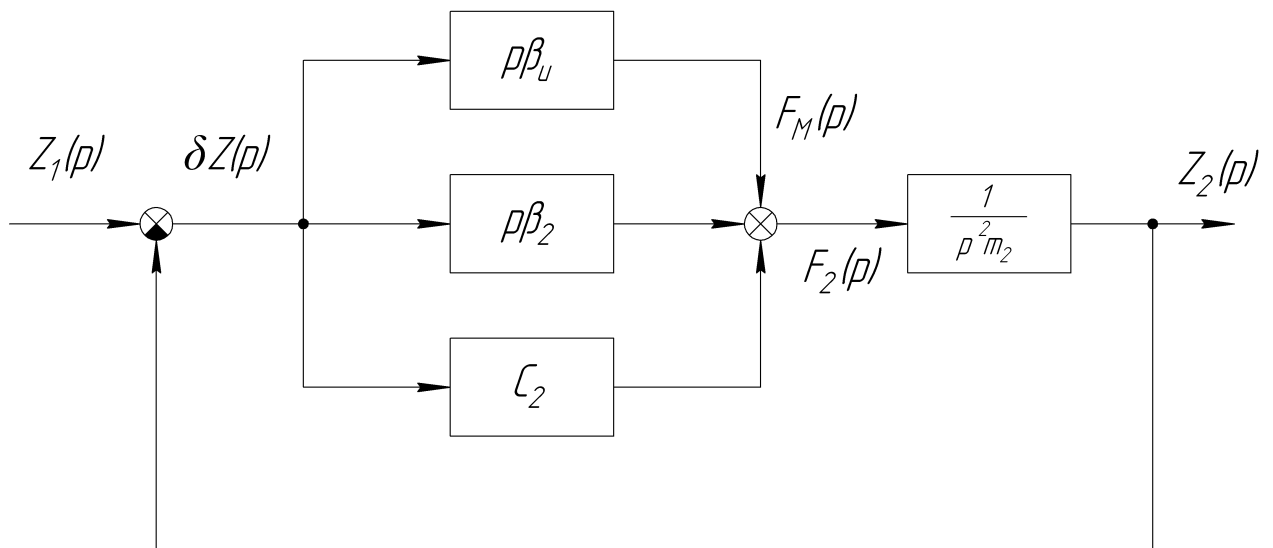


Рисунок 36 – Преобразованная структурная схема системы пассивной виброзащиты

Таким образом, ЛМПТ можно рассматривать как дополнительный, управляемый демпфирующий элемент, увеличивающий общий коэффициент вязкого трения:

$$\beta = \beta_1 + \beta_u. \quad (133)$$

Из выражения (132) следует, что управляющим воздействием в рассматриваемом варианте использования ЛМПТ может быть величина сопротивления, на которое замыкается якорь. Аналогично для линейных машин с обмоткой возбуждения, управляющим воздействием будет величина магнитного потока  $\Phi$ , определяемая током возбуждения.

В соответствии с выражениями (100), (129) и (130) значение ЭДС машины напрямую связано со скоростью передвижения якоря этого двигателя. Ток и, соответственно, противодействующая сила также зависит от скорости передвижения якоря этой машины.

Рассмотрим статические характеристики демпфирующего элемента, в качестве которого используется линейная машина постоянного тока, при постоянной скорости перемещения якоря в такой системе. На рисунке 37 представлены зависимости противодействующего усилия, создаваемого линейной машиной постоянного тока при работе в генераторном режиме, от ЭДС (напряжения) при различных значениях добавочного сопротивления.

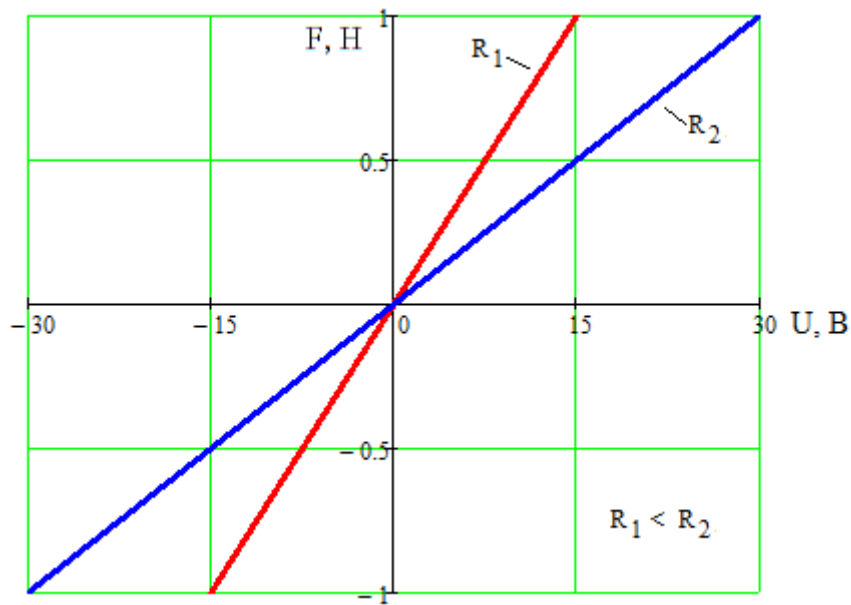


Рисунок 37 – Зависимость усилия, создаваемого ЛМППТ при различных значениях добавочного сопротивления

Из графика следует, что с увеличением сопротивления, снижается усилие, развиваемое линейной машиной. Результаты моделирования такой системы для параметров автомобиля LADA-Largus в программном пакете CLASSiC [115] представлены в виде амплитудно-частотной характеристики на рисунке 38.

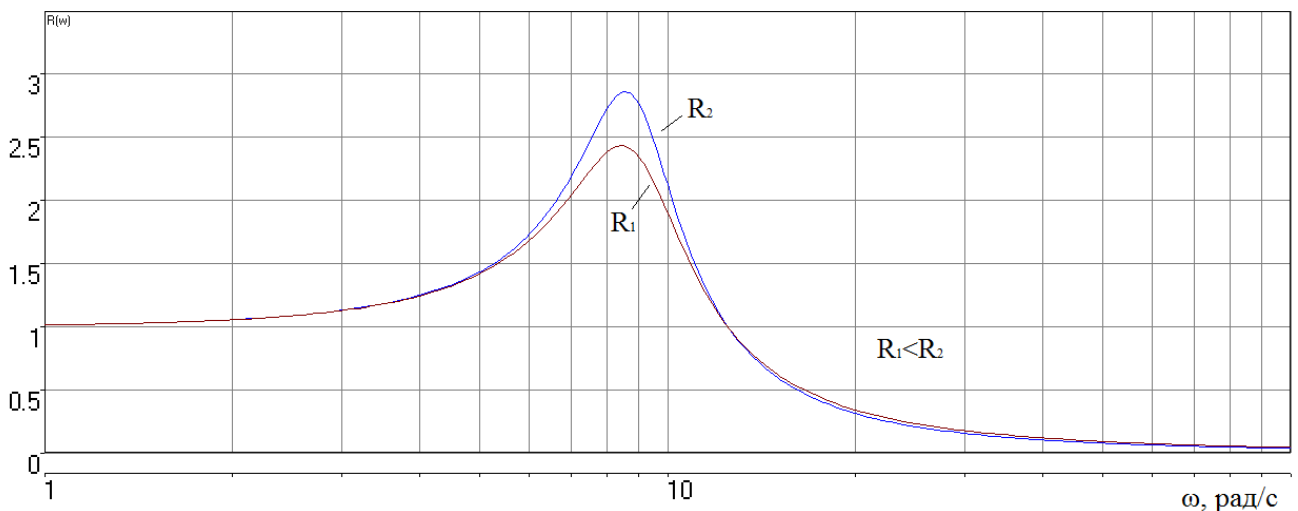


Рисунок 38 – АЧХ системы пассивной виброзащиты с различными добавочными сопротивлениями

Сравнивая полученную АЧХ с АЧХ разомкнутой системы (рисунок 34 кривая 1) можно сделать вывод об улучшении характеристик демпфирования подвески, однако эффект в сравнении с замкнутой системой (рисунок 34) ниже.

В режимах, когда ЭДС машины превышает напряжение в бортовой сети, выход машины целесообразно переключать через регулятор напряжения на бортовую сеть автомобиля. ЛМППТ будет служить дополнительным источником для зарядки аккумулятора автомобиля и прочих потребителей (рисунок 39).

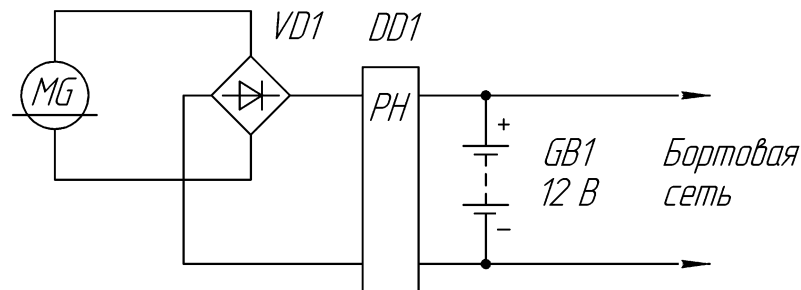


Рисунок 39 – Схема подключения ЛМППТ к бортовой сети через двухполупериодный выпрямитель

Как видно из схемы, возникновение тока заряда возможно при ЭДС ЛМППТ большем напряжения бортовой сети. Таким образом статическая характеристика изменит свой вид. На рисунке 40 показана зависимость усилия, развиваемого ЛМППТ при работе на бортовую сеть автомобиля без учета вариации нагрузки потребителей бортовой сети.

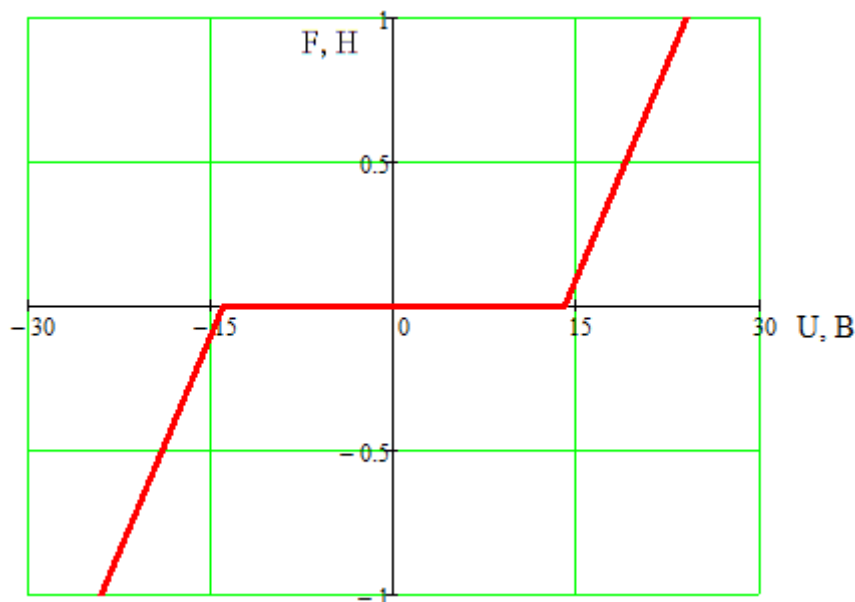


Рисунок 40 – Зависимость усилия, создаваемого ЛМППТ при работе на бортовую сеть автомобиля через двухполупериодный выпрямитель

Для исключения зоны нечувствительности, которая определяется уровнем бортового напряжения автомобиля, якорь генератора необходимо замкнуть на активное сопротивление, а при возрастании ЭДС якорь переключить на бортовую

сеть. Статическая характеристика в относительных единицах для разных значений добавочных сопротивлений в таком случае будет иметь вид, показанный на рисунке 41.

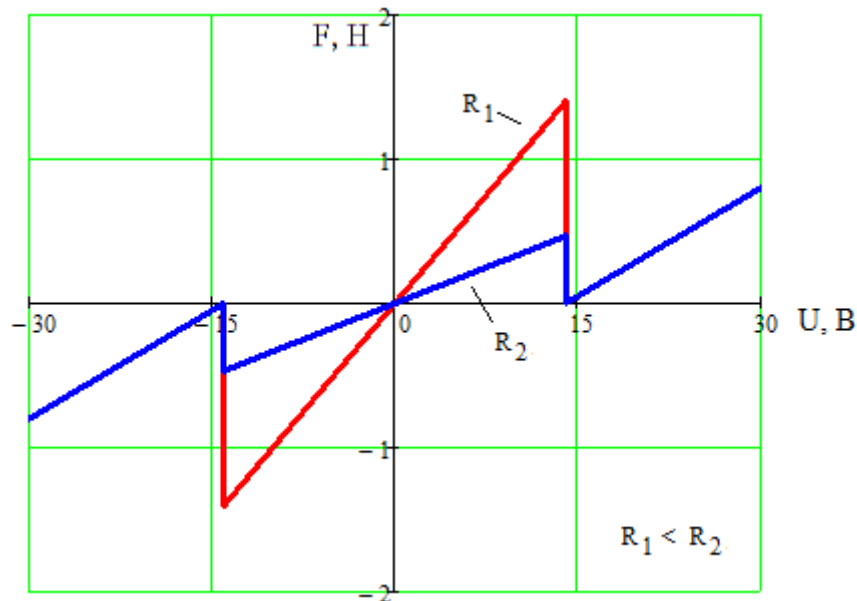


Рисунок 41 – Зависимость усилия, создаваемого ЛМПП, поочередно работающего на бортовую сеть и добавочное сопротивление

Согласно приведённым характеристикам, при релейном режиме переключения с активного сопротивления на бортовую сеть возникает скачок усилия, развиваемого линейной машиной. Резкие перепады усилия в подвеске способны привести к потере контакта колёс с дорогой – в особенности на высоких скоростях или при маневрировании. Это негативно влияет на курсовую устойчивость и управляемость автомобиля. Кроме того, динамические нагрузки передаются на кузов в виде толчков и вибраций, что существенно ухудшает комфорт пассажиров. Таким образом, данный режим работы подвески нельзя считать допустимым с точки зрения безопасности и комфорта движения.

Исключить такой провал возможно работой якоря машины в генераторном режиме на совместно включенные добавочное активное сопротивление и бортовую сеть, через двухполупериодный выпрямитель (рисунок 42).



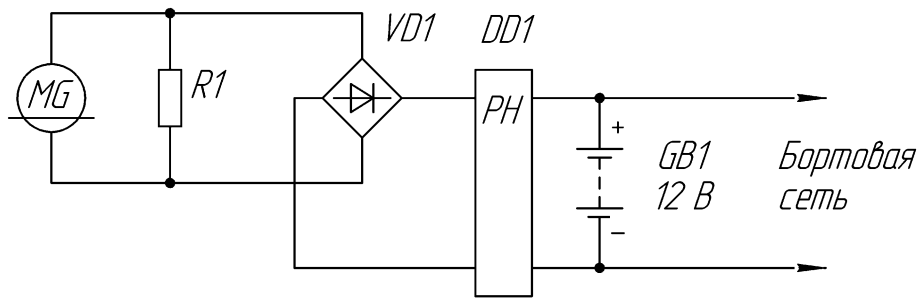


Рисунок 42 – Схема подключения ЛМПТ к совместно включенным активному сопротивлению и бортовой сети через двухполупериодный выпрямитель

На рисунке 43 показана зависимость усилия, создаваемого ЛМПТ при одновременной работе на бортовую сеть автомобиля через двухполупериодный выпрямитель и активное сопротивление в относительных единицах для разных значений добавочных сопротивлений.

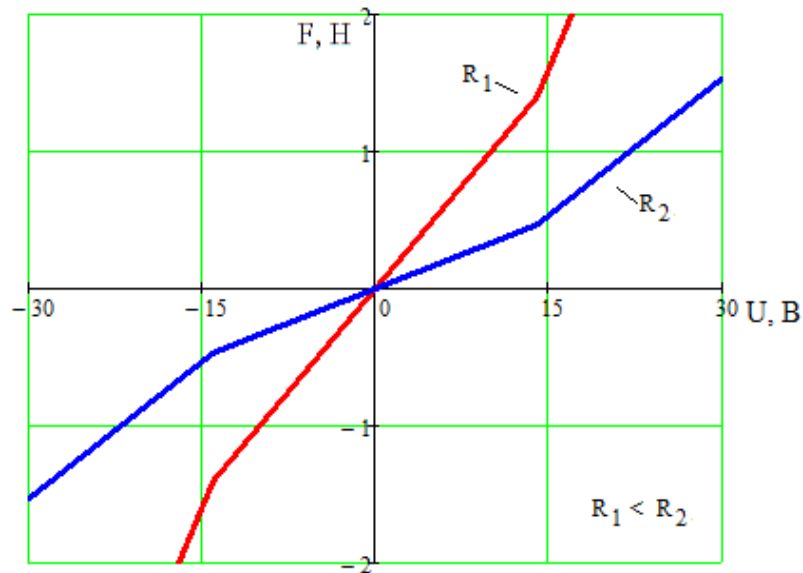


Рисунок 43 – Зависимость усилия, создаваемого ЛМПТ, работающего на совместно включенные добавочное сопротивление и бортовую сеть через двухполупериодный выпрямитель

Как видно из характеристик, этот вариант сочетает в себе положительные качества предыдущих. При ЭДС меньшей или равной напряжению бортовой сети, ЛМПТ работает в генераторном режиме только на активное сопротивление, тем самым создавая демпфирующий эффект. При ЭДС ЛМПТ большей напряжения бортовой сети, ЛМПТ работает в генераторном режиме одновременно на активное сопротивление и бортовую сеть, также создавая демпфирующий эффект с увеличением крутизны нарастания создаваемого усилия, однако без скачкообразного перехода в этот режим.

Также возможно получить различные характеристики на сжатие и отбой амортизатора. Для этого двухполупериодный выпрямитель со схемы на рисунке 42 заменяется однополупериодным выпрямителем (рисунок 44).

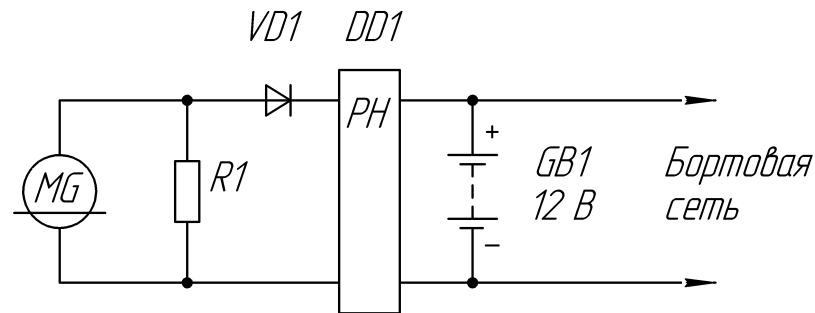


Рисунок 44 – Схема подключения ЛМППТ совместно к активному сопротивлению и бортовой сети через однополупериодный выпрямитель

На рисунке 43 показана зависимость усилия, создаваемого ЛМППТ при одновременной работе на бортовую сеть автомобиля через однополупериодный выпрямитель и активное сопротивление в относительных единицах для разных значений добавочных сопротивлений.

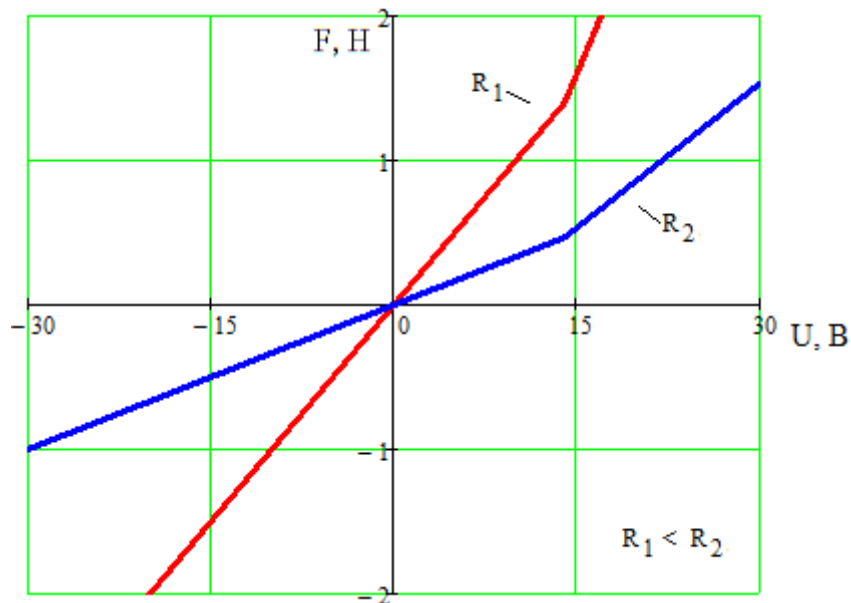


Рисунок 45 – Зависимость усилия, создаваемого ЛМППТ, работающего на совместно включенные добавочное сопротивление и бортовую сеть через однополупериодный выпрямитель

### 3.8. Выводы по третьему разделу

1. Для достижения требуемой точности стабилизации угла крена автомобиля систему управления необходимо выполнять замкнутой по регулируемой

переменной с использованием в подвеске активных исполнительных элементов, в частности линейных машин постоянного тока. Динамические свойства объекта управления для рассматриваемых переменных в зависимости от характеристик элементов подвески описываются передаточными функциями апериодического звена второго порядка либо колебательного звена. В первом случае систему управления следует выполнять двухконтурной с внутренним токовым контуром, и использовать ПИД-регулятор во внешнем контуре. Во втором случае, когда объект управления имеет колебательные свойства, систему управления целесообразно выполнять как трёхконтурную, с дополнительным внутренним контуром, замкнутым по скорости деформации подвески, используя в качестве датчика обратной связи датчик ЭДС линейной машины. Во внешнем контуре при этом так же используется ПИД-регулятор.

2. Компьютерное моделирование на примере подвески LADA-Largus показало, что в разработанной системе управления при выборе параметров ПИД-регулятора по условиям модульного оптимума динамическое отклонение угла крена при отработке возмущающего воздействия снижается примерно в 5 раз по сравнению с установившимся отклонением в разомкнутой системе.

3. Для обеспечения высокого качества виброзащиты следует использовать автономный режим работы подвесок автомобиля с подключением системы активной виброзащиты.

4. Моделирование подтвердило целесообразность применения И-регулятора во внешнем контуре системы виброзащиты. Постоянную времени регулятора целесообразно выбирать с учетом ограничений на энергопотребление и динамические нагрузки системы при этом обеспечивается снижение амплитуды виброускорений на резонансной частоте в 3 – 6 раз относительно разомкнутой системы.

5. В пассивном режиме виброзащиты возможна генерация электроэнергии. Таким образом линейные машины подвески можно использовать как дополнительный источник для бортовой сети автомобиля. Однако эффективность

использования подвески в генераторном режиме будет определяться во многом профилем дороги и режимом движения.

#### 4. Исследование систем виброзащиты и стабилизации угла крена на макетной установке

При экспериментальных исследованиях ставились следующие задачи:

- 1) исследовать статические и динамические характеристики ЛМПТ, применяемой в макетной установке для дальнейшего выбора регуляторов;
- 2) исследовать систему стабилизации угла крена;
- 3) исследовать систему виброзащиты.

##### 4.1. Описание макетной установки

Для исследования системы виброзащиты и стабилизации угла крена с активной подвеской на базе ЛМПТ была разработана макетная установка. Прототипом для установки послужила конструкция установки, разработанной в [45]. Внешний вид прототипа представлен на рисунке 46.

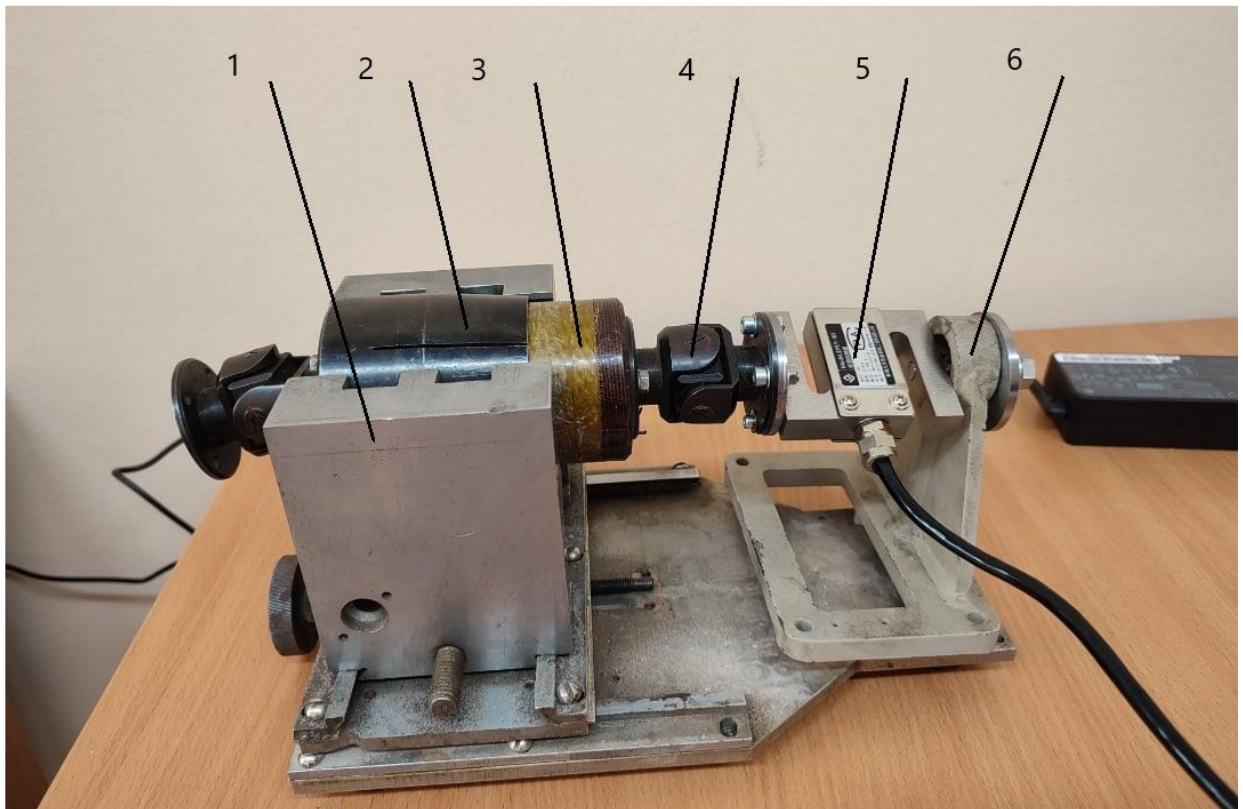


Рисунок 46 – Прототип макетной установки:

- 1 – подвижная опора; 2 – корпус индуктора; 3 – якорь; 4 – кардан; 5 – датчик усилия;  
6 – неподвижная опора

Установка состоит из перемещаемой опоры (1), на которой закреплен корпус индуктора двигателя (2). С помощью микрометрического винта опоры перемещает корпус индуктора машины относительно неподвижной опоры (6) и связанный с ней через карданный механизм якорь (3), в пределах заданного свободного хода  $\pm 18$  мм и рабочего хода  $\pm 8$  мм. Тензометрический датчик (5) регистрирует усилие, создаваемое якорем машины при его питании от источника постоянного тока. Датчик может работать как на сжатие, так и на растяжение.

Недостатком представленной конструкции является то, что она не позволяет определить динамические характеристики линейной машины. Для устранения указанного недостатка и для исследования характеристик разработанной системы управления был внесен ряд существенных изменений. Использовались принципы построения экспериментальных установок, описанные в [4, 59, 60].

Исследования проводились на установке, показанной на рисунке 47.

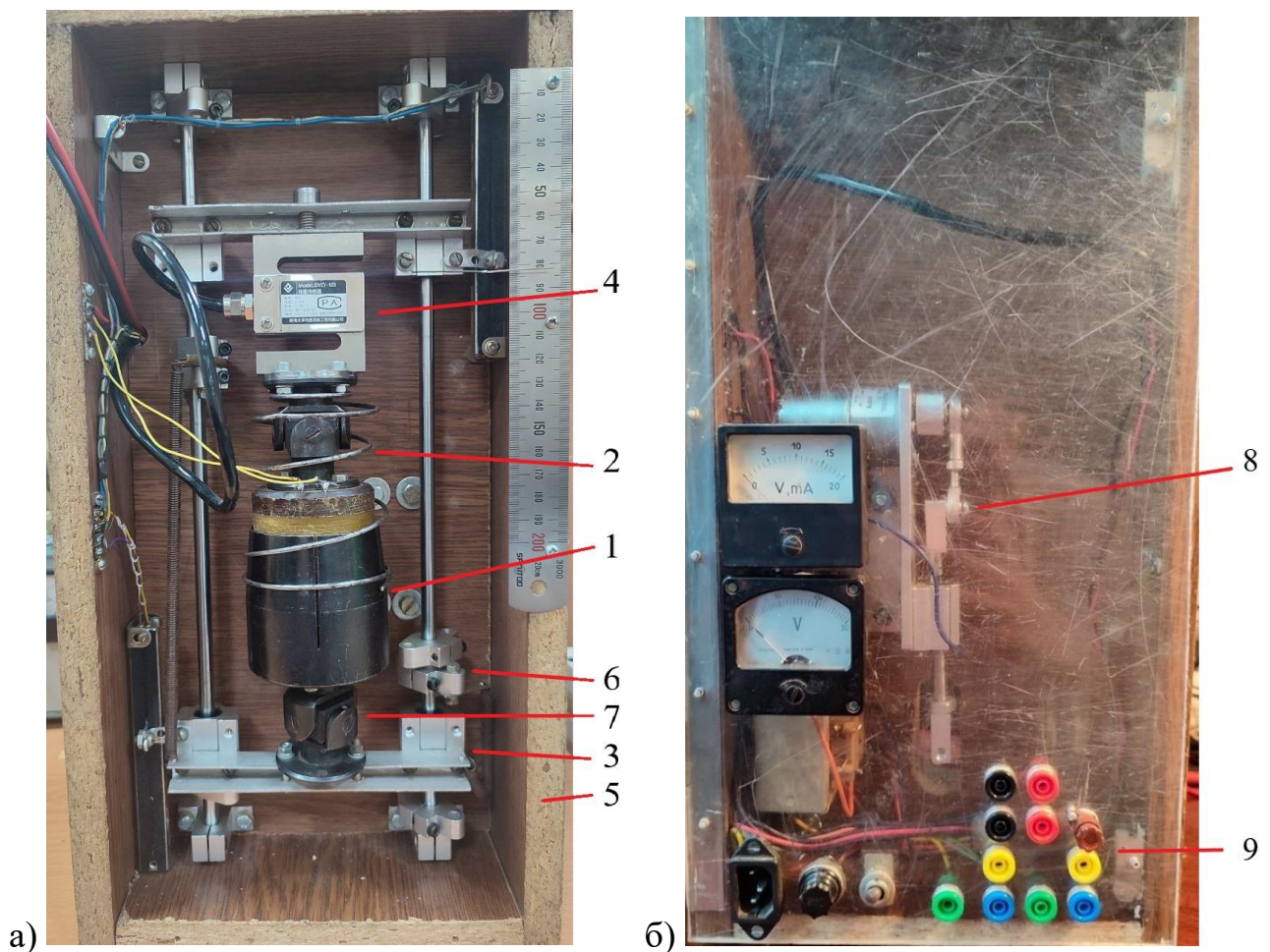


Рисунок 47 – Макетная установка:

а – вид со стороны исполнительного элемента; б – вид со стороны оперативной панели управления

Питание установки осуществлялось от сети переменного тока 220/230 В, 50 Гц. Для развертывания установки не требуется дополнительных приспособлений, а виброгасящие ножки установки позволяют проводить эксперименты в условиях электротехнической лаборатории без дополнительных средств защиты.

Дополнением к установке прилагается комплект противовесов для проведения опытов по моделированию САУ угла крена.

Электромеханическая часть (рисунок 47 (а)) состоит из линейной машины постоянного тока (1) с возбуждением от постоянных магнитов и пружины (2). ЛМПТ установлена на горизонтальных профилях, закреплённых на линейных подшипниках (3). Для измерения развиваемых усилий, между линейной машиной и горизонтальным профилем установлен датчик усилий S-типа (4). Линейные направляющие неподвижно закреплены на корпусе (5) установки. На линейных направляющих установлены стопорные зажимы (6), для фиксирования линейных подшипников в заданных положениях, что позволяет проводить на установке различные серии экспериментов. Для части опытов предусмотрены стягивающие хомуты, устанавливаемые на пружину, что позволяет без особых усилий и разборки установки исключить ее действие.

Для исключения несоосности, возникающей при сборке основной части, в конструкции линейной машины предусмотрены карданные шарниры (7).

Для моделирования возмущений со стороны дорожного покрытия в установке предусмотрен регулируемый привод постоянного тока с кривошипно-шатунным механизмом (8). Ход кривошипно-шатунного механизма дискретный, изменяется положением установочного болта и составляет 12, 16, 20 и 25 мм. Частота создаваемых колебаний до 9 Гц. Шток кривошипно-шатунного механизма соединен с одним из горизонтальных профилей поводком.

Управление приводным механизмом осуществляется с оперативной панели (рисунок 47 (б)), путем регулирования подаваемого напряжения.

При исследованиях с гармоническими воздействиями со стороны дорожного покрытия в установке используются пружины. Они снижают нагрузку на привод в



нисходящих фазах колебаний, что позволяет применять маломощный приводной механизм без искажения характеристик возмущающего воздействия

Известно [118], что линейная скорость штока кривошипно-шатунного механизма  $v$  связана с угловой частотой этого механизма выражением:

$$v = R\omega \left( \sin \omega t + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\omega t \right), \quad (134)$$

где  $\lambda = R/L$  – постоянная кривошипно-шатунного механизма.

Таким образом выходное воздействие на объект имеет две гармонических составляющих. Причем в силу малой относительной величины  $\lambda = [0,08; 0,16]$  для макетной установки, амплитуда гармоники удвоенной частоты существенно меньше амплитуды основной гармоники.

Таким образом закон изменения линейной скорости штока можно рассматривать как гармонический.

Для определения положения предполагаемого защищаемого объекта и действия возмущающих воздействий на горизонтальные профили установлены датчики перемещения в виде линейных потенциометров, неподвижно закрепленные на корпусе установки. При изменении положения профиля изменяется сопротивление потенциометра. Таким образом изменение падения напряжения прямо пропорционально изменению положения горизонтальных профилей. Сигналы датчиков перемещения однозначно связаны с сигналом датчика угла крена, используемого в системе управления реальным объектом.

Установка не требует дополнительных источников питания, так как питание всех датчиков предусмотрено конструкцией установки. Для регистрации выходных сигналов с датчиков на оперативной панели предусмотрены разъемы (9). Плавное регулирование напряжения питания датчиков в широком диапазоне (0 – 15 В) позволяет подключать регистрирующие устройства с различными входными характеристиками.

Конструкцией предусмотрено подключение линейной машины как от внутреннего источника питания (режим виброзащиты и стабилизации крена), собранного по работе [119], так и от внешних. Вход линейной машины защищён от



ошибочных действий экспериментатора быстродействующим плавким предохранителем.

Для управления линейной машиной собран силовой реверсивный управляемый преобразователь, подробное описание которого приведено в работе [53]. Управление преобразователем осуществляется от блока регуляторов, собранного на операционных усилителях. Для исследования системы с различными типами регуляторов в установке предусмотрены ручки управления, позволяющие выбрать тип регулятора. Для автономного исследования доступно четыре типа регуляторов: пропорциональный (П), пропорционально-интегральный (ПИ), пропорционально-дифференциальный (ПД) и пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД). Параметры регуляторов подобраны для установки в подразделе 4.3 и не изменяются.

Для исследования системы с другими типами регуляторов или другими законами управления, например, запрограммированных на микроконтроллере и передаваемых от стороннего цифро-аналогового преобразователя на оперативной панели предусмотрены разъемы прямого управления машиной.

В верхней части установки установлен неподвижный блок для проведения опытов по моделированию САУ углом крена.

Подключение элементов в установке выполнено пайкой. Разводка выполнена медным проводом. Для снижения погрешности, вносимой упругостью проводов питания ЛМПТ, предусмотрена вставка из провода повышенной гибкости.

Для снижения помех, возникающих в установке и выравнивания потенциалов между внешними установками предусмотрены соответствующие разъемы на оперативной панели.

Для оперативного визуального контроля положения хода якоря машины при проведении экспериментов и настройки стенда предусмотрена линейная градуированная шкала со стрелочным указателем, положение которого соответствует положению верхнего горизонтального профиля.

Кинематическая схема макетной установки показана на рисунке 48.

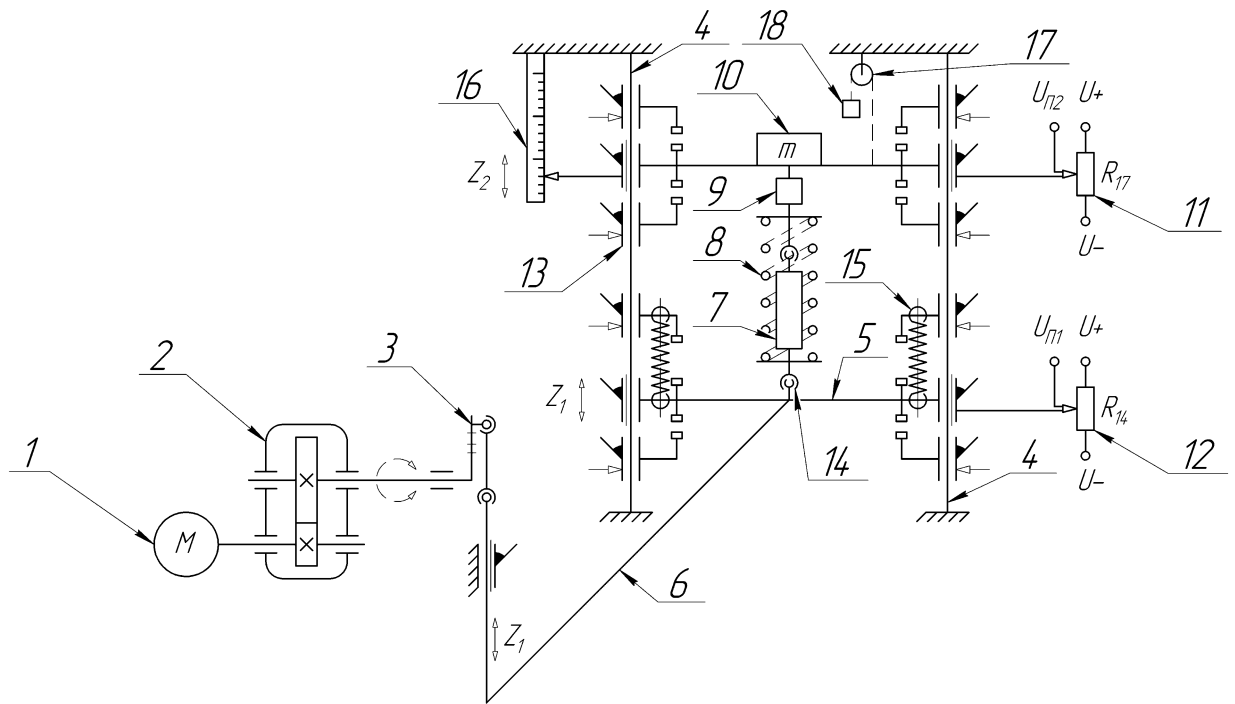


Рисунок 48 – Кинематическая схема макетной установки:

- 1 – приводной двигатель; 2 – редуктор; 3 – регулируемый кривошипный механизм;  
 4 – линейные направляющие; 5 – горизонтальный профиль; 6 – поводок; 7 – ЛМПТ;  
 8 – пружина; 9 – датчик усилий; 10 – набор гирь; 11, 12 – датчики положения; 13 – стопорный зажим; 14 – карданный шарнир; 15 – компенсационная пружина; 16 – шкала положения;  
 17 – блок; 18 – набор противовесов

Для проведения исследований статических и динамических характеристик линейной машины установка приводится к кинематической схеме, показанной на рисунке 50. Для этого на пружину устанавливаются стягивающие хомуты. Стопорные зажимы на линейных направляющих устанавливаются таким образом, чтобы ограничить ход линейной машины ( $Z_1 = 0$ ,  $Z_2 = 0$ ). Для того, чтобы не допускать искажения результатов измерений, связанных с компенсацией собственного веса якоря, установка располагается горизонтально на одной из торцевых стенок.

Для проведения исследований системы стабилизации угла крена, установка, приводится к кинематической схеме, показанной на рисунке 54. Для этого установка располагается вертикально на виброзащитные ножки. С пружины снимаются стягивающие хомуты. Стопорные зажимы на линейных направляющих устанавливаются таким образом, чтобы ограничить ход нижнего горизонтального профиля. Ход верхнего горизонтального профиля полностью свободен. Установка переводится в режим «Стабилизация угла крена», а на оперативной панели

устанавливаются перемычки между выходным каналом управляемого силового преобразователя и входом машины.

Для проведения исследований системы виброзащиты, установка, приводится к кинематической схеме, показанной на рисунке 59. Для этого установка располагается вертикально на виброзащитные ножки. С пружины снимаются стягивающие хомуты. Стопорные зажимы на линейных направляющих устанавливаются таким образом, чтобы освободить ход горизонтальных профилей. Компенсационная пружина устанавливается в состоянии начала натяжения при максимально высоком положении нижнего профиля. Установка переводится в режим «Виброзащита».

Для исследования замкнутой системы виброзащиты, на оперативной панели устанавливаются перемычки между выходным каналом регулятора и входом линейной машины.

Для исследования виброзащитных свойств активной подвески в пассивном режиме на оперативной панели к разъемам входа линейной машины подключаются внешние блоки, согласно схемам на рисунках 39, 42 и 44.

В приложении А показана принципиальная электрическая схема макетной установки. Поясним принцип работы схемы.

Источником питания и заземления схемы являются контакты X1. Для дополнительного уравнивания потенциалов между установкой и сторонним оборудованием предусмотрена клемма X3. Трансформатор T1 служит для снижения напряжения и гальванической развязки схемы от сети. В качестве линейных фильтров используются C1 по высокой стороне питания и сборка C2 – C7, L1 по низкой стороне. Выпрямленное напряжение VD1 сглаживается сборкой L2, C8, C9.

Сборка R1, R2, VD2, VD3 служит для создания опорного двухполярного напряжения  $\pm 15$  В питания операционного усилителя DA1. Сборка R3 – R8, DA1, VT1, VT2, C10 – C13, VD1, VD2 служит для создания двухполярного напряжения  $\pm 30$  В. Потенциометр R1 служит для грубой настройки смещения «0», а потенциометр R7 для более плавной. Диоды VD4 и VD5 служат для защиты

транзисторов VT1 и VT2 от возможных противоЭДС. Конденсаторы C10 – C13 служат для сглаживания напряжения при возможных скачкообразных бросках нагрузки.

Сборка DD1, DD2, R9 – R12, C14 – C21, VD6 – VD9 служит для создания стабилизированного напряжения  $\pm 15$  В питания датчиков положения (R14, R17), тензометрического датчика резисторного типа WE1, задатчиков R20 и R43, операционных усилителей DA2 – DA4. Настройка выполняется потенциометрами R9 и R10. Диоды VD6 и VD9 служат для защиты регулируемых стабилизаторов напряжения DD1 и DD2 от противоЭДС.

Аналогичная сборка DD3, R49 – R50, R52, C27 – C29, VD12 – VD13 служит для создания стабилизированного регулируемого напряжения 0-60 В питания приводного двигателя постоянного тока M1. Миллиамперметр, совместно с шунтирующим сопротивлением R53, а также вольтметр, совместно с сопротивлением R51 служат для измерения тока и напряжения в цепи приводного двигателя. Переключатель SA6 служит для изменения диапазона измеряемого напряжения (0-30 В и 0-60 В). Выключатель SA7 предназначен для включения приводного двигателя.

Потенциометры R13, R15, R16, R18, R19, R21, R42, R44 необходимы для наладки смещения напряжения и чувствительности задатчиков регуляторов положения, напряжения и датчиков положения, что компенсирует смещение от геометрического центра датчиков положения, возникающего при сборке установки.

Сборка R20 – R25, C23, C24, DA2, SA3 – SA4 – выполняет функцию регулятора положения в режиме «Стабилизация». Тумблеры SA3 – SA4 необходимы для задания режимов регулятора.

Сборка R26 – R31, C25, DA3, SA5 – выполняет функцию регулятора тока. Тумблер SA5 необходим для переключения между режимами «Стабилизация» и «Статика». Шунтирующее сопротивление R41 служит датчиком тока для регулятора.

Тумблер SA8 необходим для переключения между режимами «Виброзащита» и «Стабилизация угла крена». Конденсатор C22 дифференцирует сигнал с датчика

положения виброзащищаемого объекта, получая сигнал, соответствующий скорости перемещения виброзащищаемого объекта.

Подробное описание функционального назначения элементов регуляторов положения и тока, а также выбор их номинальных значений приведены в подразделе 4.3 диссертации.

В качестве пропорционального регулятора напряжения в режиме «Статика» выступает сборка R42 – R48, DA4.

Управляемый силовой преобразователь выполнен на элементах R32 – R40, C26, C27, VT3 – VT7, VD10, VD11. Питание преобразователя осуществляется от двухполярного источника  $\pm 30$  В.

Клеммы X2 служат для подключения линейной машины постоянного тока GM1 как к внешним источникам, так и к встроенному силовому преобразователю от клемм X4, что позволяет использовать сторонние измерительные устройства. Описание линейной машины постоянного тока приведено в подразделе 4.2 диссертации.

Клеммы X5 и X6 используются для подключения внешних регистрирующих устройств с датчиков положения и усилия.

В макетной установке использована одномассовая модель колебательной системы. Она реализована в виде массы и упругого элемента (пружины). Масса, включающая массу якоря ЛМПТ и дополнительные грузы, выбрана равной 0,86 кг. Жесткость пружины выбрана равной 392 Н/м.

Параметры установки выбраны исходя из условия подобия макетной установки и предполагаемой автомобильной подвески. Это возможно при совпадении времени релаксации, таким образом подобие определяется пропорциональностью коэффициентов вязкости и модулей упругости двух систем [120].

Постоянная времени колебательного звена, описывающего динамические свойства объекта управления, составляет

$$T = \sqrt{\frac{m}{c}} = \sqrt{\frac{0,86}{392}} = 0,047с,$$

и близка к постоянной времени, характерной для легкового автомобиля, рассматриваемого как объект виброзащиты и управления углом крена. Последняя в зависимости от марки автомобиля и его загрузки может варьировать в достаточно широком диапазоне. Характерное значение этой постоянной составляет около 0,1 с. Благодаря такому выбору обеспечивается аналогия динамических характеристик макетной установки и системы управления реальным объектом.

#### 4.2. Исследование статических и динамических характеристик исполнительного элемента

Исследование статических и динамических характеристик линейной машины постоянного тока [121, 122], конструкция которой представлена на рисунке 49, проводилось на установках, описанных в предыдущем подразделе.

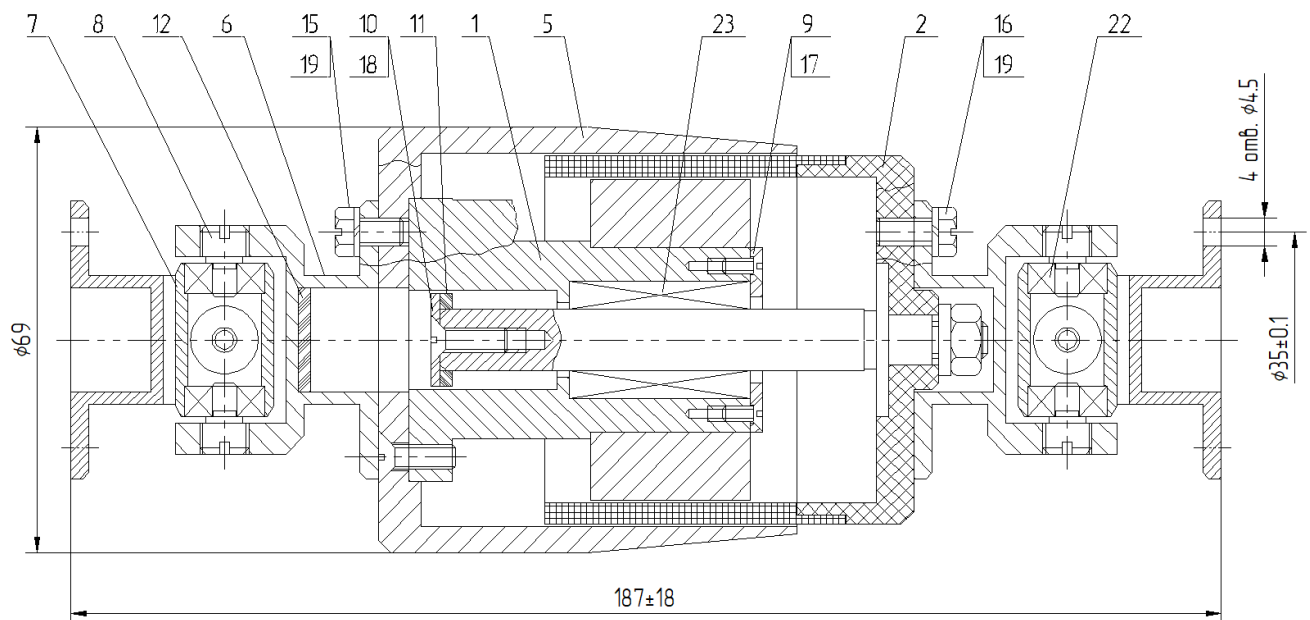


Рисунок 49 – Линейная машина постоянного тока: 1 – индуктор; 2 – катушка; 5 – ярмо; 6 – вилка; 7 – крестовина; 8 – винт; 9, 10, 19 – шайба; 11 – кольцо; 12 – диск; 15, 16 – болт; 17, 18 – винт; 22 – подшипник; 23 – линейный подшипник

Основные технические характеристики исследуемой линейной машины постоянного тока представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные технические характеристики линейной машины постоянного тока

Наименование параметра	Значение параметра	Единица измерения параметра
Максимальное тяговое усилие	20	Н
Напряжение питания	27	В
Сопротивление обмотки якоря	28,4	Ом
Ток в обмотке	0,81	А
Потери в машине	23	Вт
Наружный диаметр машины	69	мм
Рабочий ход	$\pm 8$	мм
Свободный ход	$\pm 18$	мм
Длина в среднем положении	90	мм
Электромагнитная постоянная времени	2,8	мс
Масса машины	1,8	кг

Для исследования статических и динамических характеристик исполнительного элемента использована кинематическая схема, приведенная на рисунке 50. Реализация кинематической схемы в макетной установке поясняется в подразделе 4.1.

При определении статических характеристик на обмотку якоря подается постоянное напряжение различной величины. С датчика усилий снимаются значения развиваемой силы в функции от якорного тока. Серии опытов проводились для различных положений якоря машины.

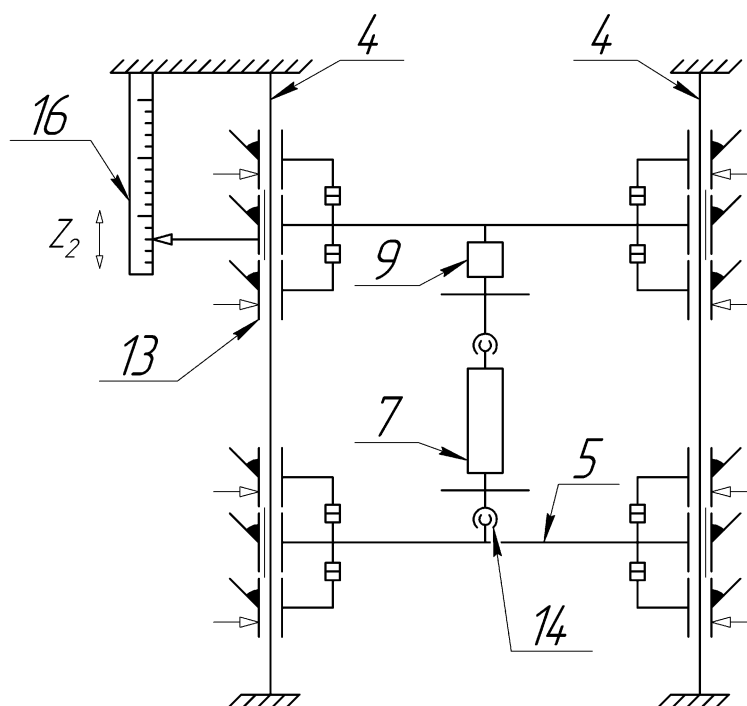


Рисунок 50 – Кинематическая схема (повернуто) макетной установки для снятия статических и динамических характеристик ЛМПТ (описание см. рис. 48)

В приложении Б представлены полученные экспериментально, путем обработки данных с датчика усилий, значения силы  $F_M$ , развиваемые линейной машиной от различных значений тока якоря при различном выходе якоря.

На рисунке 51 представлены графики зависимостей силы  $F_M$ , развиваемой линейной машиной от различных значений тока якоря при различном выходе якоря.

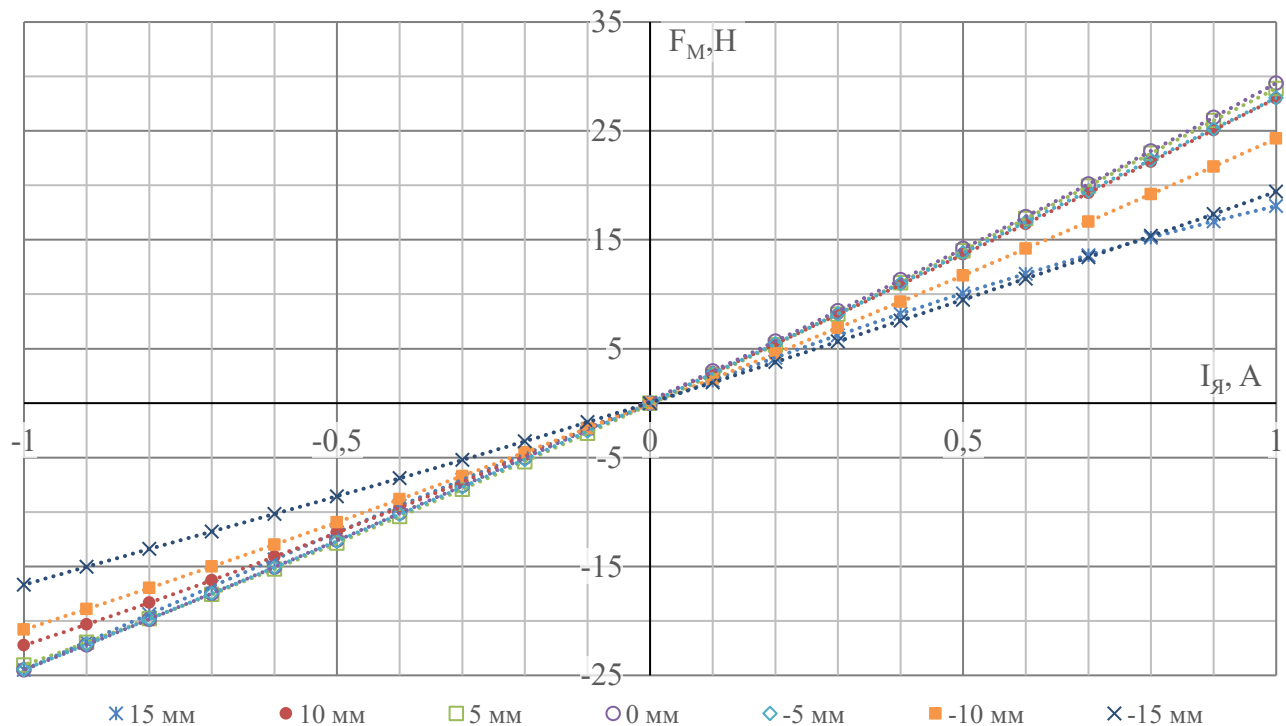


Рисунок 51 – Графики зависимостей развиваемой линейной машиной силы  $F_M$  при различном выходе якоря

Из графиков следует, что наибольшее усилие, развиваемое линейной машиной, приходится на центральное положение якоря. Это объясняется изменением потокоцепления якоря при его смещении относительно индуктора. Это явление накладывает ограничения на величину рабочего хода якоря при использовании машины в системе. В установившемся режиме при равномерном движении и отсутствии возмущения подвеска должна возвращаться в нейтральное положение, а при стабилизации крена, смещение якоря ЛМППТ не должно выходить за пределы рабочего хода якоря.

Динамические характеристики двигателя определялись при подаче на обмотку якоря переменного синусоидального напряжения варьируемой частоты. С датчика



усилий снимались значения развиваемой электромагнитной силы в функции от тока якоря. Осциллографом одновременно регистрировались значения тока якоря, и амплитуды электромагнитной силы. Серия опытов проводилась для различных величин выхода якоря линейной машины.

В таблице 2 представлены полученные экспериментально, путем обработки данных с датчика усилий, значения амплитуды силы  $F_M$ , развиваемой линейной машиной от различных значений частот питающего напряжения при среднем положении выхода якоря машины (0 мм).

Таблица 2 – Экспериментальные значения силы  $F_M$  ЛМПТ при различной частоте питающего напряжения

f, Гц	0,0	0,3	1,0	1,5	2,2	2,9	3,5	4,1	4,5	5,1
$F_M$ , Н	26,2	26,2	25,6	24,8	23,8	23,2	23,8	23,2	23,5	22,9

f, Гц	7,9	8,4	9,3	11,4	14,5	16,1	21,7	27,8	30,0
$F_M$ , Н	23,2	24,8	24,8	21,6	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8

По полученным значениям была построена зависимость амплитуды усилия, создаваемого заторможенной ЛМПТ от частоты гармонического изменения напряжения на якоре (рисунок 52).

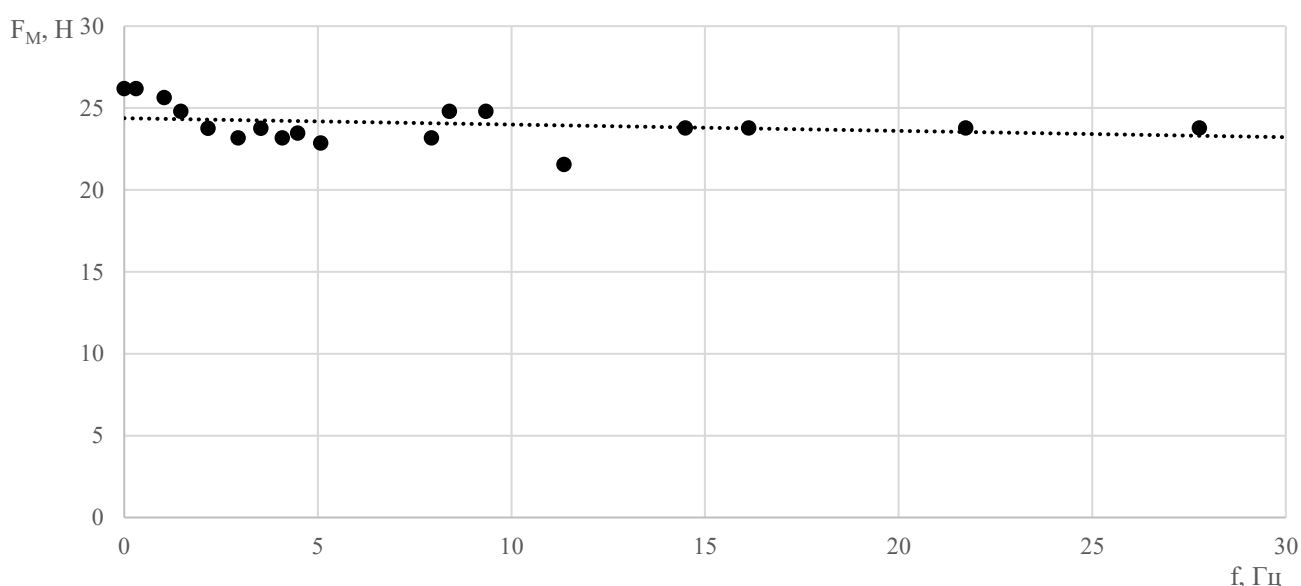


Рисунок 52 – Зависимость усилия, создаваемого заторможенной ЛМПТ от частоты гармонического изменения напряжения на якоре

Из рисунка 52 следует, что в рассмотренной области частот ЛМПТ передает входной сигнал практически без искажений (ошибка 9,2%).

Динамические свойства ЛМПТ описываются передаточной функцией апериодического звена с постоянной времени  $T_e = 2,8$  мс. Частота сопряжения для апериодического звена определяется как

$$f_c = \frac{1}{2\pi T_e} = \frac{1}{2\pi \cdot 2,8 \cdot 10^{-3}} \approx 56,8 \text{ Гц.}$$

Важно, что частота сопряжения превышает диапазон частот, использованных в дальнейших экспериментах. Это означает, что в рамках проведённых испытаний ЛМПТ работает в полосе пропускания, где её динамические свойства близки к безынерционным.

#### 4.3. Расчет параметров регуляторов макетной установки

Регуляторы для макетной установки выполнены на операционных усилителях. Для повышения точности настройки и снижения влияния помех по каналам обратной связи в автомобилях рекомендуется выполнять регуляторы на базе штатного бортового компьютера с применением датчиков с цифровым выходным сигналом, как это показано в работе [53].

Для расчета параметров регуляторов составим функциональную схему макетной установки (рисунок 53) в соответствии со структурными схемами, представленными на рисунках 23 и 29.

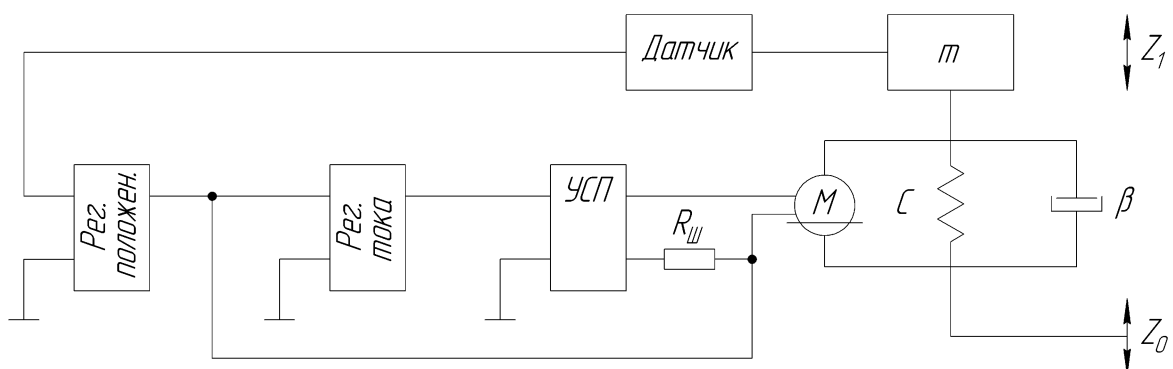


Рисунок 53 – Функциональная схема макетной установки

Расчет параметров регуляторов макетной установки начнем с внутреннего контура тока [123, 124].

Максимальное напряжения на выходе регулятора угла крена определяется напряжением насыщения операционного усилителя DA1<sup>1</sup> в нормальных условиях эксплуатации

$$U_{Omax} = 12 \text{ В.}$$

В качестве датчика тока применяется сопротивление R41. Сопротивление шунта выбрано на порядок меньше сопротивления якоря линейной машины  $R_{\text{я}} = 28,4 \text{ Ом}$ , чтобы не создавать дополнительных потерь и не завышать напряжение на выходе управляемого силового преобразователя. Коэффициент передачи датчика тока  $k_{\text{ДТ}} = 1 \text{ В/А}$ .

Максимальное напряжение на выходе датчика тока определяется током якоря линейной машины с учетом возможной (допустимой) перегрузки  $I_{\text{ЛМПТmax}} = 1 \text{ А}$ , и равно  $U_{\text{ДТmax}} = 1 \text{ В}$ .

Для выравнивания (согласования) уровня напряжений на выходе регулятора угла крена с максимальным напряжением датчика тока используется делитель напряжения R26-R27 с коэффициентом передачи

$$k_{\text{дел}} = \frac{U_{\text{ДТmax}}}{U_{\text{Omax}}} = 1/12 = 0,083.$$

Коэффициент усиления силового преобразователя<sup>2</sup>  $k_{\text{СО}} = 81$ .

Коэффициент передачи линейной машины по току

$$k_{\text{ЛМ.Т}} = \frac{I_{\text{ЛМ.НОМ}}}{U_{\text{ЛМ.НОМ}}} = \frac{0,81}{27} = 0,03 \text{ А/В.}$$

Коэффициент усиления токового контура

$$k_{\text{РТ}} = k_{\text{СО}} k_{\text{ДТ}} k_{\text{дел}} k_{\text{ЛМ.Т}} = 81 \cdot 1 \cdot 0,083 \cdot 0,03 = 0,2.$$

Малая некомпенсируемая постоянная времени токового контура определяется инерционностью управляемого силового преобразователя<sup>2</sup>  $T_{\text{СО}} = 0,02 \text{ с}$ .

<sup>1</sup> КР544УД1Б – операционный усилитель общего применения с полевыми транзисторами на выходе, Россия.

<sup>2</sup> [https://forum.cxem.net/index.php?/profile/10736-%D0%B0%D0%BD%D1%82%D0%BE%D0%BD12/content/page/3/&type=forums\\_topic\\_post](https://forum.cxem.net/index.php?/profile/10736-%D0%B0%D0%BD%D1%82%D0%BE%D0%BD12/content/page/3/&type=forums_topic_post) – усилитель 100 Вт.

Постоянная времени интегрирующего преобразования токового контура регулятора тока

$$T_{и.РТ} = 2T_{CO}k_{РТ} = 2 \cdot 0,02 \cdot 0,2 = 0,008 \text{ с.}$$

Передаточная функция токового регулятора имеет вид

$$W_{R1} = \frac{T_e p + 1}{T_{и.РТ} p} = \frac{0,0028p + 1}{0,008p}.$$

Аналогично определим параметры регулятора угла.

В подразделе 4.2 проведено исследование статических характеристик линейной машины. Как видно из рисунка 51, зависимость развиваемой силы от тока якоря линейна на всем диапазоне рабочих значений тока якоря, а отклонение развиваемой силы в области рабочего хода якоря незначительно, поэтому принимаем усредненное значение коэффициента передачи машины  $k_e = 25 \text{ Н/А}$ .

Коэффициент передачи объекта управления  $k_{OY} = \frac{1}{c} = \frac{1}{392} = 2,55 \cdot 10^{-3} \text{ М/Н}$ .

Коэффициент передачи датчика угла, приведенный к вертикальному перемещению защищаемого объекта  $k'_\alpha = 402 \text{ В/м}$ .

Коэффициент передачи замкнутого контура тока

$$k_{Т.ЗАМ} = 1 \text{ А/В.}$$

Коэффициент усиления разомкнутого внешнего контура:

$$k_{PY} = k_{Т.ЗАМ} k_{дел} k_e k_{OY} k'_\alpha = 1 \cdot 0,083 \cdot 25 \cdot 2,55 \cdot 10^{-3} \cdot 402 = 2,13.$$

Постоянная времени интегрирующего преобразования регулятора угла:

$$T_{и.РУ} = 4T_{CO}k_{PY} = 4 \cdot 0,02 \cdot 2,13 = 0,17 \text{ с.}$$

Передаточная функция регулятора положения (угла) имеет вид

$$W_{R2} = \frac{T_{CO} + 1}{T_{и.РУ} p} = \frac{0,02p + 1}{0,17p}.$$

Полученные результаты были использованы при разработке электрической принципиальной схемы макетной установки (приложение А) для проведения экспериментального исследования активной подвески в режиме виброзащиты.



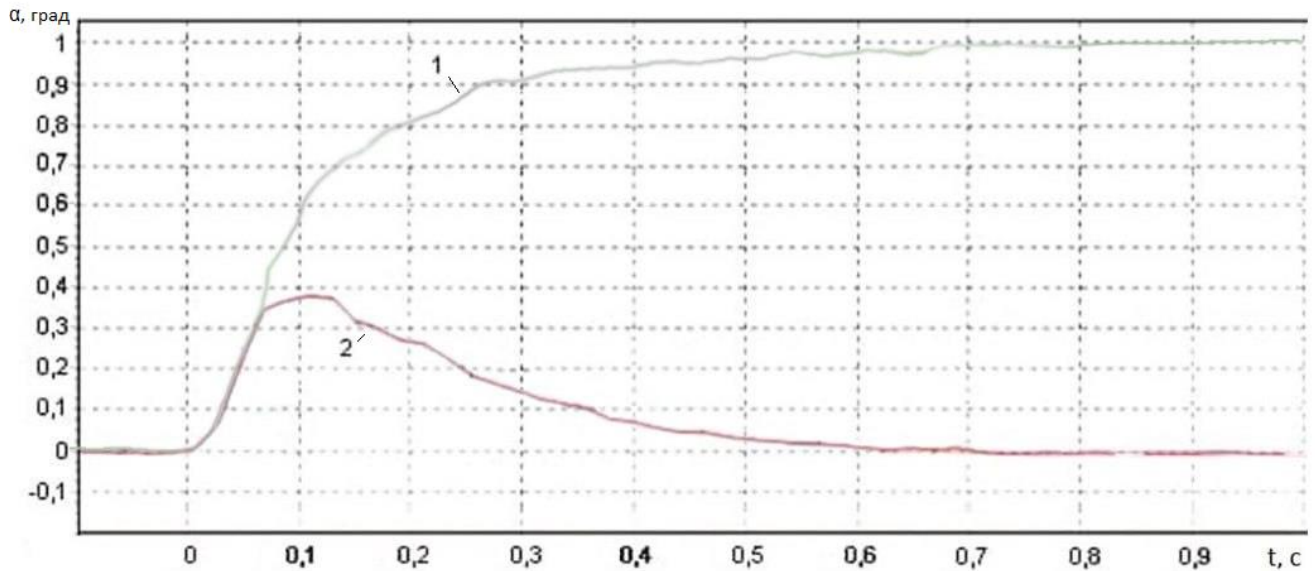


Рисунок 55 – Переходный процесс по возмущающему воздействию (эксперимент):  
1 – в разомкнутой системе; 2 – в замкнутой системе

По математической модели, изложенной в разделе 3, было осуществлено компьютерное моделирование переходного процесса стабилизации угла крена для параметров макетной установки (рисунок 56) и проведено сравнение полученных результатов с результатами физического эксперимента.

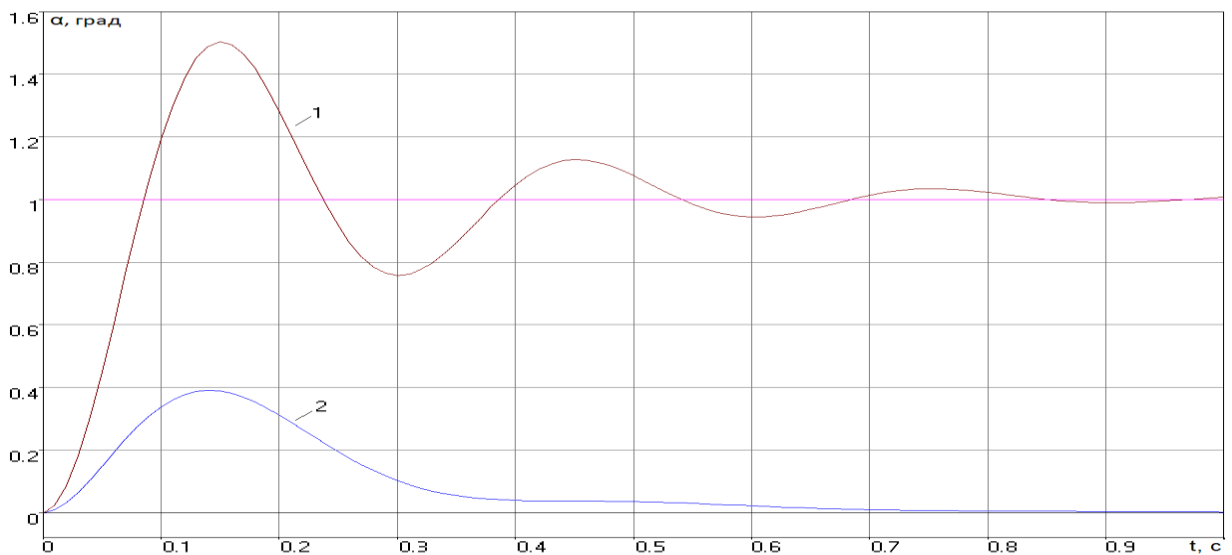


Рисунок 56 – Переходный процесс по возмущающему воздействию для макетной установки (моделирование): 1 – в разомкнутой системе; 2 – в замкнутой системе

Из рисунков 55 и 56 следует, что характеристики переходного процесса по возмущающему воздействию в замкнутой системе совпадают как по времени переходного процесса, так и по максимальному динамическому отклонению и сопоставимы с характеристиками переходного процесса для типичных параметров

автомобиля. Наблюдаемое несоответствие характеристик переходного процесса в разомкнутой системе при воздействии возмущения объясняется наличием нелинейности. Её источник – сухое трение, которое приводит к интенсивному затуханию свободных колебаний.

Для оценки динамических свойств системы по управляющему воздействию, без изменения кинематической схемы, задатчиком положения было задано ненулевое значение. Затем осуществили переключение сигнала задания с установленного положения на нулевое (и наоборот). Зарегистрированный осциллографом переходный процесс отработки системы по управляющему воздействию представлен на рисунке 57.

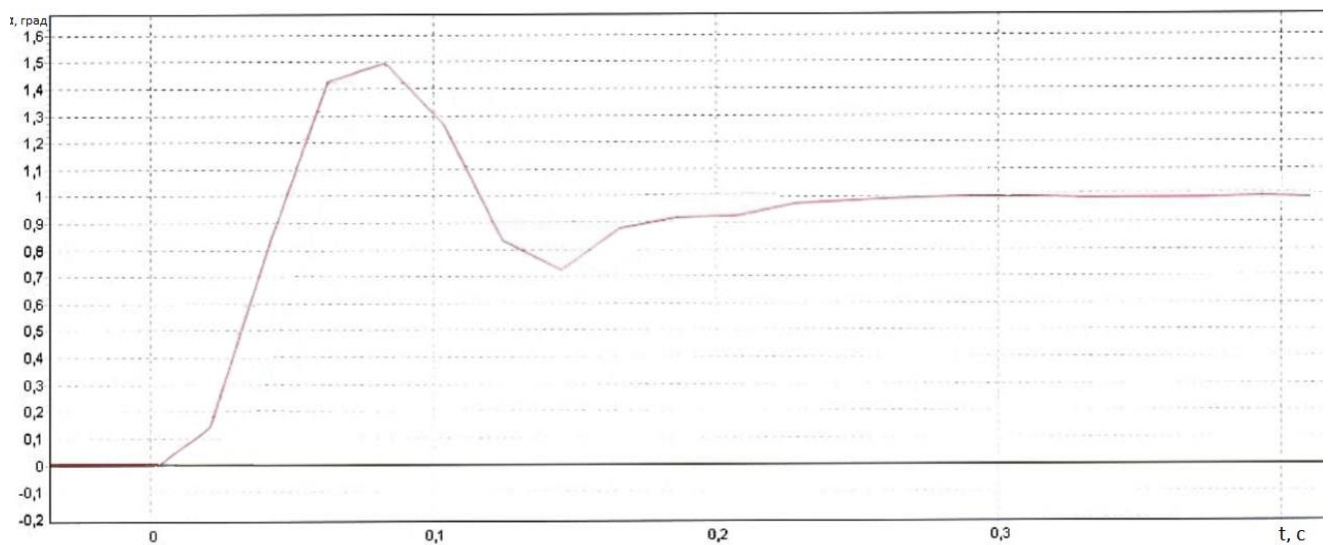


Рисунок 57 – Переходный процесс по управляющему воздействию в системе стабилизации угла крена на макетной установке (эксперимент)

Аналогично выполним компьютерное моделирование переходного процесса по управляющему воздействию для параметров макетной установки. Результат моделирования приведен на рисунке 58.

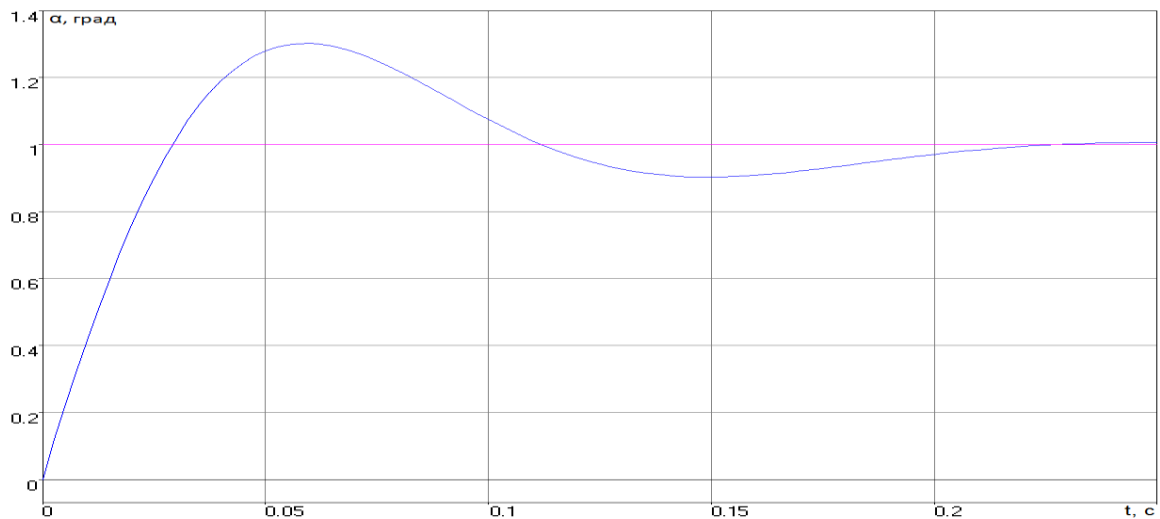


Рисунок 58 – Переходный процесс по управляющему воздействию в системе стабилизации угла крена для параметров макетной установки (моделирование)

Сопоставив графики, приведенные на рисунках 57 и 58 можно отметить, что время переходного процесса практически не отличается, а максимальное динамическое отклонение по расчетной модели от результатов эксперимента не превышает 12%.

#### 4.5. Моделирование системы виброзащиты

Для экспериментального исследования системы виброзащиты использована кинематическая схема, приведенная на рисунке 59.

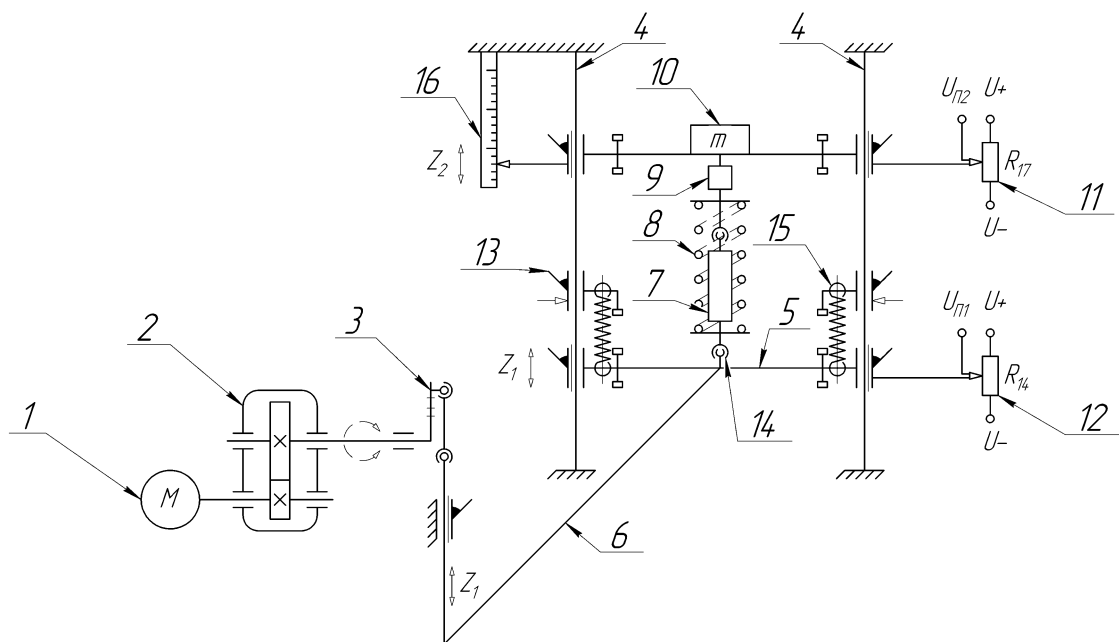


Рисунок 59 – Кинематическая схема макетной установки для моделирования системы виброзащиты (описание см. рис. 48)



В начале была исследована разомкнутая система виброзащиты. При испытаниях разомкнутой САУ виброзащиты одновременно регистрируют положения верхнего и нижнего профилей. Опыт проводился при различных амплитудах и частотах колебаний нижнего профиля. Гармонические колебания задавались кривошипно-шатунным механизмом, приводимым в движение двигателем постоянного тока с регулируемой частотой вращения. Амплитуда колебаний определялась плечом кривошипа, а частота - частотой вращения вала двигателя.

В эксперименте частота колебаний изменялась в диапазоне от 0,5 до 9 Гц. Амплитуда хода якоря варьировалась от 12 до 25 мм

На рисунке 60 приведена экспериментальная амплитудно-частотная характеристика разомкнутой системы виброзащиты.

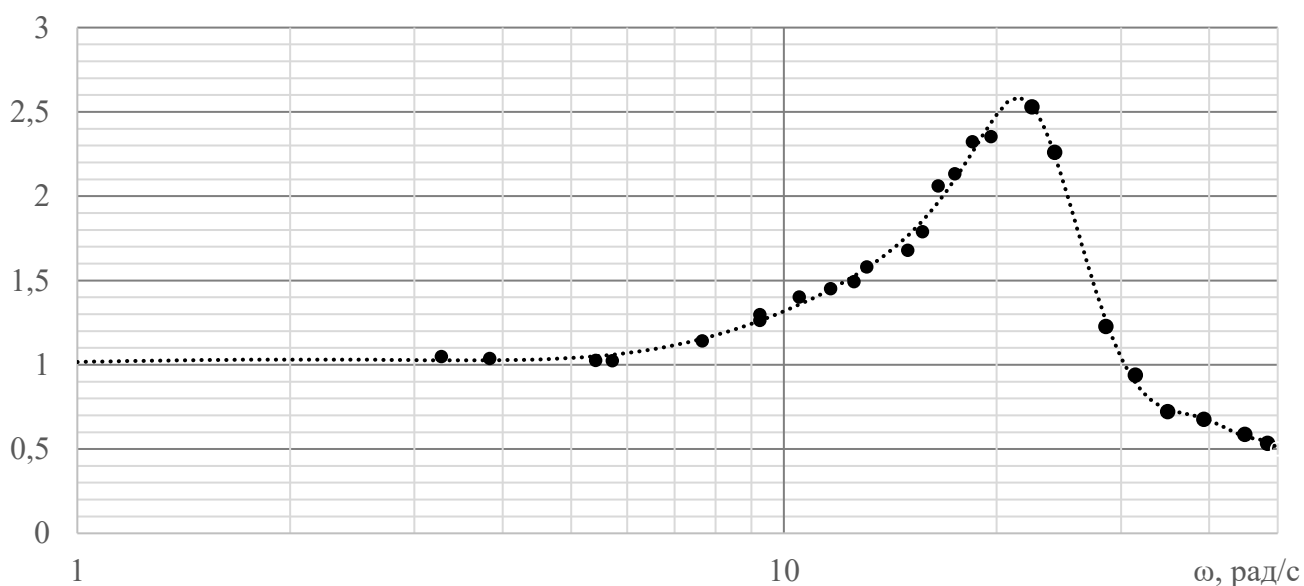


Рисунок 60 – Экспериментальная амплитудно-частотная характеристика разомкнутой системы виброзащиты

Компьютерное моделирование амплитудно-частотной характеристики разомкнутой системы виброзащиты для параметров макетной установки проводилось по математической модели и структурной схеме, изложенных в разделе 3 настоящей работы. Результат моделирования приведен на рисунке 61.

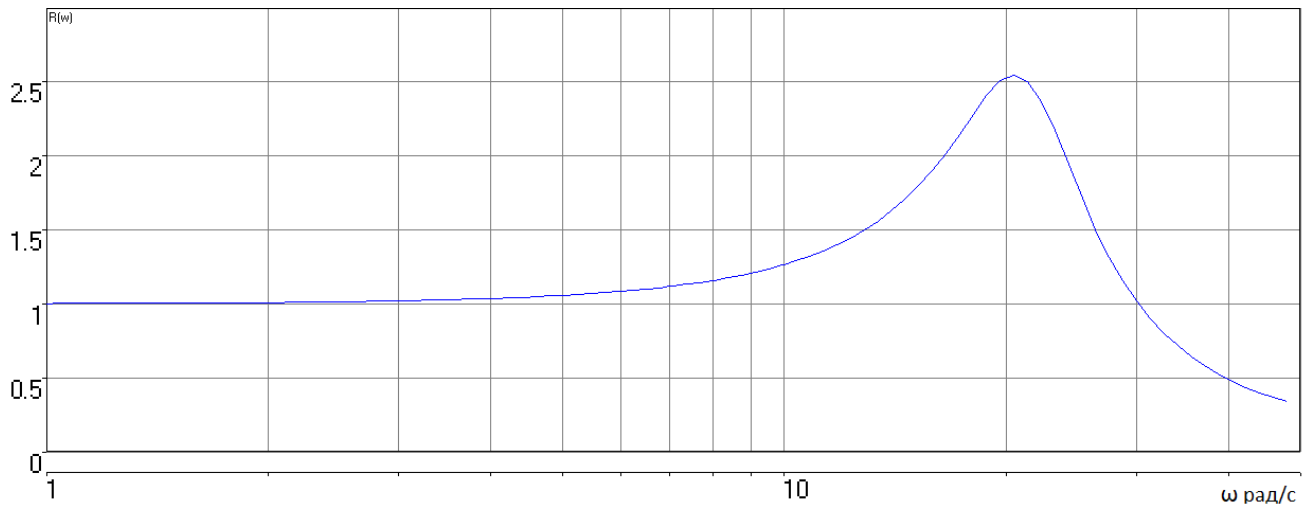


Рисунок 61 – Расчетная амплитудно-частотная характеристика разомкнутой системы виброзащиты для параметров макетной установки

Из рисунков 60 и 61 следует, что значения АЧХ, полученные экспериментально, практически совпадают с расчетной кривой. Дисперсия результатов эксперимента (0,94%) обусловлена погрешностью измерительных приборов<sup>1,2</sup>, ошибкой калибровки датчика положения и субъективной ошибкой наблюдателя при проведении эксперимента.

При исследовании замкнутой системы виброзащиты реального объекта используется отрицательная обратная связь по виброускорению, реализуемая с помощью акселерометра. Рассмотрена целесообразность использования интегрального регулятора и пропорционально-интегрального регулятора.

В экспериментальной установке обратная связь реализована с помощью датчика перемещения.

При использовании операторных уравнений для описания динамических характеристик системы преобразованию перемещения в ускорение соответствует оператор  $p^2$ . Следовательно, при замене обратной связи по виброускорению на связь по виброперемещению следует вместо интегрального регулятора использовать дифференцирующий регулятор. С учетом проблем реализации операции дифференцирования в системах управления, в экспериментальной

<sup>1</sup> Блок датчиков тока ( $\pm 1$  А;  $\pm 5$  А /  $\pm 5$  В) и напряжения ( $\pm 100$  В;  $\pm 100$  В /  $\pm 5$  В), тип 402.3, ООО «Учебная техника», Россия.

<sup>2</sup> АЦП/ЦАП-коннектор для доступа к входам/выходам платы ввода/вывода данных PCI 6023E (PCI 6024E) персонального компьютера, тип 330, ООО «Учебная техника», Россия.

установке применен пропорционально-дифференцирующий регулятор с передаточной функцией

$$W(p) = T_d p + 1. \quad (135)$$

Постоянная времени выбрана равной  $T_d = 0,016$  с.

При исследовании замкнутой системы виброзащиты на оперативной панели устанавливались переключки между выходным каналом регулятора и входом линейной машины. Во всех опытах одновременно регистрировались значения тока якоря ЛМПТ и положения верхнего и нижнего профилей. Опыт проводился для тех же значений амплитуд и частот колебаний, что и в разомкнутой системе.

На рисунке 62 приведена экспериментальная амплитудно-частотная характеристика замкнутой системы виброзащиты макетной установки.

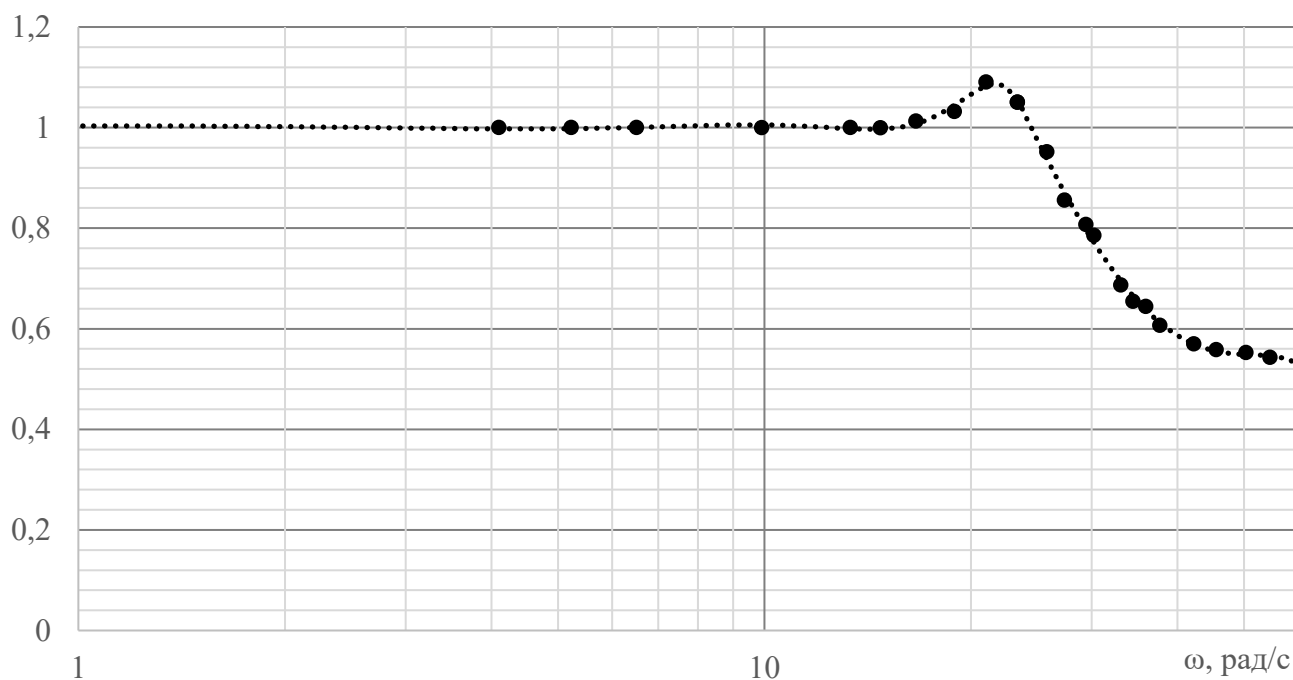


Рисунок 62 – Экспериментальная амплитудно-частотная характеристика замкнутой системы виброзащиты

Аналогично было проведено компьютерное моделирование амплитудно-частотной характеристики замкнутой системы виброзащиты для параметров макетной установки. Результат моделирования приведен на рисунке 63.

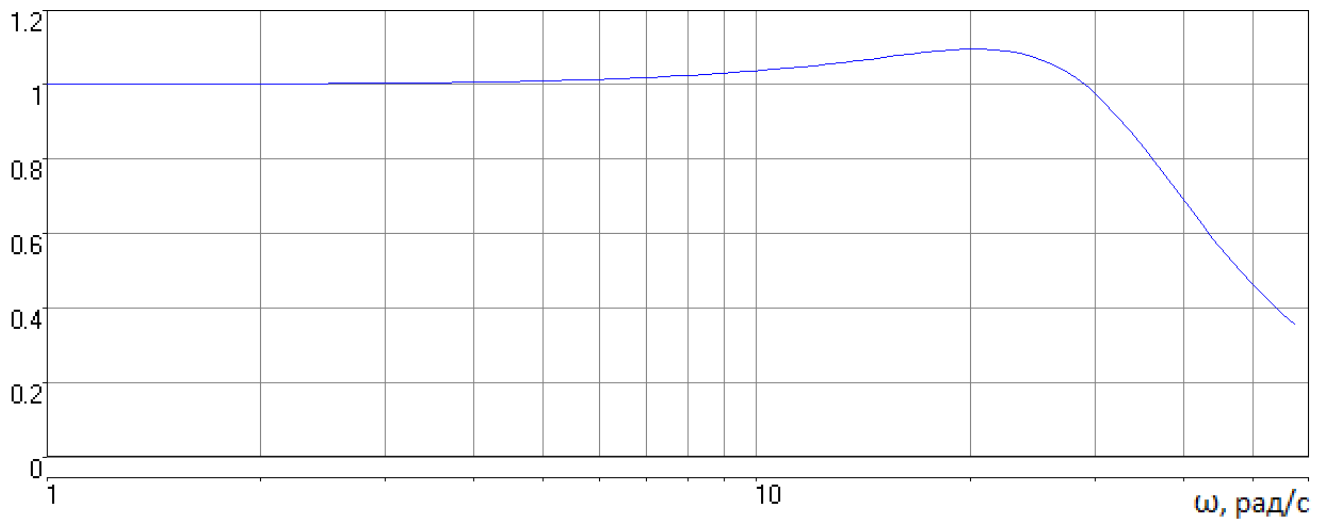


Рисунок 63 – Расчетная амплитудно-частотная характеристика замкнутой системы виброзащиты для параметров макетной установки

Из рисунков 62 и 63 следует, что значения АЧХ, полученные экспериментально, близки к расчетной кривой. Причины имеющейся невысокой дисперсии (3,41%) описаны выше. Амплитуда колебаний на резонансной частоте снижается в 2.4 раза в сравнении с разомкнутой системой.

В дальнейшем были проведены экспериментальные исследования виброзащитных свойств активной подвески в пассивном режиме при замыкании якоря ЛМППТ на добавочные сопротивления

На рисунке 64 приведена серия экспериментальных амплитудно-частотных характеристик виброзащитных свойств активной подвески в пассивном режиме для вариантов с различным добавочным сопротивлением.

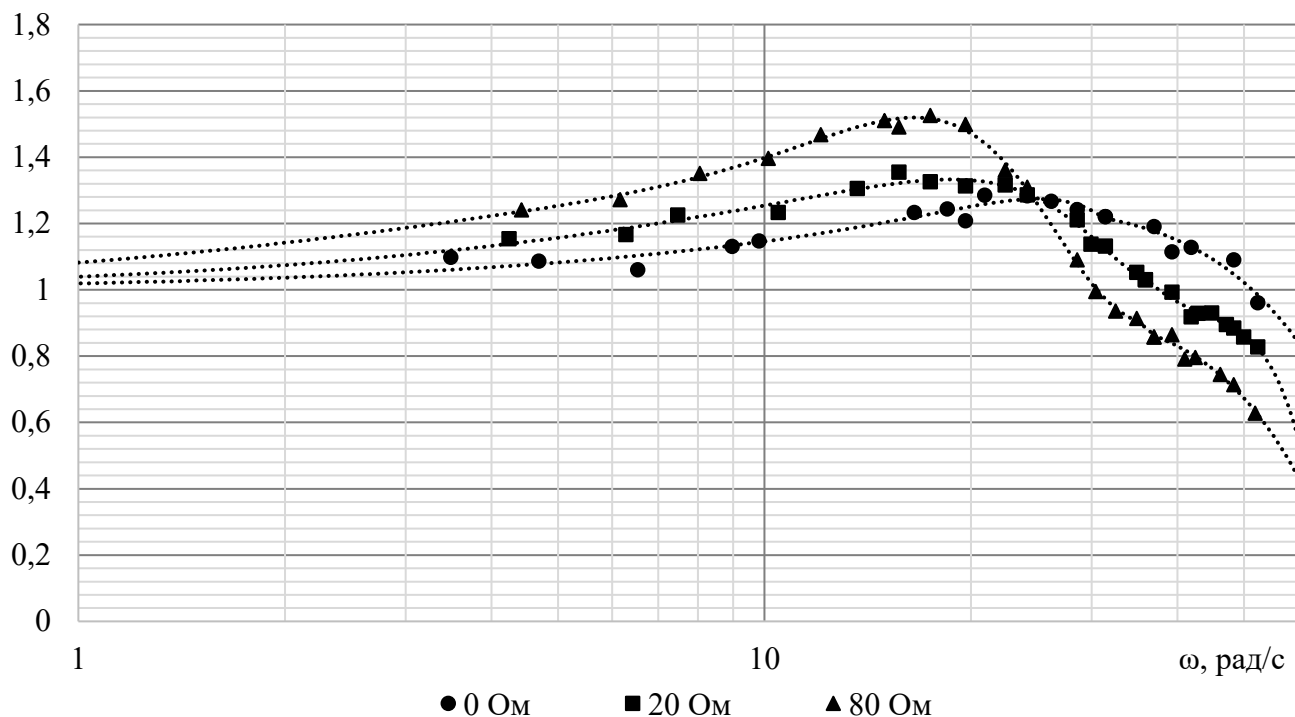


Рисунок 64 – Амплитудно-частотные характеристики виброзащитных свойств активной подвески в пассивном режиме с различными добавочными сопротивлениями

Для этих же значений добавочных сопротивлений было выполнено компьютерное моделирование амплитудно-частотной характеристики виброзащитных свойств активной подвески в пассивном режиме. Моделирование проводилось для параметров макетной установки согласно структурной схеме, представленной на рисунке 36. Результат моделирования приведен на рисунке 65.

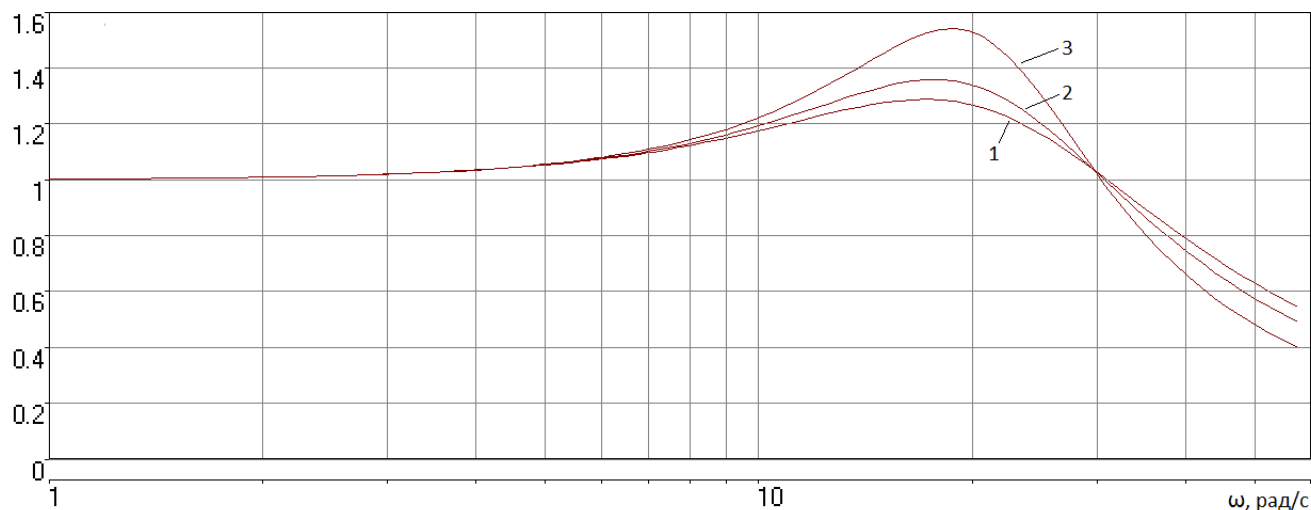


Рисунок 65 – Расчетные амплитудно-частотные характеристики виброзащитных свойств активной подвески в пассивном режиме с различными добавочными сопротивлениями:  
1 – 0 Ом; 2 – 20 Ом; 3 – 80 Ом

Из рисунков 64 и 65 следует, значения АЧХ, полученные экспериментально, отличаются от расчетных кривых не более, чем на 5.2%. Причины имеющихся расхождений описаны выше.

#### **4.6. Выводы по пятому разделу**

1. Разработанная макетная установка для исследования динамических характеристик системы стабилизации поперечной устойчивости автомобиля при действии центробежной силы и системы виброзащиты от возмущений со стороны дорожного покрытия с исполнительным элементом в виде линейной машины постоянного тока, позволила по результатам эксперимента верифицировать математические модели и методику синтеза регуляторов.

2. Исследования разработанной системы стабилизации поперечной устойчивости автомобиля на макетной установке показали возможность снижения максимального динамического отклонения угла крена при действии центробежной силы в 2,5 раза по сравнению с его отклонением без использования системы. Экспериментальные данные согласуются с результатами компьютерного моделирования.

3. Экспериментально и результатами компьютерного моделирования показана возможность снижения амплитуды колебаний кузова автомобиля, порождаемых возмущениями со стороны дорожного покрытия в 2.4 раза при использовании разработанной системы активной виброзащиты.

4. Согласованность результатов экспериментальных исследований и компьютерного моделирования динамических характеристик систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты подтверждают адекватность разработанных математических моделей и методик синтеза регуляторов.

5. Подтверждены демпфирующие свойства системы в пассивном режиме при замыкании якоря линейной машины на добавочное сопротивление, при этом амплитуда колебаний снижается примерно в 1.8 раза.

## Заключение

В результате выполненного исследования решены задачи, имеющие существенное значение для виброзащиты и стабилизации положения кузова автомобиля:

1. Анализ существующих математических моделей и технических решений, используемых при разработке активных систем виброзащиты и стабилизации угла крена показал, что существует ряд нерешенных проблем, препятствующих широкому внедрению этих перспективных систем в практику автомобилестроения. В частности, практически отсутствуют адекватные математические модели таких систем и методики их параметрического синтеза, что подтверждает актуальность темы исследования.

2. Разработана математическая модель системы активной подвески легкового автомобиля, ориентированная на синтез систем управления виброзащитой и поперечной устойчивостью в форме операторных уравнений и структурных схем, отражающая действие возмущений в виде неровностей дорожного покрытия и центробежной силы, возникающей при маневрировании и поворотах, и управляющего воздействия – дополнительного силового воздействия, создаваемого в подвеске исполнительным элементом. Силовое воздействие линейной машины позволяет решить две задачи – дополнительной виброзащиты и стабилизации угла крена.

3. Реализованный на базе активной подвески с линейной электрической машиной структурно-параметрический синтез систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты легкового автомобиля на примере Lada Largus позволил снизить в разработанных системах управления динамическое отклонение угла крена при отработке возмущающего воздействия в 2,5 раза по сравнению с его отклонением без использования системы. Высокая эффективность разработанной активной системы виброзащиты доказана экспериментальными исследованиями на макете и результатами компьютерного моделирования. Подтверждено снижение амплитуды колебаний кузова автомобиля, порождаемых возмущениями со стороны дорожного покрытия в 2,4 раза при использовании разработанной системы

активной виброзащиты в сравнении с используемой в настоящее время. Пассивная система виброзащиты дает снижение амплитуды колебаний в 1,8 раза.

4. Результаты экспериментальных исследований динамических характеристик активной системы виброзащиты и стабилизации угла крена на разработанной макетной установке подтвердили адекватность теоретических положений диссертационной работы.

5. Результаты диссертационной работы, в части анализа деформирующих усилий в подвеске автомобиля при поворотах и маневрировании, методик структурно-параметрического синтеза системы стабилизации поперечной устойчивости и системы виброзащиты на базе линейной машины постоянного тока использованы при разработке проектов активной подвески перспективных моделей автомобилей модельного ряда ЛАДА, что подтверждено справкой АО «АВТОВАЗ» об использовании результатов работы (приложение Г).

Результаты диссертационной работы рекомендуется использовать для проектирования и разработки активных систем виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости легковых автомобилей и других транспортных средств.

Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе на кафедре «Электромеханика и автомобильное электрооборудование» в Самарском государственном техническом университете при подготовке студентов по направлению 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника» (приложение В).

Перспективой дальнейшего развития исследования является разработка математических моделей и систем управления углом крена и виброзащиты автомобилей, учитывающих нелинейность элементов системы и вероятностный характер возмущающих воздействий; разработка и реализации на базе бортового компьютера, цифровых регуляторов и оптимального алгоритма автоматического переключения систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты, учитывающего информацию о контролируемых переменных.



### Список используемой литературы, источников и программ

1. Lineer Motor Aktüatörleri Pnömatik Silindirler Karşısında Enerji Maliyeti Tasarrufunu Hatasız Performans İle Birleştiriyor [Электронный ресурс] // Automation: [сайт]. [2016]. URL: <https://www.automationtr.com/lineer-motor-aktuatorleri-pnomatik-silindirler-karsisinda-enerji-maliyeti-tasarrufunu-hatasiz-performans-ile-birlestiriyor.html> (дата обращения: 17.10.2022).
2. Мятлов Г.Н. Алгоритмы управления и активная виброзащитная система прецизионного оптико-механического комплекса, Самарский государственный технический университет, Самара, диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.13.07 1998. 157 с.
3. Широков С.В. Исследование динамических воздействий на объекты ракетно-космической техники при морской транспортировке [Текст], Электромеханика и автомобильное электрооборудование, ФГБОУ ВПО "СамГТУ", Самара, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.13.06 2012. 120 с.
4. Рандин Д.Г. Электротехническая активная система виброзащиты с магнитореологическим демпфером, Электромеханика и автомобильное электрооборудование, Федеральное государственное образовательное учреждение высшего образования "Самарский государственный технический университет", Самара, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.09.03 2016. 133 с.
5. Кокорин А. Феномен Bose: почему лучшая в мире подвеска до сих пор не стала серийной // Колёса.ru. 2018. URL: <https://www.kolesa.ru/article/fenomen-bose-pochemu-luchshaya-v-mire-podveska-do-sih-por-ne-stala-serijnoj> (дата обращения: 09.09.2021).
6. ОСТ 37.001.277-84 Подвеска автотранспортных средств. Термины и определения. М.: Министерство автомобильной промышленности, 1984.

7. Буглак Т. Каретный вопрос // Author.Today. 2021. URL: <https://author.today/post/156144?ysclid=m4jz51suqs422072788> (дата обращения: 06.05.2022).
8. Salt F. Obadiah Elliott & the Elliptic Spring // The Carriage Journal, Vol. 53, No. 2, March 2015.
9. Dixon J.C. The Shock Absorber Handbook. Chichester: Professional engineering publishing, 2007. 432 pp.
10. Валеев А.Р., Зотов А.Н., Мостобаев Б.Н., Мовсумзаде Э.М. Развитие систем вибрационной защиты машин и оборудования // История и педагогика естествознания, Т. 3, № 4, 2021. С. 22-28.
11. Валеев А.Р. Анализ и разработка методов технической диагностики и вибрационной защиты нефтегазоперекачивающего оборудования, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Уфимский государственный нефтяной технический университет", Уфа, диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 5.6.6.; 2.8.5. 2022.
12. Артоболевский И.И., Боголюбов А.Н., Болотин В.В., Волоховский В.Ю., Жинжер Н.И., Мишенков Г.В., Москвин В.Г., Новичков Ю.Н., Окопный Ю.А., Парцевский В.В., Фролов К.В., Чирков В.П. Вибрации в технике: справочник в 6 томах. Т. 1 - Колебания линейных систем. Москва: Машиностроение, 1978. 352 с.
13. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. Переработанное 2-е изд. Москва: Наука, 1964. 440 с.
14. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самара: СГАУ, 1997. 334 с.
15. Кычкин В.И. Прикладная теория колебаний политехнический университет. Пермь: Пермский национальный исследовательский политехнический университет, 2014. 203 с.
16. Волченко Т.С. Оптимизация параметров виброзащиты грузовых автотранспортных средств по критерию минимума динамических нагрузок,

ФГБОУ ВПО "Южно-уральский государственный университет" (НИУ), Челябинск, дис.. кан. тех. наук: 01.02.06 2014.

17. Beijen M.A. Disturbance feedforward control for vibration isolation systems: analysis, design, and implementation, Universiteit Eindhoven, Proefschrift ter verkrijging van de graad van doctor aan de technische ISBN: 978-90-386-4459-2, 2018.
18. Лысенко А.В. Информационно-измерительная система управления активной виброзащитой радиоэлектронных устройств, ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет», Пенза, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.11.116 2014.
19. Абакумов А.М. Математическое моделирование и управление упругими деформациями динамических систем механического оборудования, Самарский государственный технический университет, Самара, диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.13.07 1996. 408 с.
20. Abakumov A.M., Goryachkin A.A., Ovsyannikov V.N. Mathematical models and structures of the vehicle lateral stability stabilization system // Technical Physics, Vol. 69, No. 12, May 2024. pp. 2749-2756.
21. Rashid M.M., Hussain M.A., Rahim N.A., Momoh J.S. Development of a semi-active car suspension control system using magnetorheological damper model // International journal of mechanical and materials engineering. January 2007. Vol. 2. No. 2. pp. 93-108.
22. Абакумов А.М., Рандин Д.Г., Овсянников В.Н. Структурно-параметрический синтез активной системы виброзащиты
23. Рандин Д.Г. Исследование активной системы виброзащиты с управляемым демпфером // Научно-технический вестник Поволжья. 2012. № 4. С. 177-185.
24. Рандин Д.Г. Исследование динамических характеристик управляемого демпфера // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2013. № 2 (38). С. 64-70.

25. Абакумов А.М., Рандин Д.Г., Горячкин А.А. Research of a nonlinear vibration isolation system with a controlled magnetorheological damper // Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2021.
26. Basargan H., Mihály A., Gáspár P., Sename O. Adaptive semi-active suspension and cruise control through LPV technique // Applied Sciences. December 2020. Vol. 11. No. 1. pp. 1-16.
27. Рандин Д.Г., Тулупов П.В. Исследование эффективности системы активной виброзащиты с различными типами регуляторов // Известия МГТУ МАМИ, № 1(43), 2020. С. 88-96.
28. Абакумов А.М., Рандин Д.Г., Азаров Д.Н. Исследование эффективности активной виброзащиты с различными типами регуляторов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, Т. 17, № 6(3), 2015. С. 741-744.
29. Равкин Г.О. Пневматическая подвеска автомобиля. Москва: МАШГИЗ, 1962. 288 с.
30. Land Rover. Пневматическая подвеска Range Rover (LM): Пособие для технического персонала. 2006. 71 с.
31. Hamilton F. How to Build a Low Rider. Cartech, 1996. 128 pp.
32. Coote R. The Science of Hydraulic Suspension. AuthorHouse, 2004. 228 pp.
33. Якубов С.С., Буртаков Б.Е., Кабиров Ф.З., Беляев А.Р., Чагин В.Г., Мардеев И.А., Савостин С.Г., Арсеньев М.В., Рыжиков Е.А., Конопко С.Б. Гидропневматическая подвеска транспортного средства, Изобретение RU2280565C1, декабрь 30, 2004.
34. Ahmed A.E.N.S., Ali A.S., Ghazaly N.M., Abd el- Jaber G.T. PID controller of active suspension system for a quarter car model // International journal of advances in engineering & technology, Vol. 8, No. 6, December 2015. pp. 899-909.

35. Abdulwahab Q.T., Yaseen D.T. Active vibration control of linear and nonlinear quarter car suspension system using PID and fuzzy logic controllers // Thi-Qar university journal for engineering sciences. March 2013. Vol. 4. No. 3.
36. Абакумов А.М., Агеев В.Е., Мятлов Г.Н. Система активной виброзащиты, Изобретение RU2115844C1, Aug 08, 1998.
37. Абакумов А.М., Агеев В.Е., Мятлов Г.Н. Активная виброзащита прецизионного оптико-механического стенда // Первая Поволжская конференция по проблемам двойного применения: тезисы докладов научно-технической конференции, 1995. С. 14.
38. Абакумов А.М., Мятлов Г.Н., Винокуров А.А. Электромеханические системы виброзащиты прецизионных объектов с использованием нейронных сетей // Электротехника. Август 2008. № 8. С. 57-61.
39. Мятлов Г.Н., Винокуров А.А. Обучение нейронной сети управления активной виброзащитной системой // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки, № 1(19), 2007. С. 56-59.
40. Мятлов Г.Н., Винокуров А.А. Частные математические модели объектов управления активных средств виброзащиты // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки, № 1 (21), 2008. С. 153-159.
41. Liu C., Zhao R., Yu K., Pueh Lee H., Liao L. A quasi-zero-stiffness device capable of vibration isolation and energy harvesting using piezoelectric buckled beams // Energy. October 2021. Vol. 233. No. 121146. pp. 3-39.
42. Yoshioka H., Takahashi Y., Katayama K., Imazawa T. An active microvibration isolation system for hi-tech manufacturing facilities // Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 123, No. 2, April 2001. pp. 269-275.
43. Горячкин А.А. Электротехническая система активной виброзащиты на базе линейной электрической машины // Сборник тезисов докладов участников четвертой Международной научной конференции «Наука будущего» и

- шестого Всероссийского молодежного научного форума «Наука будущего-наука молодых». М. 2021. С. 108.
44. Meng Q., Chen C.C., Wang P., Sun Z.Y., Li B. Study on vehicle active suspension system control method based on homogeneous domination approach // Asian Journal of Control, Vol. 23, No. 13, July 2019. pp. 561-571.
  45. Ратцев Я.А. Линейный двигатель постоянного тока бортового электротехнического комплекса и методика его оптимизационного проектирования, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Самарский государственный технический университет», Самара, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 2.4.2 2024.
  46. Макаричев Ю.А., Ратцев Я.А., Горячкин А.А. Математическая модель линейного двигателя системы позиционирования // Известия Тульского государственного университета. Технические науки, № 4, 2024. С. 380-383.
  47. Анучин А.С. Методики расчета параметров цифрового ПИ-регулятора в электроприводе // Электротехника. 2014. № 5. С. 32-39.
  48. Анучин А.С. Разработка цифровых систем эффективного управления комплектов тягового электрооборудования гибридных электрических транспортных средств, кафедра автоматизированного электропривода, ФГБОУ ВО "Национальный исследовательский университет "МЭИ", Москва, диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.09.03 2018. 445 с.
  49. Анучин А.С. Структуры цифрового ПИ-регулятора для электропривода // Электротехника. 2014. № 7. С. 2-6.
  50. Карпов В.Э. ПИД-управление в нестрогом изложении [Текст]: учебно-методическое пособие. М.: НИЦ "Курчатовский институт", 2012. 27 с.
  51. Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления. М: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. 832 с.

52. Солодовников В.В., Коньков В.Г., Суханов В.А., Шевяков О.В. Микропроцессорные автоматические системы регулирования. Основы теории и элементы: Учебное пособие. Москва: Высшая школа, 1991. 255 с.
53. Горячкин А.А., Рандин Д.Г. Микропроцессорная система управления линейным двигателем в системе активной виброзащиты // Материалы международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии" (XXI Бенардосовские чтения), посвященной 140-летию изобретения электросварки Н.Н. Бенардосом. Иваново. 2021. Т. 3. С. 128-136.
54. Shahadat M.M.Z., Mizuno T., Isino Y., Takasaki M. 2015 European control conference (ECC) // Improvement of vibration isolation characteristics by Kalman-filter estimated acceleration feedback. Linz. 2015. pp. 1106-1111.
55. Misaghi S., Tirado C., Nazarian S., Carrasco C. Impact of pavement roughness and suspension systems on vehicle dynamic loads on flexible pavements // Transportation Engineering, No. 3, 100045, March 2021.
56. Basargan H., Mihály A., Gáspár P., Sename O. Road quality information based adaptive semi-active suspension control // Periodica polytechnica transportation engineering. 2021. Vol. 49. No. 3. pp. 210-217.
57. Кулагин В.А. Разработка комплекса математических моделей подвески легкового автомобиля для анализа усталостной долговечности // Известия МГТУ "МАМИ", Т. 15, № 4 (50), 2021. С. 32-42.
58. Lukoševičius V., Makaras R., Rutka A., Kersys R. Investigation of vehicle stability with consideration of suspension performance // Applied sciences, Vol. 11, 9778, No. 20, October 2021. pp. 1-32.
59. Калинин С.Н., Лындин С.В. Стенд для испытания подвески транспортного средства, Полезная модель RU37215U1, январь 14, 2004.
60. Дубровский А.Ф., Артемьев С.Н., Дубровский С.А., Гричанюк М.В., Рябов Н.М. Стенд для испытания подвески транспортного средства, Изобретение RU2320971C1, октябрь 31, 2006.

61. ГОСТ Р 53827-2010. Автомобильные транспортные средства. Приружины, цилиндрические винтовые, торсионы, стабилизаторы подвески. Технические требования и методы испытаний. Москва: Стандартинформ, 2010. 22 с.
62. Назад в будущее Электромагнитная подвеска bose [Электронный ресурс] // DRIVE2.RU: [сайт]. [2014]. URL: <https://www.drive2.ru/b/1375758/?ysclid=m4bbi0qlnp343769135> (дата обращения: 14.май.2024).
63. Апрезов С., Мамонтов Д., Черняускас В. Незримая опека // Популярная механика, № 1(99), январь 2011.
64. Попов А.В., Горбунов А.А. Выбор типа активной системы стабилизации поперечной устойчивости при проектировании автомобильных транспортных средств // Современные научные исследования и инновации. 2016. №8 [Электронный ресурс ]. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2016/08/70289> (дата обращения: 28.07.2022).
65. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. Москва: Машиностроение, 1971. 416 с.
66. Кравец В.Н. Теория автомобиля: учебник. 2-е., переработанное-е изд. Нижний Новгород: Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2013. 413 с.
67. Сазонов И.С., Ким В.А., Ки Йонг Чой. Теория автомобиля: учебное пособие. Могилев: ГУВПО "Белорусско-Российский университет", 2017. 164 с.
68. Селифонов В.В., Хусаинов А.Ш., Ломакин В.В. Теория автомобиля: учебное пособие. М.: МГТУ "МАМИ", 2007. 102 с.
69. Хусаинов А.Ш., Селифонов В.В. Теория автомобиля. Конспект лекций. Ульяновск: УлГТУ, 2008. 121 с.
70. Горячкин А.А., Ратцев Я.А. Исследование силовых воздействий на подвеску легкового автомобиля на повороте // Научный потенциал молодежи и технический прогресс. Материалы VII Всероссийской научно-практической



конференции. Санкт-Петербург, 15 мая 2024 г. Санкт-Петербург. май 2024. С. 58-62.

71. Тягунов А.Е., Карташов А.Б. Расчет и обоснование конструктивных параметров автомобильных механических стабилизаторов поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью // Известия МГТУ "МАМИ", Т. 11, № 2 (32), 2017. С. 64-71.
72. Жданов А.А., Липкевич Д.Б. AdCAS - система автономного адаптивного управления активной подвеской автомобиля // Труды Института системного программирования РАН. 2004. Т. 7. С. 119-159.
73. Абакумов А.М., Рандин Д.Г., Бочков В.В. Исследование активной системы виброзащиты на основе линейного двигателя постоянного тока // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки, № 3 (59), 2018. С. 118-128.
74. Rasid S.M.R., Mizuno T., Ishino Y., Takasaki M., Hara M., Yamaguchi D. Design and control of active vibration isolation system with an active dynamic vibration absorber operating as accelerometer // Journal of Sound and Vibration, Vol. 438, January 2019. pp. 175-190.
75. Абакумов А.М., Горячкин А.А., Овсянников В.Н. Математические модели и структуры системы стабилизации поперечной устойчивости автомобиля // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки, Т. 31, № 1, март 2023. С. 60-75.
76. Абакумов А.М., Горячкин А.А., Рандин Д.Г. Исследование системы стабилизации поперечной устойчивости автомобиля с электромеханической активной подвеской // Вопросы электротехнологии, Т. 38, № 1, март 2023. С. 29-36.
77. Суходоля А.В., Гулый В.В., Соколов Д.Д. Электромеханический компенсатор крена высокоскоростного автомобиля // Транспортное дело России. 2023. № 3. С. 164-166.

78. Чичварин А.В. Динамика активной системы виброизоляции с механизмами параллельной структуры, ГОУ ВПО "Орловский государственный технический университет", Орел, дис.. кан. тех. наук: 01.02.06 2006.
79. ООО "БОУЗ Р.К." Bose Suspension System [Электронный ресурс] // Bose. Россия: [сайт]. [2013]. URL: [http://bose.ru/knowarticle/?ELEMENT\\_ID=489](http://bose.ru/knowarticle/?ELEMENT_ID=489) (дата обращения: 4.май.2024).
80. Ефимов И.Н., Морозов Е.А., Гушин А.С. Электромеханическая подвеска, Полезная модель RU 167627 U1, октябрь 14, 2015.
81. Ефимов И.Н., Морозов Е.А., Гушин А.С. Адаптивная подвеска, Полезная модель RU 154616 U1, март 03, 2015.
82. Морозов Е.А., Батуев А.С. Адаптивная подвеска, Изобретение RU2783015C1, июнь 14, 2022.
83. Мартынов Н.В., Дегтяренко В.В., Чешенко Г.И., Аврамов Д.В., Опарин С.Г. Активная подвеска транспортного средства, Изобретение RU2019439C1, январь 11, 1991.
84. Якубов С.С., Буртаков Б.Е., Кабиров Ф.З., Беляев А.Р., Чагин В.Г., Мардеев И.А., Савостин С.Г., Арсеньев М.В., Рыжиков Е.А., Конопко С.Б. Гидравлическая система стабилизации поперечной устойчивости транспортного средства, Изобретение RU2318678C1, август 04, 2006.
85. Шарапов В.Д., Фурунжиев Р.И., Останин А.Н., Рудня М.Я., Опейко А.Ф., Ломако Г.А. Система управления активными подвесками многоосного транспортного средства, Изобретение SU1150103A, февраль 28, 1983.
86. Быковец С.П., Лебедев А.Л., Ломако Г.А., Опейко А.Ф., Останин А.Н., Пекелис И.В., Свиридов Л.В. Система управления активными подвесками многоопорного транспортного средства, Изобретение SU1527022A1, февраль 25, 1988.
87. Шарапов Д.В. Система управления активными подвесками транспортного средства, Изобретение SU1572838A1, август 23, 1988.

88. Окольников В.В., Чешенко Г.И., Осипов В.В., Хавханов В.П. Система управления активной подвеской транспортного средства, Изобретение SU1789358A1, декабрь 29, 1990.
89. Ghoneim Y.A., Bielaczek C. Method and apparatus for vehicle integrated chassis control system, Invention US6879898B2, april 12, 2005.
90. Чешенко Г.И., Окольников В.В., Деркачев В.В., Аврамов Д.В., Дегтяренко В.В., Мартынов Н.В. Система управления подвеской транспортного средства, Изобретение RU2019438C1, март 05, 1991.
91. Гонейм Ю., Хельд Ф. Адаптивное управление подвеской транспортного средства, Изобретение RU2497692C2, апрель 01, 2009.
92. Delphi Россия. Роль датчика угла поворота рулевого колеса в современных автомобилях [Электронный ресурс] // Drive2.ru: [сайт]. [2020]. URL: <https://www.drive2.ru/o/b/553150557112500551/> (дата обращения: 19.05.2024).
93. Лата В.Н. Основы моделирования управляемого движения автомобиля: учебное пособие. Тольятти: ТГУ, 2012. 68 с.
94. ГОСТ 52302-2004 Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. Москва: ИПК Издательство стандартов, 2005. 30 с.
95. MacInnis D.D., Cliff W.E., Ising K.W. Comparison of moment of inertia estimation techniques for vehicle dynamics simulation // SAE Technical Papers Series, No. 970951, February 1997. pp. 99-116.
96. Дробышевская О.В., Колесникович А.Н., Матушкина О.В. Расчетное определение инерционных свойств автомобиля для моделирования динамики движения в задачах управляемости и устойчивости // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки, 2012. С. 56-62.

97. Никонов В.Н. Уравнения движения. Момент инерции автомобиля [Электронный ресурс] // Праворуб: [сайт]. [2015]. URL: <https://pravorub.ru/articles/48341.html?ysclid=lv83le5vs8274343715> (дата обращения: 19.04.2024).
98. Гернет М.М., Ратобыльский В.Ф. Определение моментов инерции. Москва: Машиностроение, 1969. 247 с.
99. Молибошко Л.А. Компьютерное моделирование автомобилей: учебное пособие для студентов специальности «Автомобилестроение» учреждений, обеспечивающих получение высшего образования. Минск: ИВЦ Минфина, 2007. 280 с.
100. Балк М.Б. Геометрические приложения понятия о центре тяжести. Москва: Государственное издательство физико-математической литературы, 1959. 230 с.
101. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобилей: учебное пособие. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. 368 с.
102. Городецкий А.С. Лира-САПР. R2.3-е изд. НИИАСС, 2024. Программа.
103. Певзнер Я.М., Гридасов Г.Г., Конев А.Д., Плетнев А.Е. Колебания автомобиля. Испытания и исследования. Москва: Машиностроение, 1979. 208 с.
104. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. 3-е изд. Москва: Машиностроение, 1972. 392 с.
105. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С., Гольдин Г.В., Додонов Б.М., Жигарев В.П., Кольцов В.И., Юрик В.С., Яковлев Е.И. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель. Москва: Машиностроение, 1976. 535 с.
106. Абакумов А.М. Теория автоматического управления: учебно-методическое пособие. Самара: Самарский государственный технический университет, 2001. 74 с.

107. Букреев В.Г., Краснов И.Ю. Основы теории регулирования непрерывных систем. Томск: Издательство ТПУ, 2006. 119 с.
108. Солодовников В.В. Теоретическая кибернетика. Теория автоматического регулирования. Книга 1. Москва: Машиностроение, 1967. 770 с.
109. Анучин А.С. Системы управления электроприводов: учебник для вузов. Москва: Издательский дом МЭИ, 2015. 373 с.
110. Абакумов А.М., Рандин Д.Г. Управление электромеханическими преобразователями. переработанное и дополненное 2-е изд. Самара: Самарский государственный технический университет, 2019. 243 с.
111. Рапопорт Э.Я. Системы подчиненного регулирования электроприводов постоянного тока. Куйбышев: КПТИ, 1985. 56 с.
112. Терехов В.М., Осипов О.И. Система управления электроприводов. Учебник. стер., 2-е изд. М.: Издательский центр "Академия", 2003. 304 с.
113. Фрер Ф., Орттенбургер Ф. Введение в электронную технику регулирования. М.: Энергия, 1973. 192 с.
114. Задание на разработку проектной документации в связи с постановкой на производство легковых автомобилей на платформе В0 (автомобиль LADA RF-90 и универсальные мощности). Тольятти: ОАО "АвтоВАЗ", 2010. 25 с.
115. Кафедра автоматики и процессов управления. Анализатор структурно-сложных систем управления CLASSiC. 3.01-е изд. СПб.: Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет, 1998. Программа.
116. Соколова Е.М., Мощинский Ю.А., Шумов К.В. Линейный генератор с постоянными магнитами в схеме электрического амортизатора // Электротехнические системы и комплексы. 2018. Т. 39. № 2. С. 70-74.
117. Казаков Ю.Б., Егоров И.С. Электротехническая система преобразования энергии колебаний на основе совместной работы линейного генератора и

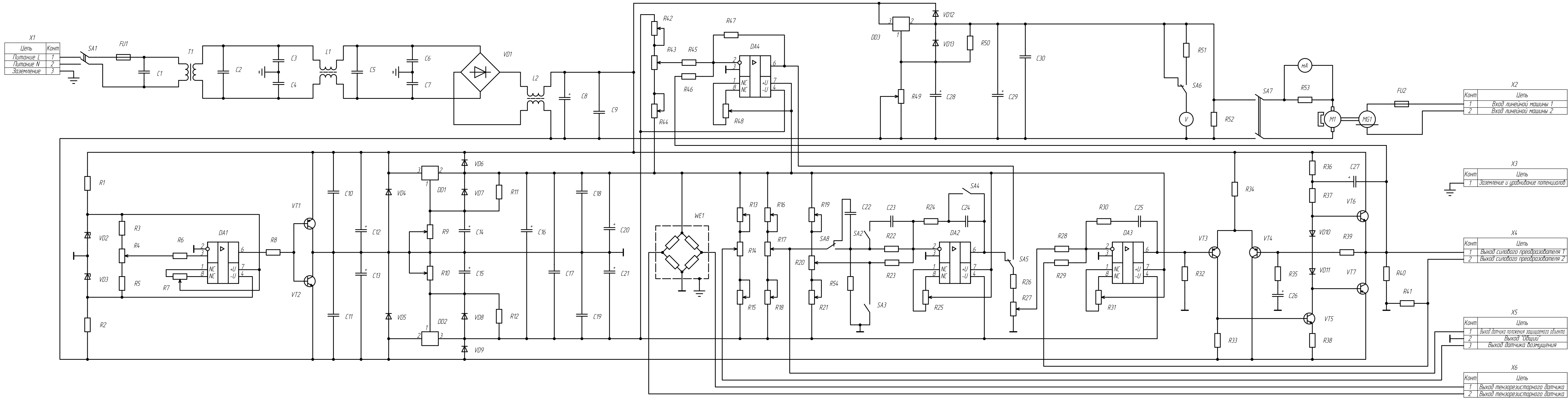
магнитожидкостного демпфера // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. 2025. № 1. С. 67-74.

118. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: учебник для втузов. 4-е переработанное и дополненное-е изд. Москва: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1988. 640 с.
119. Светозаров В. Стабилизатор напряжения и тока // Радио, № 10, октябрь 1982. С. 33-36.
120. Макаров Г.В. Развитие методов и алгоритмов теории подобия для систем управления, ФГБОУ ВО "Сибирский государственный индустриальный университет", Новокузнецк, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 2.3.3 2021. 135 с.
121. Лемешкин П.М., Овсянников В.Н., Макаричев Ю.А., Кикина С.А., Васянович С.А., Гутова В.А. Разработка опытных образцов линейного двигателя, моментного двигателя, двигателя постоянного тока, Куйбышевский Ордена Трудового Красного Знамени политехнический институт имени В.В. Куйбышева, Куйбышев, Отчет о научно-исследовательской работе 1988. 88 с.
122. Лемешкин П.М., Макаричев Ю.А., Махмутова Э.Р., Овсянников В.Н., Суворова Н.И., Чернышов А.В. Разработка опытной партии линейных двигателей и моментных двигателей с постоянными магнитами, Куйбышевский Ордена Трудового Красного Знамени политехнический институт имени В.В. Куйбышева, Куйбышев, Отчет о научно-исследовательской работе 1989. 34 с.
123. Абакумов А.М. Электрический привод. Электроприводы постоянного тока: учебное пособие. Самара: Самарский государственный технический университет, 2004. 94 с.
124. Абакумов А.М., Котенев В.И. САУ в электротехнологии и электромеханике: методическое пособие. Самара: Самарский государственный технический университет, 2011. 152 с.
125. Свечарник Д.В. Линейный электропривод. Москва: Энергия, 1970. 152 с.

126. Гарнов В.К., Рабинович В.Б., Вишневецкий Л.М. Унифицированные системы автоуправления электроприводом в металлургии. переработанное и дополненное 2-е изд. Москва: Металлургия, 1977. 192 с.
127. Фишбейн В.Г. Расчет систем подчиненного регулирования вентильного электропривода постоянного тока. Москва: Энергия, 1972. 136 с.
128. Веселовский О.Н., Коняев А.Ю., Сарапулов Ф.Н. Линейные асинхронные двигатели. Москва: Энергоатомиздат, 1991. 256 с.
129. Ряшенцев Н.П., Угаров Г.Г., Федонин В.Н., Малов А.Т. Электропривод с линейными электромагнитными двигателями. Новосибирск: Наука. Сибирское отделение, 1981. 150 с.
130. Ямамура С. Теория линейных асинхронных двигателей. Ленинград: Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1983. 180 с.
131. Соколов М.М., Сорокин Л.К. Электропривод с линейными асинхронными двигателями. Москва: Энергия, 1974. 136 с.
132. Веселовский О.Н. Расчет характеристик низкоскоростных линейных асинхронных двигателей // Электричество, № 5, 1980. С. 26-31.
133. Колпахчян П.Г., Щербаков В.Г., Кочин А.Е., Шайхиев А.Р. Математическое моделирование и определение параметров регулирования линейной электрической машины возвратно-поступательного действия // Электротехника. 2017. № 5. С. 18-24.
134. Имамов И.А., Новодворский А.С. Прогнозирование поведения гоночного автомобиля и вычисление оптимальных значений настроек методом математического моделирования // Тенденции развития науки и образования. 2019. № 46-7. С. 12-36.
135. ГОСТ 28885-90 Конденсаторы. Методы измерений и испытаний. Москва: Издательство стандартов, 1991. 30 с.
136. Кофлин Р., Дрискол Ф. Операционные усилители и линейные интегральные схемы. Москва: Мир, 1979. 360 с.

137. Texas Instruments. AN-31 Op Amp Circuit Collection. Texas. 2004. 52 pp.
138. Хоровиц П., Хилл У. Искусство схемотехники. переработанное и дополненное 4-е изд. Т. 1. Москва: Мир, 1993. 603 с.
139. PTC Inc. Система компьютерной алгебры PTC Mathcad. 15.0 M045. Программа.
140. Microsoft. Табличный процессор Microsoft Excel 2016. 16.0.4639.1000-е изд. 2015. Программа.
141. Labcenter Electronics. Proteus - система автоматизированного проектирования электронных схем. 810329560th ed. 2020. Программа.
142. Atmel Corp. Atmel Studio - интегрированная среда разработки для приложений. 7.0.1645-е изд. 2015. Программа.





## Приложение Б.

Экспериментальные значения силы  $F_M$  ЛМППТ при различном токе якоря

Ток якоря, $I_{я}$ , А	Развиваемая сила $F_M$ , Н при выходе якоря, мм						
	-15	-10	-5	0	5	10	15
-1,0	-16,7	-20,8	-24,5	-24,5	-24,1	-22,2	-24,5
-0,9	-15,0	-18,9	-22,2	-22,2	-22,0	-20,3	-21,9
-0,8	-13,4	-17,0	-19,8	-19,9	-19,8	-18,3	-19,4
-0,7	-11,8	-15,0	-17,5	-17,5	-17,6	-16,3	-16,9
-0,6	-10,2	-13,0	-15,1	-15,1	-15,2	-14,1	-14,4
-0,5	-8,55	-10,9	-12,7	-12,6	-12,9	-11,9	-11,9
-0,4	-6,90	-8,84	-10,2	-10,1	-10,4	-9,58	-9,45
-0,3	-5,22	-6,70	-7,71	-7,58	-7,93	-7,22	-7,05
-0,2	-3,50	-4,52	-5,17	-5,00	-5,38	-4,79	-4,69
-0,1	-1,73	-2,31	-2,58	-2,39	-2,78	-2,31	-2,39
0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	1,91	2,23	2,73	2,96	2,59	2,83	2,05
0,2	3,77	4,56	5,44	5,70	5,35	5,47	4,17
0,3	5,67	6,91	8,20	8,49	8,18	8,16	6,21
0,4	7,58	9,30	11,0	11,3	11,1	10,9	8,19
0,5	9,50	11,7	13,8	14,2	14,0	13,7	10,1
0,6	11,4	14,2	16,6	17,1	16,9	16,5	11,9
0,7	13,4	16,7	19,5	20,1	19,9	19,3	13,6
0,8	15,4	19,2	22,3	23,2	22,9	22,2	15,2
0,9	17,4	21,7	25,2	26,2	25,9	25,1	16,7
1,0	19,4	24,3	28,0	29,4	28,9	28,0	18,1

# Акт использования результатов диссертационной работы в учебном процессе СамГТУ



МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Самарский государственный технический университет»  
(ФГБОУ ВО «СамГТУ»)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

№ \_\_\_\_\_

ПЕРВЫЙ ПРОРЕКТОР-ПРОРЕКТОР ПО УЧЕБНОЙ РАБОТЕ СамГТУ



Д.Е. Овчинников

« 21 » ноября 2025 г.

## Акт

использования результатов диссертационной работы Горячкина Александра Александровича  
в учебном процессе

Мы, нижеподписавшиеся, заместитель декана электротехнического факультета Л.Г. Мигунова, заведующий кафедрой ЭМАЭ Ю.А. Макаричев составили настоящий акт о том, что

методики проектирования систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты легковых автомобилей, разработанные А.А. Горячкиным, используются в курсовом и дипломном проектировании студентов направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника».

Лабораторная макетная установка (автор разработки аспирант А.А. Горячкин) используется в лабораторных работах по курсам: «Системы электроники и автоматики автомобилей и электромобилей»; «Электромеханика».

Названные методические разработки и макетный образец, способствуют более качественному усвоению передовых технологий и новых технических решений в области электрооборудования автомобилей студентами старших курсов электротехнического факультета.

Зам. декана ЭТФ

к.т.н., доцент

Заведующий кафедрой ЭМАЭ

д.т.н., профессор

Л.Г. Мигунова

Ю.А. Макаричев

Приложение Г.

Справка об использовании результатов диссертационной работы в

АО «АвтоВАЗ»



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО «АВТОВАЗ»

ОГРН 1026301983113 Южное шоссе, 36, Тольятти  
ИНН 6320002223 Самарская область, 445024  
Факс (8482) 73-82-21 www.lada.ru | info.avtovaz.ru  
Тел. (8482) 73-92-95 E-mail avtovaz@vaz.ru

Справка о внедрении  
результатов работ  
Горячкина Александра  
Александровича

10.11.2025 № 34441/11-3

443100, Россия,  
г. Самара, СамГТУ  
ул. Молодогвардейская, 244

На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

Справка о внедрении

## СПРАВКА

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ КАНДИДАТСКОЙ ДИССЕРТАЦИОННОЙ  
РАБОТЫ ГОРЯЧКИНА АЛЕКСАНДРА АЛЕКСАНДРОВИЧА

Настоящей справкой подтверждается, что результаты диссертационной работы Горячкина А.А., представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, использовались в проектно-конструкторской деятельности в службе главного конструктора АО «АВТОВАЗ».

Содержащиеся в диссертационной работе А.А. Горячкина основные теоретические положения и полученные на макетной установке результаты экспериментальных исследований, в части анализа деформирующих усилий в подвеске автомобиля при поворотах и маневрировании, методик структурно-параметрического синтеза системы стабилизации поперечной устойчивости и системы виброзащиты на базе линейной машины постоянного тока использованы при разработке проектов активной подвески перспективных моделей автомобилей модельного ряда ЛАДА.

Д.т.н., начальник бюро исследования  
электромагнитной совместимости,  
Службы первого исполнительного  
Вице-президента по стратегии и  
техническому развитию АО «АВТОВАЗ»



П.А. Николаев

АО «АВТОВАЗ», г. Тольятти, Южное шоссе 36, 445024.

Николаев Павел Александрович.

начальник бюро исследования электромагнитной совместимости.

Доктор технических наук, специальность 05.09.03 – «Электротехнические комплексы и системы»

Тел.: 8-8482-643314

e-mail: [Pavel.Nikolaev@vaz.ru](mailto:Pavel.Nikolaev@vaz.ru)