



федеральное государственное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Самарский государственный технический университет»

На правах рукописи

Рандин Дмитрий Геннадьевич

**ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКАЯ АКТИВНАЯ СИСТЕМА ВИБРОЗАЩИТЫ С  
МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИМ ДЕМПФЕРОМ**

Специальность 05.09.03 – «Электротехнические комплексы и системы»

**Диссертация на соискание  
ученой степени кандидата технических наук**

Научный руководитель:  
доктор технических наук,  
профессор Абакумов А.М.

Самара 2016

## Содержание

<b>Введение</b> .....		4
<b>1 Обзор по теме исследования и постановка задачи</b> .....		10
1.1 Анализ публикаций в области исследований .....		10
1.2 Обзор технических решений в активных системах виброзащиты с электротехническими исполнительными элементами .....		12
1.3 Возмущения и оценка эффективности систем виброзащиты. ....		26
1.4 Выводы по первому разделу . ....		32
<b>2 Математические модели системы виброзащиты с управляемым элементом демпфирования.</b> .....		33
2.1 Функциональная схема исследуемой системы виброзащиты .....		33
2.2 Математическая модель двухмассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении .....		34
2.3 Математическая модель одномассовой активной системы виброзащиты с управляемым магнитореологическим демпфером ....		38
2.4 Исследование динамических характеристик одномассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении. ....		46
2.5 Выводы по второму разделу .....		50
<b>3 Структурно-параметрический синтез регуляторов активной системы виброзащиты...</b> .....		52
3.1 Структурная схема активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний .....		52
3.2 Синтез гарантирующего регулятора для детерминированного возмущения .....		53

3.3	Двухконтурная активная система виброзащиты.. .. .	60
3.4	Математические модели возмущающих воздействий случайного характера, действующих на систему виброзащиты. ....	64
3.5	Синтеза оптимального регулятора активной системы виброзащиты	68
3.6	Синтез гарантирующего регулятора для случайного возмущающего воздействия .....	80
3.7	Сравнение значений принятого показателя качества управления в системе виброзащиты с различными типами регуляторов в условиях случайного возмущающего воздействия.. .. .	83
3.8	Выводы по третьему разделу .....	88
4	<b>Экспериментальное исследование элементов и системы виброзащиты. ....</b>	<b>90</b>
4.1	Экспериментальное исследование динамических характеристик управляемого магнитореологического демпфера колебаний. ....	90
4.2	Экспериментальное исследование динамических характеристик системы виброзащиты .....	97
4.3	Выводы по четвертому разделу .....	108
	<b>Заключение .....</b>	<b>109</b>
	<b>Библиографический список .....</b>	<b>112</b>
	Приложение А. ....	125
	Приложение Б. ....	127
	Приложение В. ....	131
	Приложение Г. ....	132
	Приложение Д. ....	133

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** В современном высокотехнологичном мире все более важной становится задача обеспечения высокого качества виброзащиты для различных объектов. Один из путей решения этой задачи - переход к использованию материалов с новыми свойствами, к которым, несомненно, относится магнитореологическая жидкость – вещество, способное изменять свои вязкостные свойства при приложении внешнего магнитного поля.

Новый этап развития систем виброзащиты связан с применением исполнительных элементов на основе магнитореологической жидкости. Такие исполнительные устройства, в сравнении с гидравлическими и пневматическими аналогами, обладают главным преимуществом – более низкими весогабаритными показателями.

Наибольшее применение системы виброзащиты с магнитореологическими исполнительными устройствами в виде демпферов колебаний, нашли в автомобильном транспорте, где используются для амортизации кузова автомобиля от колебаний, передаваемых от дорожного покрытия, и защиты от колебаний, передаваемых от силовой установки.

Главная причина внедрения активных систем виброзащиты в подвеску автомобилей является возможность оптимально сочетать противоречивые требования управляемости и комфорта автомобиля. Управление исполнительными элементами системы виброзащиты в виде магнитореологических демпферов колебаний осуществляется по проводам, что открывает дополнительные возможности интеграции таких систем в информационно-управляющую систему автомобиля.

На основе эффективного внедрения систем активной виброзащиты с магнитореологическим демпфером в автомобилестроение, указанные системы набирают популярность в использовании в других областях промышленности. В связи с изложенным, тема настоящего диссертационного исследования является актуальной.

**Степень разработанности проблемы.** К настоящему времени в отече-

ственной литературе вопрос разработки и исследования активных систем виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний изучен не достаточно. Частично вопросы теоретического исследования управляемых магнитореологических демпферов затрагиваются в работах Гордеева Б.А., Гусарова В.И., Ерофеева В.И., Ковтунова А.В., Морозова П.Н., Мугина О.О., Мулюкина О.П., Синева А.В. Более углубленно эти вопросы рассмотрены в работах зарубежных ученых Nicholas K. Petek, Choi Seung-Bok, Cristiano Spelta, Fabio Previdi, Sergio M. Savaresi, Giuseppe Fraternali, Nicola Gaudio.

Вопросы разработки алгоритмов управления виброзащитой с магнитореологическим демпфером колебаний, применительно к автомобильному транспорту, представлены в работах отечественных ученых Жданова А.А., Красновского С.Я., Кулешова М.Ю., Машкова И.И. В этих работах рассматривается система активной виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний, сформулирован перечень требований и наборов алгоритмов, которые могут быть использованы при проектировании такой системы, а также проведено моделирование на основе полученных моделей, особенности характеристик исполнительного элемента при этом учтены лишь частично.

Более углубленно вопросы исследования и проектирования многомассовых активных систем виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний, для возмущающего воздействия случайного характера, изучаются в иностранной литературе, в работах Banna Kasemi, Asan G. A. Muthalif, M. Mahbur Rashid, Sharmila Fathima, Haiping Dua, Kam Yim Szeb, James Lamb, R.S. Prabakar, C. Sujatha, S. Narayanan, Savaresi S.M., Pussot-Vassal C., Spelta S., Senname S., Dugard L., Seung-Bok Choi, Sung-Ryong Hong, Kum-Gil Sung, Jung-Woo Sohn и др.

Тем не менее, как показывает анализ, мало изученными вопросами остаются эффективность системы виброзащиты в условиях существенной вариации параметров возмущающего воздействия, а также эффективность системы виброзащиты при изменении типа возмущения, например, с детерминированного к возмущению случайного характера. Перечисленные выше проблемы поз-

волили сформулировать цель работы и поставить задачи научного исследования.

**Объектом исследования** является электротехническая активная система виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний.

**Предметом исследования** являются динамические характеристики и алгоритмы управления электротехнической активной системой виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний в условиях действия детерминированного возмущения и возмущения случайного характера.

**Цель диссертационной работы** - повышение эффективности электротехнической системы виброзащиты автомобильного транспорта с исполнительным элементом в виде магнитореологического демпфера колебаний.

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

1. разработка математической модели двухмассовой и одномассовой системы виброзащиты с управляемым элементом гидравлического сопротивления и исследование динамических характеристик полученной математической модели одномассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении гидравлическим сопротивлением магнитореологического демпфера колебаний;
2. структурно – параметрический синтез активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний;
3. экспериментальное исследование динамических характеристик элементов и системы виброзащиты при параметрическом управлении силой гидравлического сопротивления магнитореологического демпфера;
4. экспериментальное исследование динамических характеристик активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером.

**Методы исследования.** В работе при решении поставленных задач использовались методы теории колебаний, теории систем автоматического управления, математической статистики, математического моделирования на ПК в программах Matlab, MathCAD.

**Научная новизна.** В диссертационной работе получены следующие ос-

новые научные результаты:

- математические модели двухмассовой и одномассовой системы виброзащиты автомобиля, отличающиеся учетом характеристик введенного в систему демпфирующего элемента с управляемым гидравлическим сопротивлением, реализованного на основе амортизатора с рабочим телом в виде магнитореологической жидкости;

- методика структурно-параметрического синтеза активной системы виброзащиты с учетом канала управления гидравлическим сопротивлением демпфирующего элемента в условиях действия детерминированных возмущений, результаты синтеза регуляторов и сравнительного анализа показателей качества активной системы виброзащиты с различными регуляторами в условиях случайного возмущения;

- методика и результаты экспериментального исследования динамических характеристик элементов и системы виброзащиты при параметрическом управлении гидравлическим сопротивлением демпфера;

- методика и результаты экспериментального исследования динамических характеристик активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний.

**Практическая значимость работы** заключается в следующем:

- разработанные системы позволяют существенно повысить эффективность виброзащиты автомобилей в условиях действия случайных и детерминированных возмущений;

- разработан стенд для проведения экспериментальных исследований системы виброзащиты автомобиля с управляемым магнитореологическим демпфером колебаний;

- результаты работы используются в учебном процессе на кафедре «Электромеханика и автомобильное электрооборудование» при подготовке студентов по профилю «Электромеханика» и специальности «Электрооборудование автомобилей и тракторов», а также приняты к использованию в АО «РКЦ «Прогресс» и ООО «Адверс».

**Достоверность** полученных результатов исследования определяется корректным использованием соответствующего математического аппарата, подробной оценкой и научным обоснованием принятых допущений и подтверждена совпадением результатов экспериментального исследования с расчетными данными.

**Апробация работы.** Материалы диссертации докладывались и обсуждались на международных и всероссийских научно-технических конференциях: всероссийской конференции молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации» (Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2009); всероссийской научно-технической конференции с элементами научной школы для молодежи «Проведение научных исследований в области машиностроения» (Тольятти: ТГУ, 2009); всероссийской научно-технической конференции «Энергетика: состояние, проблемы, перспективы» (Оренбург: ОГУ, 2010, 2012, 2014); всероссийской научной конференции молодых учёных, аспирантов и студентов «Информационные технологии, системный анализ и управление» (Таганрог: ЮФУ ТИ, 2010); международной научно-технической конференция «Проблемы электротехники, электроэнергетики и электротехнологии» (Тольятти: ТГУ, 2012); международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электротехнологии (XVII Бенардосовские чтения)» (Иваново: ИГЭУ, 2013); международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (XVII Бенардосовские чтения. Иваново, 2013); VIII международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия-2013» (Иваново, 2013), а также на научных семинарах кафедры «Электромеханика и автомобильное электрооборудование».

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 23 печатные работы, в том числе 8 статей в журналах, рекомендованных ВАК и 15 статей в других Российских и зарубежных изданиях.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. математические модели одномассовой и двухмассовой электротехнической системы виброзащиты автомобиля, отличающиеся учетом характери-

стик введённого в систему демпфирующего элемента с управляемым гидравлическим сопротивлением;

2. методика структурно-параметрического синтеза активной системы виброзащиты с учетом каналов управления гидравлическим сопротивлением демпфирующего элемента в условиях действия детерминированных возмущений; результаты синтеза регуляторов и сравнительного анализа показателей качества активной системы виброзащиты для условий действия случайных возмущений;

3. методика и результаты экспериментального исследования динамических характеристик элементов и системы виброзащиты при параметрическом управлении гидравлическим сопротивлением магнитореологического демпфера колебаний;

4. методика и результаты экспериментального исследования динамических характеристик активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний.

**Научная квалификационная работа на соискание степени кандидата технических наук** выполнена в соответствии с паспортом специальности 05.09.03 – «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», так как посвящена повышению эффективности электротехнической активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний в условиях действия детерминированного возмущения и возмущения случайного характера.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка. Объем диссертации 133 страницы, из них 4 приложения. В диссертации 48 рисунков и 12 таблиц. Библиографический список включает 117 наименований.

# 1 ОБЗОР ПО ТЕМЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

## 1.1 Анализ публикаций в области исследования

В связи с возрастающими скоростями движения транспорта и увеличением объемов перевозимых грузов, становится актуальной задача повышения качества его виброзащиты. Качество виброзащиты для транспортных средств имеет высокое значение, поскольку от его уровня зависят не только сохранность перевозимого груза, в условиях преобладающего неудовлетворительного качества дорог, но и эмоциональное состояние водителей, что обуславливает безопасность транспортного средства для окружающих. Поскольку доля грузооборота, приходящегося на автомобильный транспорт, в развитых странах составляет около 40%, то тематика повышения качества виброзащиты приобретает серьезную значимость для отечественной и мировой экономики.

Анализ публикаций по системам виброзащиты показывает, что вопросам моделирования колебательных систем и исследованием их характеристик посвящены фундаментальные работы Бидермана В.Л., Блехмана И.И., Денгартога Дж.П., Карнопа Д.С., Пановко Я.Г., Ротенберга Р.В., Ружички Дж.Е., Тимошенко С.П., Яковенко В.Б. Изучению динамических характеристик гидромеханических и эластомерных исполнительных элементов систем виброзащиты посвящены работы Вольперта Э.Г., Грибова М.М., Дербаремдикера А.Д., Певзнера Я.М. Разработка алгоритмов управления активной виброзащитой с различными исполнительными элементами нашла отражение в работах исследователей Гусарова В.И., Коловского М.З., Мулюкина О.П., Мятова Г.Н., Похлебина А.В., Рыбак Л.А., Фролова К.В., Фурунжиева Р.И., Чегодаева Д.Е., Шатилова Ю.В., Широкова С.В. и др.

К настоящему времени в отечественной литературе вопрос разработки и исследования активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний не достаточно изучен. Теоретические аспекты проектирования управляемых магнитореологических амортизаторов частично затрагиваются в работах Гордеева Б.А., Гусарова В.И., Ерофеева В.И., Ковтунова А.В., Мугина О.О., Мулюкина О.П., Синева А.В., Морозова П.Н. Более углубленно

эти вопросы изучаются в работах зарубежных ученых Nicholas K. Petek, Choi Seung-Bok, Cristiano Spelta, Fabio Previdi, Sergio M. Savaresi, Giuseppe Fraternali, Nicola Gaudiano, что нашло отражение в различных их практических применениях: от виброзащиты бытовой техники до виброзащиты строительных сооружений [97;101;103;107;108;109;110;117].

Вопросы разработки алгоритмов управления виброзащитой автомобилей с магнитореологическим демпфером колебаний и исследования её эффективности представлены в работах отечественных ученых Жданова А.А. [40], Кулешова М.Ю [44], Красновского С.Я. [43], Машкова И.И. [48]. В этих работах сформулирован перечень требований и наборов алгоритмов, которые могут быть использованы при проектировании системы, а также проведено моделирование на основе полученных моделей, но без учета особенностей характеристик исполнительного элемента.

Изложенное выше дает основания полагать, что в настоящий момент вопросы проектирования и исследования электротехнических активных систем виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний общетехнического назначения в отечественных работах изучены не в полной мере.

Исследования, посвященные разработке различных алгоритмов управления системой виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний для возмущающего воздействия случайного характера в иностранной литературе отражены в работах Banna Kasemi, Asan G. A. Muthalif, M. Mahbubur Rashid, Sharmila Fathima [99], Haiping Dua, Kam Yim Szeb, James Lamb [104], R.S. Prabakar, C. Sujatha, S. Narayanan [111, 112], Savaresi S.M., Pussot-Vassal C., Spelta S., Senname S., Dugard L. [114], Seung-Bok Choi, Sung-Ryong Hong, Kum-Gil Sung, Jung-Woo Sohn [115] и др.

Открытым, к настоящему времени, остается вопрос об изучении эффективности систем виброзащиты в условиях изменяющихся характеристик возмущающего воздействия. Так же мало изучен вопрос об использовании регуляторов, гарантирующих при самых неблагоприятных изменениях параметров

возмущения предельно допустимые значения принятого показателя качества эффективности активной системы виброзащиты.

## **1.2 Обзор технических решений в активных системах виброзащиты с электротехническими исполнительными элементами**

### **1.2.1 Транспортные средства**

В автотранспорте снижение вибрации, передаваемой от дорожной поверхности к водителю имеет важное значение, так как от физического состояния водителя зависит безопасность транспортного средства для пассажиров и окружающей среды, а также сохранность перевозимых грузов. Известно [23], что комфортабельность автомобиля противопоставляется его управляемости. Так, например, при повышении плавности хода ухудшается управляемость автомобиля за счет повышения его колебательности. И наоборот, повышение управляемости автомобиля обуславливает снижение плавности хода за счет повышения жесткости подвески. Таким образом, возникает дополнительная задача обеспечения высокой управляемости автомобиля при высоком значении его комфортабельности – это может быть достигнуто за счет применения активных систем виброзащиты (так называемых «управляемых подвесок») в автомобиле.

В автомобилестроении в последние годы наметилась тенденция перехода к активным системам виброзащиты на основе электротехнических исполнительных устройств. Наиболее перспективными из электротехнических управляемых демпферов считаются магнитореологические. Причем, если применение в промышленности активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером носит пока еще пробный характер, то в транспортных средствах они нашли наибольшее применение [33;101;116]. Главной причиной использования указанных систем является возможность эффективно сочетать противоречивые требования плавности хода и управляемости транспортного средства. Известно [76], что при низких скоростях движения транспортного средства на подвеску автомобиля действуют возмущения с большой амплитудой, а при высоких скоростях – с малой – это обусловлено тем, что значительные неровности дороги

водители стараются проезжать с малой скоростью. Поэтому, для повышения уровня плавности хода транспортного средства при малых скоростях рекомендуется использовать подвеску с малым коэффициентом затухания ( $\xi=0,2\div 0,3$ ), а при высоких скоростях для улучшения управляемости - с высоким значением коэффициента затухания ( $\xi=0,4\div 0,7$ ) [38;39]. То есть коэффициентом затухания в управляемой подвеске должен меняться в зависимости от скорости движения транспортного средства. В настоящий момент активные системы виброзащиты с магнитореологическими амортизаторами используются в управляемых подвесках транспортных средств премиум комплектации ведущих автопроизводителей: Audi, Mercedes, BMW, Cadillac и др.

На рис. 1 представлена конструкция амортизатора MagneRide разработанного фирмой Delphi и выпускаемого кампанией BWI group [106].

Как показано на рис. 1, внешне конструкция магнитореологического амортизатора мало отличается традиционного – эта особенность используется производителями автомобилей в целях унификации со стандартными изделиями.

Одно из самых главных достоинств этих амортизаторов - компактная конструкция. Дополнительно, имеется возможность дистанционного управления «по проводам», что, несомненно, открывает широкие перспективы к его использованию. На рис. 2 представлены к сравнению управляемые демпферы колебаний, где на рис. 2а представлен демпфер с пневмо-механическим регулированием [61], а на рис. 2б демпфер с электромагнитным регулированием вязкости магнитореологической жидкости [51].

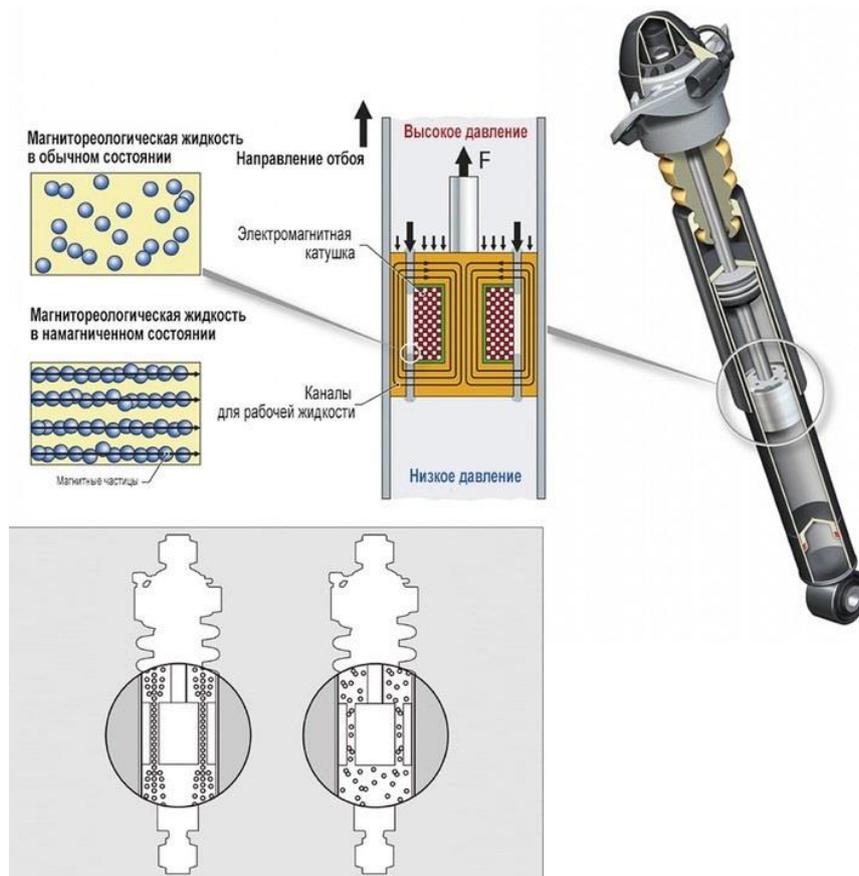


Рис. 1 – Магнитореологический демпфер MagneRide

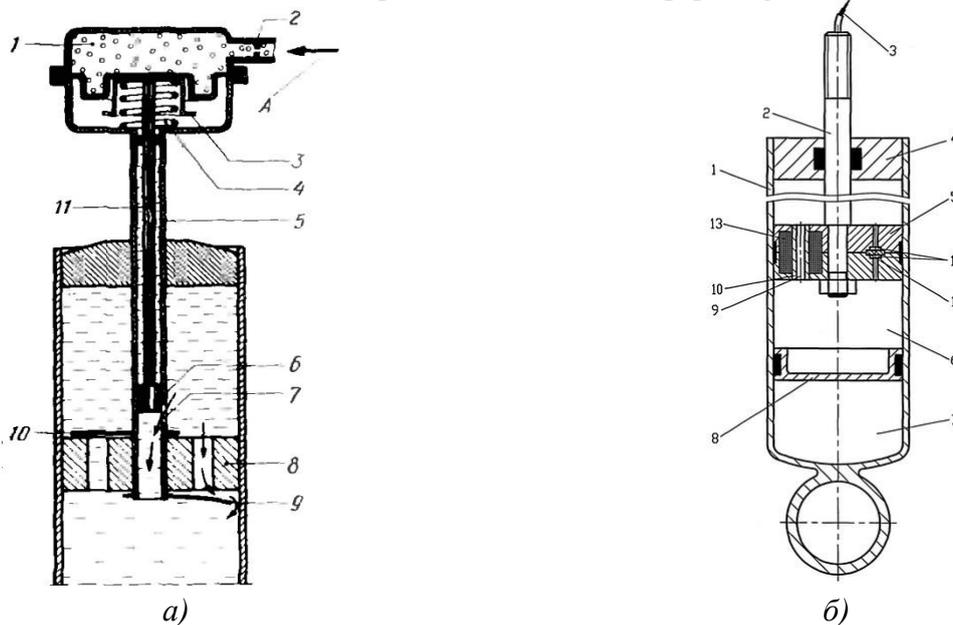


Рис. 2 – Демпферы колебаний: а) Демпфер с пневмомеханическим управлением: 1-газ; 2 – диффузор; 3 – опорная чашка пружины; 4 – пружина; 5 – шток; 6 – поршень внутри штока; 7 – перепускное отверстие; 8 – поршень амортизатора; 9,10 – клапан; б) магнитореологический демпфер с электрическим управлением: 1 – корпус; 2 – шток; 3 – направляющая втулка; 4 – втулка; 5 – поршень; 6 – гидравлическая полость; 7 – газовая полость; 8 – разделитель; 9 – канал; 10 – сердечник магнита; 11 – пьезоэлектрический пластик; 12 – металлический диск; 13 – обмотка.

Использование демпферов колебаний с механическим управлением связано с применением соответствующей громоздкой регулирующей аппаратуры: нагнетатели, магистрали, распределительные механизмы и т.д. Существенный выигрыш в весогабаритных показателях достигается использованием демпферов колебаний с электрическим управлением вязкостью магнитореологической жидкости. Дополнительным преимуществом магнитореологического демпфера колебаний может служить возможность его интеграции в электронную систему управления движением автомобиля. На рис. 3а показана функциональная схема системы управления активной подвеской автомобиля [100], а на рис.3б приведено сравнение с автомобилем, оснащенным традиционной подвеской (левая часть фотографии) на примере прохождения крутых поворотов [102].

Попытки разработать серийный образец активной подвески для автомобиля с регулируемым демпфированием предпринимаются и в Самарской области фирмой НПП «Система технологий» (торговая марка SS20). Структурная схема электронной системы управления амортизаторами «ЭРА» представлена на рис.4 [74].

Из преимуществ подвески «ЭРА» следует отметить унификацию по размерам со штатным оборудованием автомобиля и возможностью дистанционного управления степенью демпфирования амортизаторов. В качестве недостатков следует указать наличие дополнительной гидроаппаратуры, размещение которой в автомобиле создает определенные неудобства. Также в подвеске «ЭРА» отсутствует возможность автоматического управления степенью демпфирования амортизаторов в зависимости от типа дорожного покрытия.

Другим интересным техническим решением в виброзащите автомобиля является использование в качестве демпфера линейной электрической машины с возбуждением от постоянных магнитов [85]. На рис. 5 представлен один из вариантов технического решения [52].

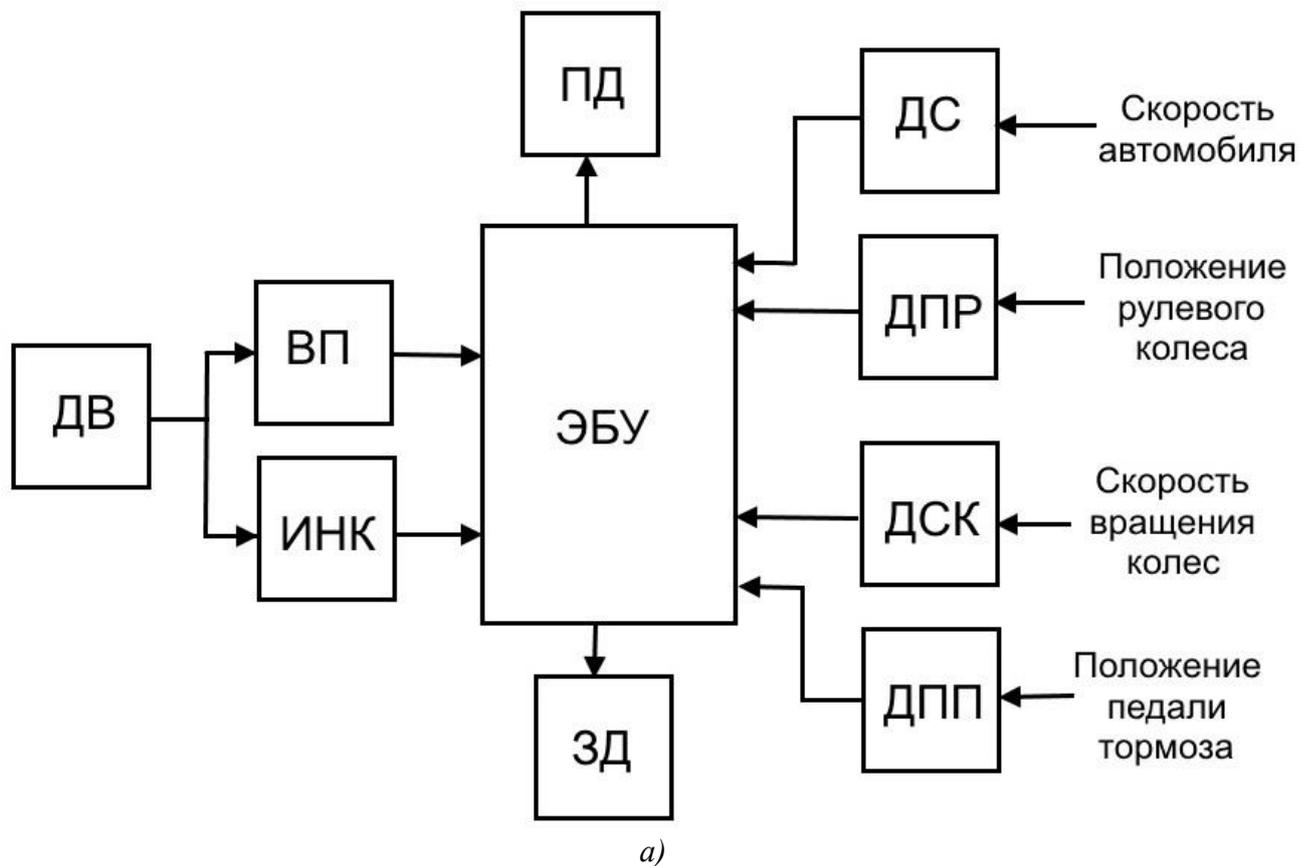


Рис. 3 – Активная система виброзащита автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний: а) ДВ – датчик высоты кузова; ИНК – измерение низкочастотных колебаний; ВП – высота и положение кузова; ЭБУ – электронный блок управления; ПД – передние демпферы; ЗД – задние демпферы; ДС – датчик скорости автомобиля; ДПР – датчик положения рулевого колеса; ДСК – датчик скорости колес; ДПП – датчик положения педали тормоза; б) Автомобиль при резких поворотах: левая фотография – традиционная подвеска; правая фотография – с активной подвеской.

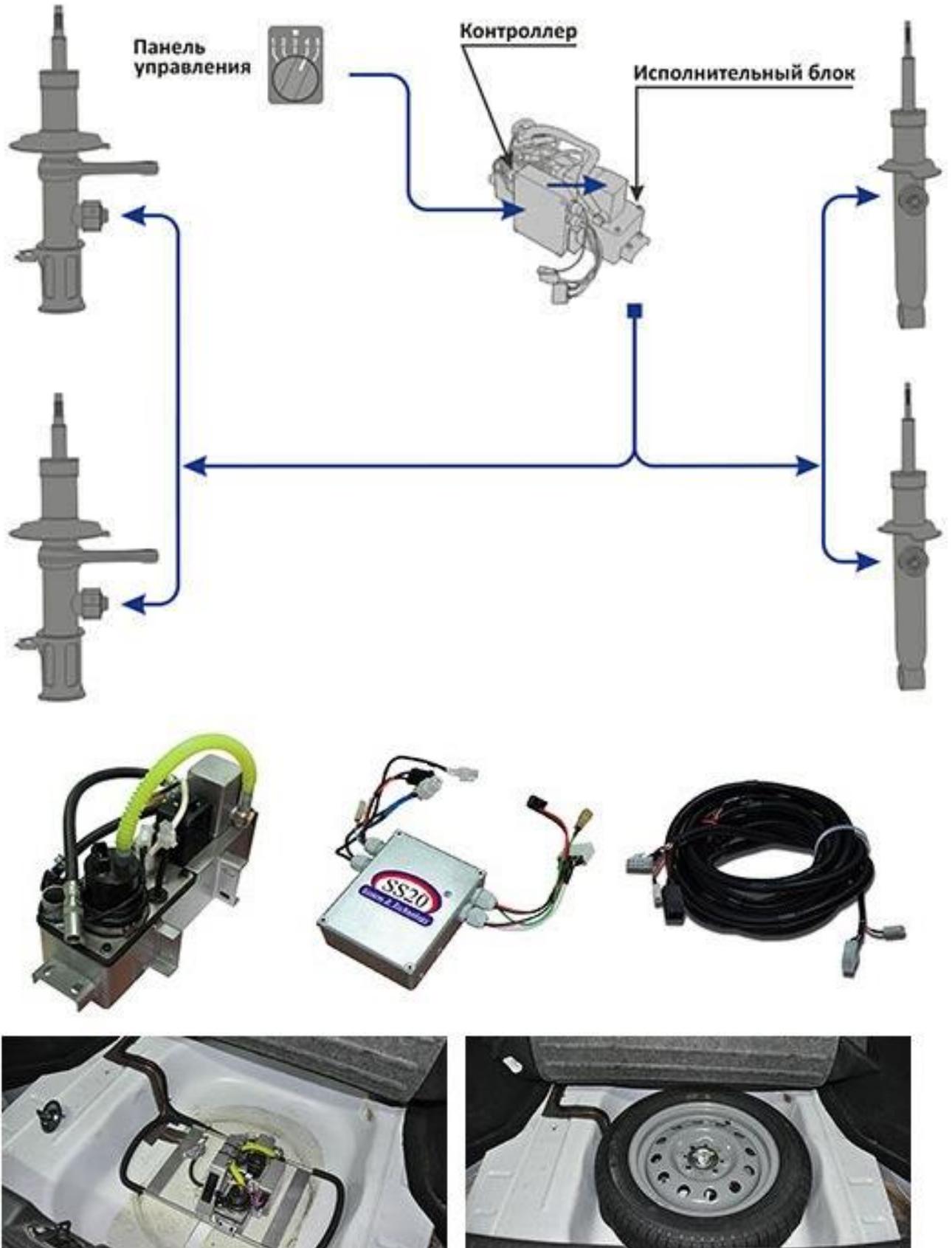


Рис. 4 – Электронно управляемая подвеска «ЭРА» фирмы SS20.

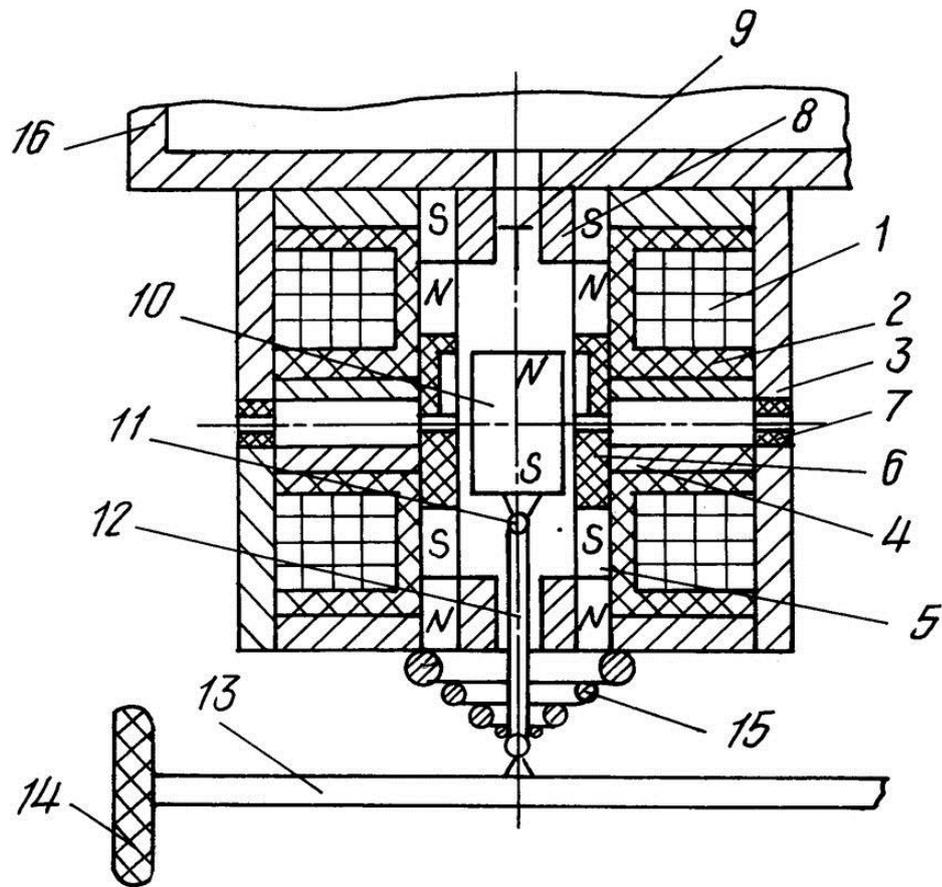


Рис. 5 – Подвеска автомобиля с демпфером в виде линейной электрической машины с постоянными магнитами: 1- катушки; 2 – втулка; 3 - ферромагнитные цилиндры; 4 – полюса; 5 – постоянные магниты; 6 – направляющая; 7 – втулка; 8 – фланец; 9 – выпускной клапан; 10 – якорь; 11 – шарнир; 12 – шток; 13 – ось; 14 – колесо; 15 – кожух; 16 – основание транспортного средства.

Демпфер, представленный на рис. 5 позволяет не только эффективно гасить колебания, но и работать в качестве источника электрической энергии. Дополнительно, имеется возможность работы демпфера еще и в качестве компрессорной установки. Из недостатков конструкции следует отметить невозможность выработки электрической энергии при стоящем транспортном средстве и увеличенные, в сравнении со штатным оборудованием, весогабаритные параметры. Следовательно, в этом случае необходим основной источник электрической энергии или штатная генераторная установка.

### 1.2.2 Промышленное оборудование

Повышение качества виброзащиты промышленного оборудования также имеет высокое значение, поскольку обуславливается высокой точностью обра-

ботки деталей. Современное оборудование, переходящее в область допусков микро и нанометров требует соответствующего высокого качества виброзащиты.

Условно в виброзащите промышленного оборудования можно выделить два направления, первое из которых связано с виброизоляцией вращающихся частей самого оборудования и второе, связанное с виброизоляцией высокоточного оборудования от колебания фундамента.

Первое направление виброзащиты является достаточно изученным. Фундаментальные работы по изучению причин вибраций от вращающихся частей и методы борьбы с ними представлены в работах Григорьева Н.В. [26], Алексева С.П.[15], Гусарова А.А. [36], Шубова И.Г. [95]. Много интересных технических решений представлено в публикациях научной группы под руководством профессора СГАУ Чегодаева Д.Е.[87;88].

Основные рекомендации в рамках первого направления виброзащиты можно резюмировать следующим образом [24;31]:

- балансировка вращающихся частей;
- устранение люфтов и зазоров в механических соединениях;
- повышение качества обработки соединительных деталей;
- устранение дефектов муфт;
- устранение витковых замыканий роторов электрических машин;
- более точная центровка роторов электрических машин.

Второе направления виброзащиты связано с преобладающими высокочастотными колебаниями малой амплитуды, для борьбы с которыми применяют, как правило, короткоходные электротехнические исполнительные элементы.

Спектр возмущений колебаний опорного фундамента промышленного оборудования общего назначения является достаточно изученным вопросом [47] и лежащим в диапазоне от 2 до 60 Гц при амплитудах колебаний от 1 до 20 микрометров. Поэтому, как правило, виброзащита такого оборудования ограничивается применением простых конструкций демпфирующих элементов типа резино-металлических виброизоляторов.

Для высокоточного оборудования и оборудования специального назначения целесообразно использовать более сложные активные системы виброзащиты. Такие системы, обладают несущей способностью с возможностью управления колебаниями системы за счет изменения жесткости исполнительного элемента.

Анализ публикаций по проблеме проектирования и исследования активных систем виброзащиты промышленного назначения, показывает, что широко используемыми являются системы с гидравлическим и пневматическим исполнительными элементами [42;77;83;88].

К настоящему времени меньшую популярность в использовании приобрели электротехнические системы активной виброзащиты – это объясняется тем, что в них электротехнические исполнительные устройства применяются лишь в качестве органа регулирования в несущих исполнительных элементах жесткости. Примером может служить представленная на рисунке 6 электротехническая активная система виброзащиты прецизионного оптико-механического комплекса [1].

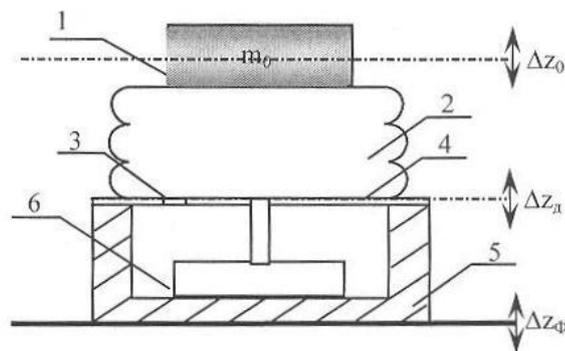


Рис. 6 - Электротехническая активная система виброзащиты прецизионного оптико-механического комплекса

Представленная на рис. 6 управляемая опора выполнена в виде жесткого резервуара (5), связанного через подвижную диафрагму (4) с объемом резинокордового баллона (2). Управление перемещением подвижной диафрагмы с дросселирующим элементом (3), обеспечивающим выравнивание статического давления в объемах резервуара и резинокордового элемента, осуществляется электромагнитным приводом (6). Для конструкции системы активной виброза-

щиты, представленной на рис. 6, авторами получены математические модели в виде передаточных функций по управляющему воздействию

$$W_B(p) = \frac{\Delta z_0(p)}{\Delta z_D(p)} = \frac{K_{Oy}}{T_{01}^2 p^2 + T_{02} p + 1},$$

где  $\Delta z_D$  – перемещение диафрагмы;

$\Delta z_0$  – перемещение защищаемого объекта;

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

$K_{Oy}$  – коэффициент передачи пневмоопоры,

и возмущающему воздействию со стороны фундамента

$$W_Y(p) = \frac{\Delta z_0(p)}{\Delta z_\phi(p)} = \frac{T_1 p + 1}{T_{01}^2 p^2 + T_{02} p + 1},$$

где  $\Delta z_0$  – перемещение защищаемого объекта;

$\Delta z_\phi$  – перемещение фундамента;

$T_1$  – постоянная времени пневмоопоры,

с учетом которых разработана замкнутая активная система виброзащиты. Проведен структурно-параметрический синтез оптимального регулятора и регулятора на основе нейронной сети для условий кинематического возмущающего воздействия со стороны фундамента со случайными характеристиками. Представлены результаты расчета принятого показателя качества. Доказано, что использование регулятора с нейронной сетью обеспечивает при вариации параметров возмущения, в сравнении с оптимальным регулятором, в 1,5 ... 2 раза более низкие значения дисперсии колебаний защищаемого объекта.

Другим примером технической реализации системы виброзащиты с управляемым электромеханическим элементом является представленная на рисунке 7 разработка группы ученых в составе Гусарова В.И., Ковтунова А.В., Мулюкина О.П. [37].

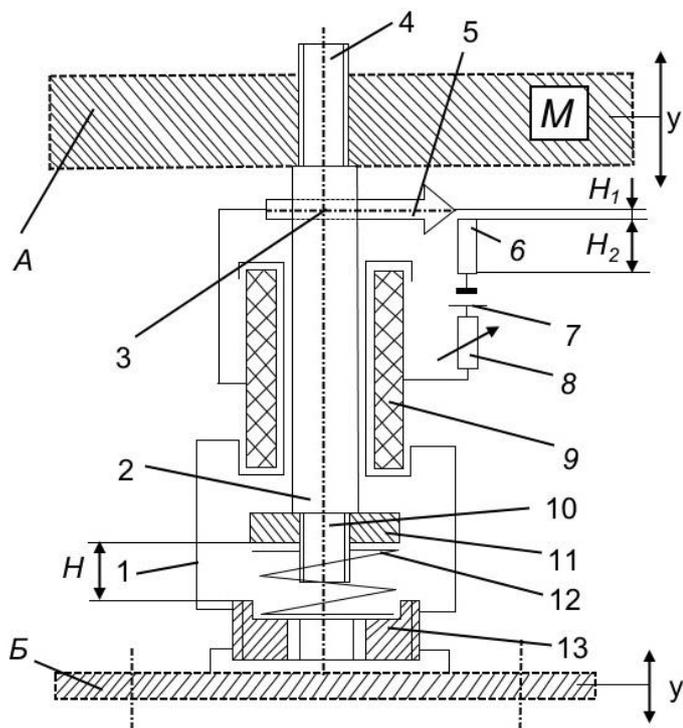


Рис. 7 - Системы виброзащиты с управляемым электромеханическим элементом

Указанная система активной виброзащиты, предназначена для виброизоляции грузов ответственного назначения при их железнодорожной транспортировке.

Демпфер на рис. 7 содержит корпус 1, в котором сцентрирован шток 2 из электромагнитной стали, на резьбовом хвостовике 4 которого размещен объект виброзащиты - груз А массой М. Корпус 1 жестко связан с виброактивным основанием (Б).

Шток 2 размещен внутри соленоида, который включен в единую электрическую цепь с реостатом 6, источником питания 7 и корректирующим резистором 8. Движок (ползун) 5 реостата 6 при помощи штифта 3 жестко связан со штоком 2 устройства. На другом хвостовике 10 штока 2 размещена пружинная опора 11, нагруженная пружиной 12, поджатая резьбовым подпятником 13 и предназначенным для обеспечения требуемой (расчетной) силовой характеристики пружины 12. Соленоид 9 и шток 2 образуют электромагнит, суть работы которого заключается в выталкивании штока 2 из соленоида при подводе к соленоиду 9 электрического тока от источника питания 7.

Работа электромагнитного демпфера основана на том, что помимо пружи-

ны 12 на колебания упруго подвешенного груза А реагирует связка: соленоид 9 – шток 2. Причем, это реагирование взаимосвязано с величиной тока в цепи: движок 5 – реостат 6 – источник питания 7 – корректирующий резистор 8 – соленоид 9. Величина тока в указанной цепи зависит от положения движка 5 относительно реостата 6 под действием амплитудно-частотного спектра нагрузок от виброактивного основания Б.

Другим заслуживающим внимание вариантом технической реализации систем активной виброзащиты является применение пространственных механизмов параллельной структуры (рис. 8) [91] .

Преимуществом конструкции активной системы виброзащиты с параллельной структурой (гексапод) является возможность пространственного гашения колебаний, что, несомненно, повышает качество обработки деталей сложной формы и точность движений обрабатывающего органа станка.

В качестве исполнительного органа активной системы виброзащиты (рис.8) может применяться электромеханический привод с передаточной парой «винт-гайка» (рис. 8б) или гидропривод с электромеханическим регулированием рабочей жидкости (рис. 8в).

Для активной системы виброзащиты на основе пространственных механизмов параллельной структуры с электромеханическим приводом и передаточной парой «винт-гайка» (рис. 8б) получена математическая модель в виде передаточной функции, устанавливающей взаимосвязь между напряжением на якоре  $u(p)$  и скоростью поступательного движения винта  $\dot{z}(p)$

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

где  $L$  – индуктивность якорной обмотки;  $m$  – масса защищаемого объекта;

$J_{э\partial}$  – 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;

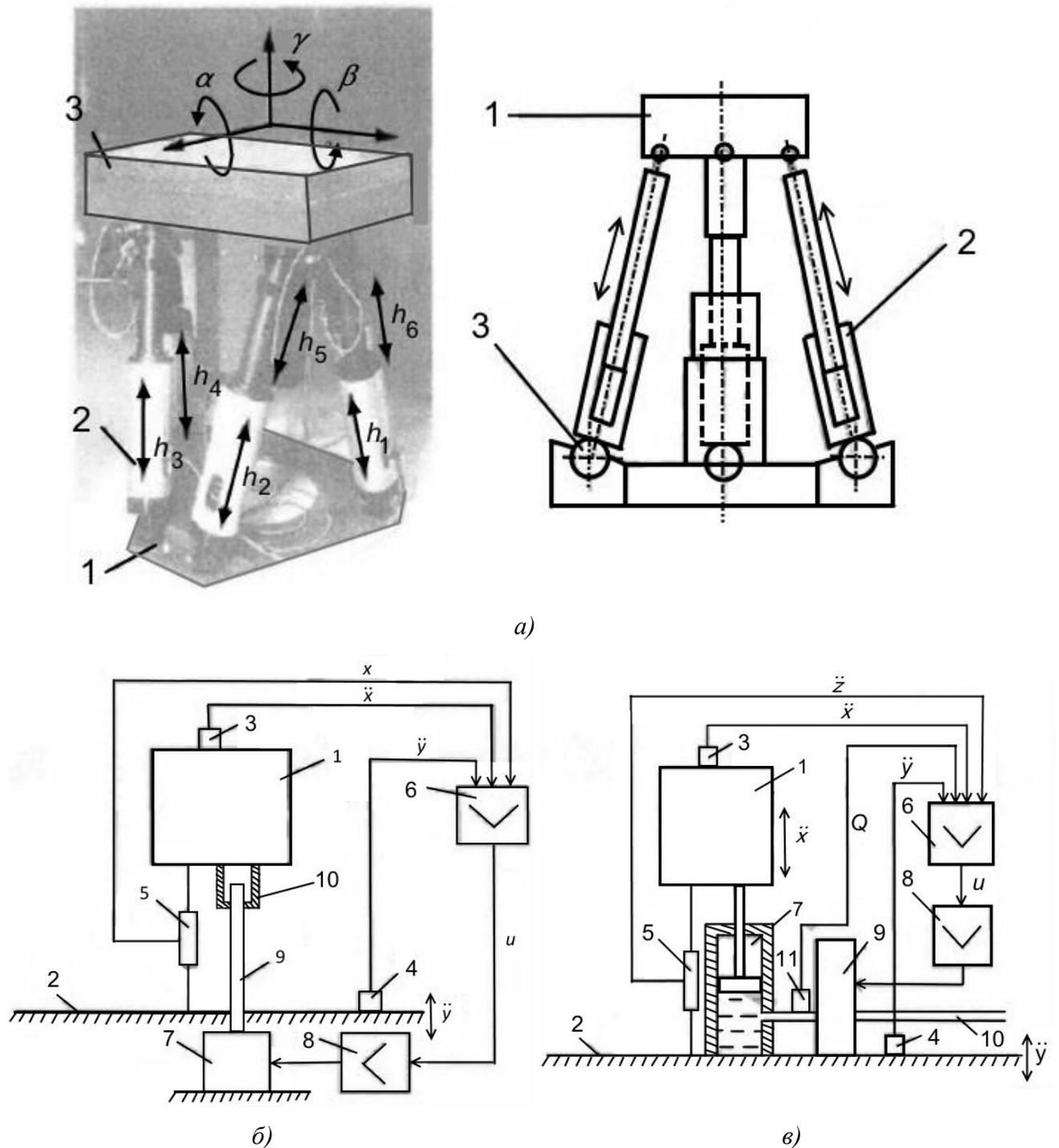


Рис. 8 – Система активной виброзащиты на основе механизмов параллельной структуры: а) 1 – виброзащищаемая платформа; 2 – гидроцилиндр; 3 – гидромоторы;  $h_1$ - $h_6$  – направление движения гидроцилиндров; б) 1- объект виброзащиты; 2 – основание; 3,4 – акселерометры на объекте и основании; 5 – датчик относительного перемещения; 6 – регулятор; 7 – электродвигатель; 8 – усилитель мощности; 9 – ходовой винт; 10 – гайка; в) 1 – объект виброзащиты; 2 – основание; 3,4 – акселерометры на объекте и основании; 5 – датчик относительного перемещения; 6 – регулятор; 7 – гидроцилиндр; 8 – усилитель мощности; 9- электрогидравлический преобразователь; 10 гидролиния; 11 – датчик расхода рабочей жидкости.

В случае использования гидропривода с электромеханическим регулированием рабочей жидкости (рис. 8в) передаточная функция, устанавливающая взаимосвязь между напряжением на якоре  $u(p)$  и скоростью поступательного движения поршня гидроцилиндра  $\dot{z}(p)$ , имеет вид

$$W_{u-\dot{z}}(p) = \frac{4AEk_{TP}k_{\varepsilon\partial}r_1k_{GP}}{p(mVp^2 + 4mEk_{YT}p + 4A^2Ek_{TP})}$$

где  $A$  – площадь поршневого действия;

$E$  – модуль упругости рабочей жидкости;

$k_{TP}$  – коэффициент учитывающий потери на трение;

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

$k_{YT}$  – коэффициент утечки жидкости;

$k_{\varepsilon\partial}$  – электромеханическая постоянная электродвигателя;

$k_{GP}$  – коэффициент передачи гидрорегулирующего устройства.

С учетом полученных моделей, автором исследования - Чичвариним А.В. [91] разработана структура активной системы виброзащиты и проведен структурно-параметрический синтез регуляторов для детерминированного воздействия и воздействия со случайными характеристиками. Проведено сравнение амплитудных характеристик системы в случае детерминированного возмущения и спектральной плотности мощности на выходе системы виброзащиты для возмущения со случайными характеристиками. Обоснована эффективность синтезированных оптимального регулятора, регулятора для детерминированного возмущения и регулятора, обеспечивающего сверхустойчивость системы. Здесь же, на основании расчетных данных автором доказано, что несомненным преимуществом обладает регулятор, обеспечивающий сверхустойчивость в системе, так как обеспечивает наименьшие колебания и обладает, к тому же, достаточно широким частотным диапазоном и высокой помехоустойчивостью. Удовлетворительные результаты дает использование оптимального регулятора, который эффективен в подавлении возмущений сложного вида. Наихудшие результаты дает использование регулятора для детерминированного возмущения, но, тем не менее, качество виброзащиты удовлетворяет заданным требованиям,

а также этот тип регулятора обеспечивает самый широкий частотный диапазон подавления возмущений.

Рассмотренные технические решения в области виброзащиты промышленного оборудования свидетельствуют о недостаточной изученности систем виброзащиты с электротехническими исполнительными элементами. Применение электротехнических исполнительных устройств связано с трудностями по обеспечению ими несущей способности в системе. В связи с этим, такие устройства применяются как регулирующие органы. Тем не менее, электротехнические исполнительные элементы в активных системах виброзащиты позволяют минимизировать весогабаритные показатели, а также повысить быстродействие системы и использовать в информационно-управляющих мехатронных модулях.

### **1.3 Возмущения и оценка эффективности систем виброзащиты**

Как показывает анализ технических решений в области систем виброзащиты, для каждого типа объекта требуется контролировать соответствующую переменную. Так, для транспортных средств наибольшее значение имеют виброускорения кузова, определяющие величину перегрузки, действующую на водителя и пассажиров. Для колебаний кузова транспортного средства характерны амплитуды в несколько десятков сантиметров в широком спектре частот, обусловленные не только низкочастотными колебаниями на собственных частотах, но также и высокочастотными вибрациями от вращающихся узлов транспортных средств.

Известно [53;76], что собственная частота колебаний кузова легковых автомобилей находится в диапазоне от 1 до 3 Гц. Причем, наибольший вред организму водителя доставляет величина ускорений. Так, например, наибольшую опасность в себе несут колебания кузова частотой 2,5 Гц, амплитудой 20 мм и ускорением  $1,5 \text{ м/сек}^2$  (0,15g) [82]. При указанных параметрах колебаний кузова автомобиля утомление водителя наступает уже через несколько минут, что, несомненно, влияет на безопасность транспортного средства для окружающих. В связи с этим, в транспортном средстве виброзащита ведется в двух направле-

ниях – снижение частоты колебаний кузова до частот, комфортных для человека – 1-2 Гц, что соответствует привычной для человека скорости ходьбы. Второе направление связано с уменьшением амплитуды колебаний кузова до приемлемых величин.

Виброзащита промышленного и оборудования специального назначения связана, в первую очередь, с уменьшением величины виброперемещений – это обуславливается обеспечением заданной точности металлообрабатывающего или качеством получаемых изображений в оптическом оборудовании.

Для промышленного производства известны [79] следующие источники вибрации: микросейсмическая активность грунта, движущийся транспорт, колебания, обусловленные движением ветра, механическим оборудованием, в числе которого: вентиляторы, электропривод главного движения, лифты, а также пешеходная активность. В табл. 1 представлены основные источники вибрации с указанием их параметров.

Таблица 1 - Основные источники вибрации

Источник	Амплитуда, мм	Частота, Гц
Различные насосы	0,025	5-25
Пешеходная активность	0,0003	0,55-6
Автомобильный транспорт	0,01	5-100
Железнодорожный транспорт	1,5	5-20
Штамповальные прессы	0,0003-0,25	<20
Воздушные компрессоры	0,254	4-20

Радикальным методом борьбы с внешней вибрацией может служить виброизоляция фундамента здания от грунта. В этом случае, эффективным способом защиты от вибраций является установка фундамента здания на упругие опоры. Главный из недостатков пассивных виброизоляторов – обеспечение ка-

чественной виброзащиты в узком расчетном диапазоне частот. Поэтому, указанные пассивные способы виброзащиты эффективны в ограниченном частотном диапазоне.

Виброзащита оптико-механического оборудования связана с обеспечением высокой четкости изображения. Так, например, микроскопы, приборы для измерения шероховатости поверхности, основанные на высокоточном позиционировании зонда, имеют разрешающую способность порядка нескольких нанометров, в связи с этим, требуется обеспечивать соответствующий уровень виброперемещений. В оптико-механических комплексах земного и космического базирования также необходимо снижать уровень виброперемещений для получения более точного «несмазанного» изображения объекта. Оптические приборы считаются изолированными, если смещение виброизолируемого объекта не превышает 2-3мкм и горизонтальность испытательной платформы выдерживается с точностью до 0,2 дуговой секунды [50]. В работе [96] установлено, что с фундамента виброзащищенного от грунта на защищаемый оптико-механический комплекс поступает возмущающее воздействия с преобладающей частотой 3-5Гц и амплитудой 14-17мкм.

Важное практическое значение имеет задача виброзащиты ответственных объектов при их транспортировке. Наибольшие перегрузки испытывают объекты при автомобильном, морском и воздушном транспорте. В нашей стране традиционно наибольшее распространение ввиду выгоды и доступности получил автомобильный и железнодорожный транспорт. Для динамических воздействий на ответственные объекты при железнодорожном транспортировании характерны малые амплитуды колебаний с высокой частотой, обусловленной скоростью прохождения составом конструктивных элементов железнодорожного пути (рельсовые стыки, стрелочные переводы, остряки и т.п.) [41].

В настоящее время, в связи с всемирной глобализацией все чаще и чаще возникают ситуации, приводящие к необходимости транспортирования отечественных изделий на большие расстояния между материками морским транспортом. Примером грузов ответственного назначения могут служить космиче-

ские аппараты (КА) транспортируемые на большие расстояния из европейской части России на космодромы Южной и Северной Америк, Юго-Восточной и Восточной Азии, в районы запуска в Индийском Океане (рисунок 9) [94].

Транспортировка КА сопряжена с обеспечением заданных параметров температурно-влажностного режима, вентиляции и амортизация горизонтально закрепленных блоков в специально оборудованных контейнерах. Применение систем поддержания требуемого микроклимата в условиях стандартных размеров транспортных платформ предъявляет дополнительные требования к системе виброзащиты по весогабаритным показателям.

В этой связи особую значимость получают системы виброзащиты с электротехническими исполнительными элементами. В работе Широкова С.В. [94] установлено, что наиболее часто повторяющееся волнение в морях и океанах соответствует 3 балам, что соответствует высоте волны в 0,75 – 1,25 м. Характеристика остальных волнений представлены, например, в [17;75].

Важный показатель системы виброзащиты – эффективность. В исследованиях, посвященных виброзащите, к настоящему времени существует большое число критериев эффективности [21;22;28;29;42].

Как было показано выше, контролируемая переменная обуславливается конкретной областью применения. Так, в транспортных средствах при детерминированном возмущении эффективность системы виброзащиты определяется снижением в заданном частотном диапазоне ускорений защищаемого объекта до некоторого заданного значения. В этом случае условие эффективности можно сформулировать следующим образом:

- отношение максимальной амплитуды  $A_a(\omega)$  ускорений в активной системе виброзащиты к максимальной амплитуде ускорений  $A_{II}(\omega)$  в пассивной системе виброзащиты должно быть меньше единицы, т.е.

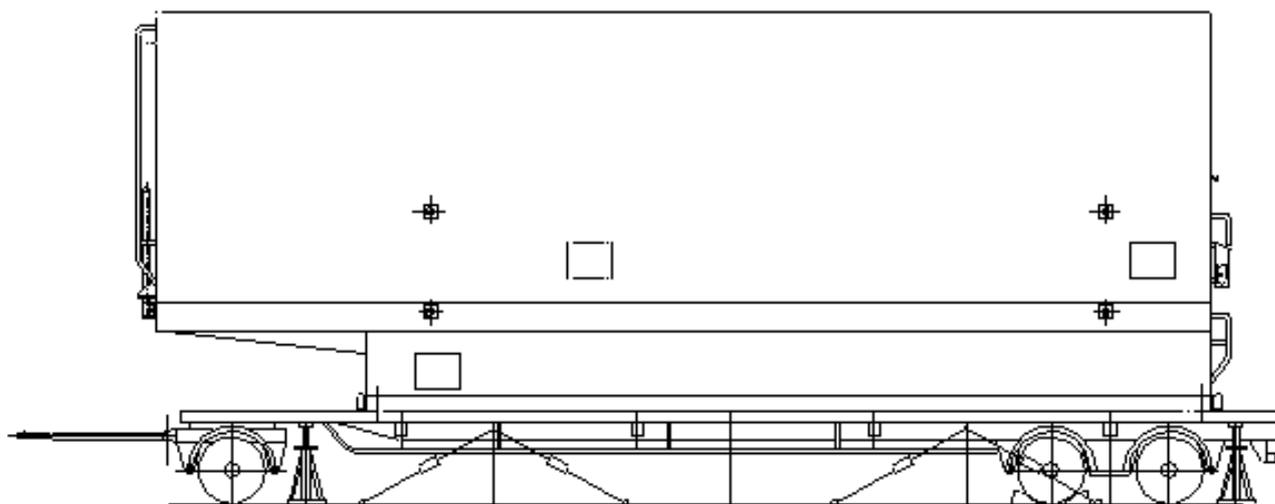
$$\frac{A_a(\omega)}{A_{II}(\omega)} < 1.$$



a)



б)



в)



г)

Рис. 9 - Транспортировка КА морским транспортом

Аналогично можно сформулировать условие эффективности для контролируемой переменной в виде виброскорости защищаемого объекта

$$\frac{V_a(\omega)}{V_{II}(\omega)} < 1,$$

где  $V_a(\omega)$  – максимальная амплитуда виброскорости в активной системе виброзащиты;

$V_{II}(\omega)$  – максимальная амплитуда виброскорости виброскорость в пассивной системе виброзащиты;

и перемещения защищаемого объекта

$$\frac{Z_a(\omega)}{Z_{II}(\omega)} < 1,$$

где  $Z_a(\omega)$  – максимальная амплитуда перемещений в активной системе виброзащиты;

$Z_{II}(\omega)$  – максимальная амплитуда перемещений в пассивной системе виброзащиты.

Для возмущения в виде случайного воздействия, которое является наиболее распространённым в технике, в общем случае, условие эффективности виброзащиты может формулироваться с использованием числовых характеристик случайного процесса [42]:

- математическое ожидание – активная виброзащитная система будет эффективна, если значение математическое ожидание выходной координаты  $m_{вых}$  будет меньше значения математического ожидания  $m_{вх}$  входной координаты

$$m_{вых} < m_{вх} ;$$

- среднеквадратичное отклонение – если значение среднеквадратичного отклонения выходной координаты  $\sigma_{вых}$  будет меньше значения среднеквадратичного отклонения  $\sigma_{вх}$  входной координаты:  $\sigma_{вых} < \sigma_{вх} ;$

- дисперсия - если значение дисперсии выходной координаты  $D_{вых}$  будет меньше значения дисперсии  $D_{вх}$  входной координаты:  $D_{вых} < D_{вх} ;$

- спектральная плотность мощности - если значение спектральной плотности мощности выходного сигнала  $S_{вых}(\omega)$  будет меньше значения спектральной плотности мощности входного сигнала  $S_{вх}(\omega)$ :  $S_{вых}(\omega) < S_{вх}(\omega)$ .

#### 1.4. Выводы по первому разделу

В настоящий момент существует большое число исследований, связанных с электротехническими активными системами виброзащиты. В основной массе в качестве исполнительного устройства используются гидравлические и пневматические элементы. Активные системы виброзащиты с магнитореологическим исполнительным устройством распространены менее. В отечественных исследованиях теоретические аспекты проектирования магнитореологических демпферов, вопросы разработки алгоритмов управления активной виброзащитой с магнитореологическим демпфером и исследование её эффективности представлены частично, в виде общих моделей и требований. Более углубленно эти вопросы изучаются в публикациях зарубежных ученых. Главное направление научных исследований зарубежных ученых – поиски эффективного управления такими системами виброзащиты. Вместе с тем, результаты поиска эффективного управления приводят зачастую к регуляторам, трудно реализуемым технически. Дополнительно, мало изученным вопросом является эффективность системы виброзащиты в условиях значительных вариаций параметров возмущения, а также эффективность системы виброзащиты в условиях изменения типа возмущения. Указанные вопросы определяют актуальность представленной работы.

## 2 МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ С УПРАВЛЯЕМЫМ ЭЛЕМЕНТОМ ДЕМПФИРОВАНИЯ

### 2.1 Функциональная схема исследуемой системы виброзащиты

В работе исследуется электротехническая активная система виброзащиты, функциональная схема которой представлена на рисунке 10.

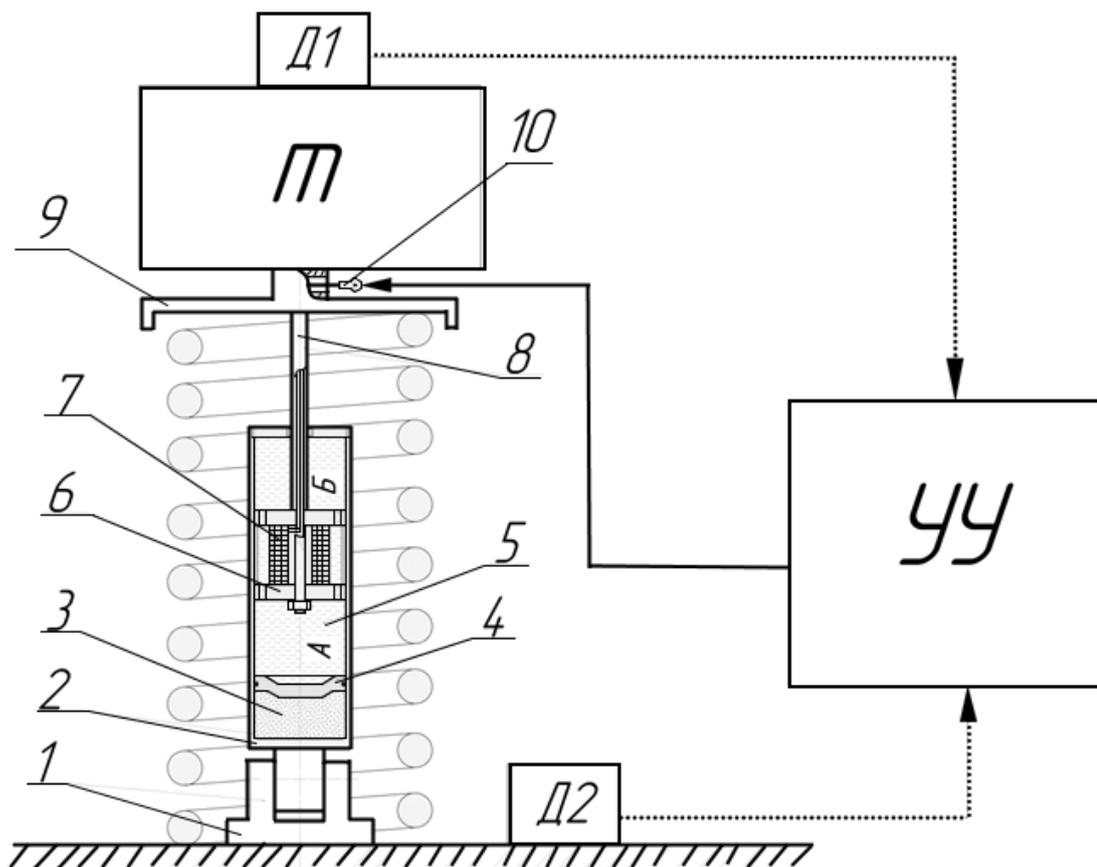


Рис. 10 – Функциональная схема активной системы виброзащиты

Схема на рис. 10 может быть использована в автомобильном транспорте. Система виброзащиты выполнена по схеме параллельной установки элементов вязкого сопротивления и упругости (схема Кельвина). Известно [35;36], что жесткость упругого элемента ухудшает резонансные и улучшает зарезонансные свойства виброзащитной системы, а вязкое сопротивление наоборот, приводит к улучшению резонансных и ухудшению зарезонансных свойств виброзащитной системы. Таким образом, виброзащитная система, выполненная по такой

схеме может служить компромиссным решением, позволяющим оптимизировать резонансные и зарезонансные свойства системы.

Исполнительным элементом в рассматриваемой электротехнической системе виброзащиты является управляемый магнитореологический демпфер колебаний. Указанный демпфер работает следующим образом. Приложенное к штоку 8 усилие на режиме «сжатие» заставляет перемещаться поршень 6 с обмоткой 7 вдоль корпуса демпфера 2 по направлению к нижнему креплению демпфера 1, что сопровождается перетеканием магнитореологической жидкости 5 (МЖ) через дроссельные каналы поршня демпфера 6 из полости А в полость Б. Кавитация МЖ, возникающая при резких перемещениях поршня демпфера, устраняется поджатием МЖ через поршень 4 газом 3, закачанным под давлением 15-20 кс/см<sup>2</sup>. Подвод напряжения к обмотке электромагнита 7 осуществляется через контакты 10, выведенные наружу через отверстие в крышке пружины 9. Степень вязкости МЖ регулируется с помощью тока, протекающего по обмотке 7 электромагнита, чем достигается изменение силы вязкого сопротивления, развиваемой магнитореологическим демпфером.

Управление силой гидравлического сопротивления демпфера осуществляется посредством устройства управления (УУ), выполненного на аналоговых или микропроцессорных элементах. При управлении гидравлическим сопротивлением УУ может учитывать информацию, поступающую от датчиков ускорения защищаемого объекта (Д1) и опорной поверхности (Д2). Сигнал управления с выхода УУ поступает на выходной зажим 10 катушки электромагнита демпфера.

## **2.2 Математическая модель двухмассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении**

Расчетная схема двухмассовой колебательной системы с двумя степенями свободы представлена на рис. 11, где символом  $m_1$  обозначена неподрессоренная масса, являющаяся промежуточным объектом виброзащиты и защищенная от возмущения  $Z_0$  упругим элементом с жесткостью  $C_1$  и элементом гидравлического сопротивления с коэффициентом  $\beta_1$ . Символом  $m_2$  обозначена подрес-

соренная масса, дополнительно защищенная от возмущающего воздействия  $Z_0$  со стороны основания упругим элементом с жесткостью  $C_2$  и элементом гидравлического сопротивления с коэффициентом  $\beta_2$ .

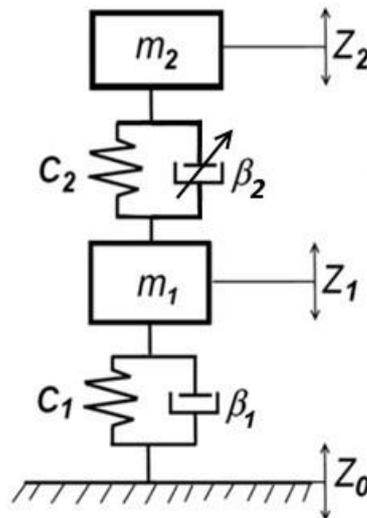


Рис. 11 - Расчетная схема двухмассовой колебательной системы с двумя степенями свободы

Представленная на рис. 11 расчетная схема двухмассовой колебательной системы соответствует реальной конструкции подвески автомобиля [25;113]. Основанием для использования такой упрощенной расчетной схемы при исследовании динамических характеристик системы виброзащиты автомобиля является допущение о том, что центр тяжести автомобиля располагается посередине колесной базы. В этом случае, колебания в передней подвеске автомобиля не зависят от колебаний в задней подвеске [76].

Далее, в соответствии со сложившейся терминологией [87;88] под параметрическим управлением понимают управление жесткостью или коэффициентом гидравлического сопротивления элементов системы виброзащиты. Такое управление, применительно к рассматриваемой системе, может осуществляться, например, дискретно за счет изменения тока в обмотке магнитореологического демпфера. Иными словами, в такой системе реализуется принцип управления по разомкнутому циклу. Изменение управляющего воздействия в этом случае осуществляется «вручную»: оператором, в соответствии с рекомендациями по настройке системы.

Поддрессоренная  $m_2$  и неподдрессоренная  $m_1$  массы имеют координаты перемещения  $Z_1$  и  $Z_2$  соответственно. Коэффициент гидравлического сопротивления  $\beta_2$  зависит от конструкции демпфера, определяющей его постоянное значение, а также тока в его катушке, определяющего его изменяемое значение.

В работах, выполненных при участии автора [70;71] получены аналитические зависимости в виде дифференциальных уравнений описывающих свободные колебания расчетной модели на рисунке 11 для фиксированных значений коэффициентов  $\beta_1, \beta_2$

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 Z_1(t)}{dt} + C_1(Z_1(t) - Z_0(t)) - C_2(Z_2(t) - Z_1(t)) \\ + \beta_1 \frac{d(Z_1(t) - Z_0(t))}{dt} - \beta_2 \frac{d(Z_2(t) - Z_1(t))}{dt} = 0; \\ m_2 \frac{d^2 Z_2(t)}{dt} + \beta_2 \frac{d(Z_2(t) - Z_1(t))}{dt} + C_2(Z_2(t) - Z_1(t)) = 0. \end{cases} \quad (2.1)$$

Рассмотрим систему дифференциальных уравнения (2.1) по отдельности. Запишем первое уравнение (2.1) в операторном виде

$$\begin{aligned} m_1 p^2 Z_1(p) + C_1(Z_1(p) - Z_0(p)) - C_2(Z_2(p) - Z_1(p)) + \beta_1 p(Z_1(p) \\ - Z_0(p)) - \beta_2 p(Z_2(p) - Z_1(p)) = 0. \end{aligned}$$

Сгруппируем последнее выражение таким образом, чтобы в левой части последнего выражения остались все множители, относящиеся к выходной переменной  $Z_1(p)$ , а в правой остальные  $-Z_0(p)$  и  $Z_2(p)$

$$\begin{aligned} m_1 p^2 Z_1(p) + \beta_1 p Z_1(p) + \beta_2 p Z_1(p) + C_1 Z_1(p) + C_2 Z_1(p) = \\ = C_1 Z_0(p) + C_2 Z_2(p) + \beta_1 p Z_0(p) + \beta_2 p Z_2(p). \end{aligned}$$

Вынося за скобки общие множители, получим

$$Z_1(p)[m_1 p^2 + (\beta_1 + \beta_2)p + (C_1 + C_2)] = Z_2(p)[\beta_2 p + C_2] + Z_0(p)[\beta_1 p + C_1]. \quad (2.2)$$

Из выражения (2.2) получено

$$\begin{aligned} Z_1(p) = Z_2(p) \frac{(\beta_2 p + C_2)}{(m_1 p^2 + (\beta_1 + \beta_2)p + (C_1 + C_2))} + \\ + Z_0(p) \frac{(\beta_1 p + C_1)}{(m_1 p^2 + (\beta_1 + \beta_2)p + (C_1 + C_2))}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Представим выражение для  $Z_1(p)$  в виде

$$Z_1(p) = Z_0(p)W_1(p) + Z_2(p)W_3(p).$$

где

$$W_1(p) = \frac{Z_0'(p)}{Z_0(p)} = \frac{(\beta_1 p + C_1)}{(m_1 p^2 + (\beta_1 + \beta_2)p + (C_1 + C_2))}; \quad (2.4)$$

$$W_3(p) = \frac{Z_{oc}(p)}{Z_2(p)} = \frac{[\beta_2 p + C_2]}{(m_1 p^2 + (\beta_1 + \beta_2)p + (C_1 + C_2))}; \quad (2.5)$$

Обратимся ко второму уравнению системы (2.1). Запишем выражение в операторном виде

$$m_2 p^2 Z_2(p) + \beta_2 p (Z_2(p) - Z_1(p)) + C_2 (Z_2(p) - Z_1(p)) = 0. \quad (2.6)$$

Сгруппируем выражение (2.6), так чтобы в левой части остались все множители, относящиеся к  $Z_2(p)$ , а в правой относящиеся к  $Z_1(p)$

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

Вынося за скобки общие множители, получим

$$Z_2(p)[m_2 p^2 + \beta_2 p + C_2] = Z_1(p)[\beta_2 p + C_2].$$

Передаточная функция для переменных  $Z_2(p)$ ,  $Z_1(p)$

$$W_2(p) = \frac{Z_2(p)}{Z_1(p)} = \frac{\beta_2 p + C_2}{m_2 p^2 + \beta_2 p + C_2}. \quad (2.7)$$

Используя методы структурного преобразования [47;93], взаимосвязь между переменными в расчетной модели, эквивалентной двухмассовой колебательной системе, удобно представить с помощью структурной схемы на рис. 12.

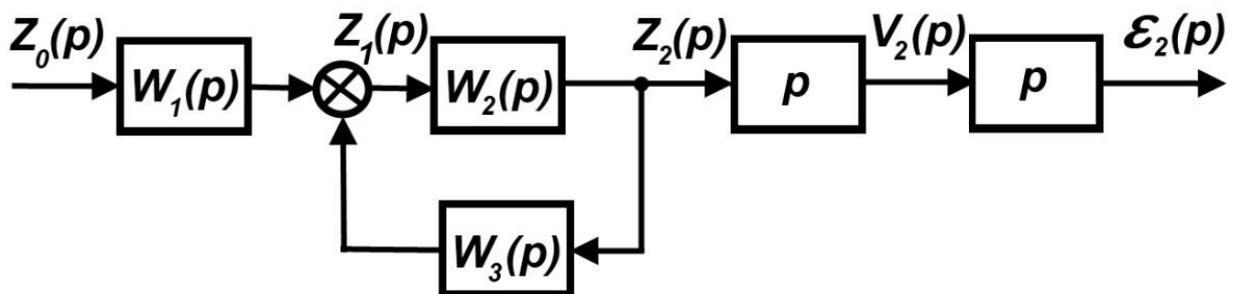


Рис. 12 – Структурная схема, соответствующая расчетной модели колебательной системы

При помощи структурной схемы (рис. 12) можно записать выражение для общей передаточной функции всей рассматриваемой колебательной системы для входной переменной в виде перемещения основания  $Z_0(p)$  и выходной – перемещение защищаемого объекта  $Z_2(p)$

$$W_{ЭКВ}(p) = \frac{Z_2(p)}{Z_0(p)} = W_1(p) \frac{W_2(p)}{1 - W_2(p)W_3(p)}. \quad (2.8)$$

Подставляя полученные выражения (2.3), (2.5), (2.7) для передаточных функций отдельных звеньев одномассовой системы виброзащиты в выражение (2.8), определим выражение для  $W_{ЭКВ}(p)$

$$W_{ЭКВ}(p) = \frac{Z_2(p)}{Z_0(p)} = \frac{a_2 p^2 + a_1 p + a_0}{a_7 p^4 + a_6 p^3 + a_5 p^2 + a_4 p + a_3}, \quad (2.9)$$

где

$$a_0 = 1, a_1 = k_1 \left( \left( \frac{\beta_1}{C_1} \right) + \left( \frac{\beta_2}{C_2} \right) \right), a_2 = k_1 \left( \frac{\beta_1}{C_1} \right) \left( \frac{\beta_2}{C_2} \right),$$

$$a_3 = \left( \frac{m_2}{C_2} \right) \left( \frac{\beta_1 + \beta_2}{C_1 + C_2} \right) + \left( \frac{m_1}{C_1 + C_2} \right) \left( \frac{\beta_2}{C_2} \right),$$

$$a_5 = \left( \frac{m_2}{C_2} \right) + \left( \frac{\beta_1 + \beta_2}{C_1 + C_2} \right) \left( \frac{m_1}{C_1 + C_2} \right) + \left( \frac{\beta_2}{C_2} \right),$$

$$a_4 = \left( \frac{m_1}{C_1 + C_2} \right) \left( \frac{m_2}{C_2} \right), a_6 = \left( \frac{\beta_1 + \beta_2}{C_1 + C_2} \right) + \left( \frac{\beta_2}{C_2} \right), a_7 = 1.$$

Передаточная функция (2.9) удобна для исследования динамических характеристик двухмассовой системы виброзащиты с помощью инженерных программ (Matlab, Mathcad, CLASSiC).

На основании общей передаточной функции (2.8), (2.9) можно получить выражение для выходных переменных виброскорости  $v(p)$  и виброускорения  $\varepsilon(p)$  защищаемого объекта. Для этого достаточно числитель (2.8) умножить на оператор  $p$ , чтобы перейти к переменной  $v(p)$ , и умножить на  $p^2$ , чтобы перейти к  $\varepsilon(p)$ .

### 2.3 Математическая модель одномассовой активной системы виброзащиты с управляемым магнитореологическим демпфером

В настоящем исследовании в качестве основной расчетной схемы принята одномассовая колебательная система (рис. 13), в которой используется управляемый элемент гидравлического сопротивления в виде магнитореологического демпфера колебаний.

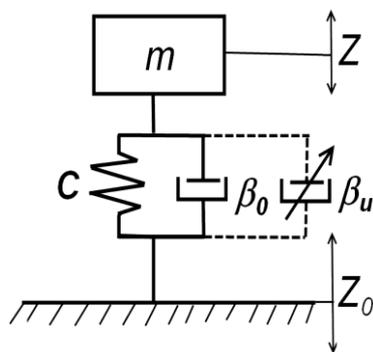


Рис. 13 – Расчетная схема одномассовой системы виброзащиты

Расчетная схема на рис. 13 является частным случаем расчетной схемы на рис. 11, при условии  $C_1 \gg C_2$ , что имеет место, например, в современных высокоскоростных автомобилях с низкопрофильными шинами. Указанная схема также может быть использована при моделировании систем виброзащиты промышленных объектов.

В активной системе виброзащиты управление током в обмотке демпфера осуществляется в функции координат (перемещение, скорость, ускорение) виброзащищаемого объекта, то есть значение коэффициента гидравлического сопротивления, в отличие от предыдущей модели, изменяется в процессе управления. Указанные особенности отражены в рассмотренных ниже моделях.

Для расчетной схемы на рис. 13 в работах, выполненных при участии автора [2;12;63;64;72] установлена зависимость между регулирующим воздействием в виде тока в катушке магнитоэлектрического демпфера и регулируемой переменной в виде перемещения, виброскорости и виброускорения защищаемого объекта. Результаты исследования также представлены далее.

Запишем уравнение динамики для расчетной схемы на рис. 13.

$$m \frac{d^2 Z(t)}{dt^2} = F_{\Sigma}(t). \quad (2.10)$$

Сила, действующая на виброзащищаемую массу, может быть представлена в виде двух слагаемых

$$F_{\Sigma}(t) = F_c(t) + F_g(t). \quad (2.11)$$

Первое из слагаемых  $F_c$  создается упругими деформациями пружины и

пропорционально взаимному смещению основания и виброзащищаемого объекта

$$F_c(t) = C[Z_0(t) - Z(t)]. \quad (2.12)$$

Второе слагаемое представляет собой демпфирующую силу и зависит от скорости взаимного смещения основания и объекта

$$F_g(t) = \beta \frac{d(Z_0(t) - Z(t))}{dt}, \quad (2.13)$$

или обозначив

$$\frac{d(Z_0(t) - Z(t))}{dt} = v_1(t), \quad (2.14)$$

получим

$$F_g(t) = \beta v_1(t). \quad (2.15)$$

В свою очередь сила гидравлического сопротивления может быть представлена в виде составляющей, определяемой начальной настройкой демпфера  $F_{gn}$ , и составляющей  $F_{gu}$ , зависящей от изменения тока в обмотке демпфера

$$F_g(t) = F_{gn}(t) + F_{gu}(t) = \beta_n v_1(t) + k_u I_u(t) v_1(t). \quad (2.16)$$

Перепишем уравнения (2.10) - (2.16) в операторной форме

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 Z(t)}{dt^2} = F_\Sigma(t) \text{ или } Z(t) = \frac{1}{mp^2} F_\Sigma(t); \\ F_\Sigma(p) = F_c(p) + F_g(p); \\ F_c(p) = C[Z_0(p) - Z(p)]; \\ F_g(p) = \beta p [Z_0(p) - Z(p)]; \\ p [Z_0(p) - Z(p)] = v_1(p); \\ F_g(p) = \beta v_1(p); \\ F_g(p) = \beta_n v_1(p) + k_u I_u(p) v_1(p). \end{array} \right. \quad (2.17)$$

Приведенной системе уравнений соответствует структурная схема исходной нелинейной модели на рис. 14.

Основной существенной нелинейностью в модели является произведение переменных в уравнение (2.16) [27]. Для последующего решения задачи синтеза регуляторов в замкнутой системе линеаризуем второе слагаемое (2.16).



$$\Delta F_g = \left( \frac{\partial F_g}{\partial v_1} \right)_0 \Delta v_1 + \left( \frac{\partial F_g}{\partial I_u} \right)_0 \Delta I_u = k_u I_{u0} \Delta v_1 + k_u v_{л} \Delta I_u = \beta_{u0} \Delta v_1 + \beta_u \Delta I_u, \quad (2.18)$$

где  $\beta_{u0} = k_u I_{u0}$ ,  $\beta_u = k_u v_{л}$ .

Тогда уравнение для приращения силы  $F_g$  гидравлического сопротивления можно переписать в виде

$$\Delta F_g(p) = \beta_n v_1(p) + \beta_{u0} \Delta v_1(p) + \beta_u \Delta I_u(p) = \beta_0 v_1(p) + \beta_u \Delta I_u(p), \quad (2.19)$$

где  $\beta_0 = \beta_n + \beta_{u0}$ .

С учетом выражения (2.19) структурная схема на рис. 14 преобразуется к виду, показанному на рис. 15.

В выражении (2.19) коэффициент гидравлического сопротивления  $\beta_0$  определяется значением  $\beta_n$  при нулевом токе управления и дополнительной составляющей  $\beta_{u0}$ , зависящей от тока управления  $I_{u0}$ , задаваемого при первоначальной настройке демпфера.

Рассмотрим особенности использования разработанных моделей. Как следует из изложенного выше, возможно управлять динамическими свойствами системы используя различные подходы:

1. изменять настройку системы за счет задания определенного тока управления демпфера;
2. использовать канал управления током демпфера, замкнув систему с помощью отрицательной обратной связи, например, по ускорению (такие системы рассмотрены в разделе 3).

Первый случай соответствует управлению по разомкнутому циклу. Применительно к виброзащитным системам такое управление названо профессором СГАУ Чегодаевым Д.Е. параметрическим [88]. Далее, в работе используется именно этот термин. Характерным примером использования параметрического управления является рассмотренная ранее электронная система управления амортизаторами «ЭРА», разработанная в НПП «Система технологий», где имеется возможность дискретной перенастройки водителем параметров демпфера в зависимости от условий движения.



Для исследования динамических характеристик системы по каналу возмущения при параметрическом управлении может быть использована структурная схема модели на рис. 16, в которой ток  $\Delta I_u$  задан равным нулю.

На схеме рис. 16 показано, что в соответствии с уравнением (2.19), устанавливаемое значение тока  $I_{u0}$  можно изменять значение эквивалентного коэффициента гидравлического сопротивления  $\beta_0$ , и, тем самым, воздействовать на характеристики системы виброзащиты.

На основании структурной схемы при параметрическом управлении получены передаточные функции для приращений системы виброзащиты для выходных переменных  $Z(p)$  и  $\varepsilon(p)$ :

$$W_{\Pi Z}(p) = \frac{Z(p)}{Z_0(p)} = \frac{\left(\frac{\beta_0}{C} p + 1\right)}{\left(\frac{m}{C} p^2 + \frac{\beta_0}{C} p + 1\right)}; \quad (2.20)$$

$$W_{\Pi \varepsilon}(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{\left(\frac{\beta_0}{C} p + 1\right)}{\left(\frac{m}{C} p^2 + \frac{\beta_0}{C} p + 1\right)}. \quad (2.21)$$

Как видно из выражений (2.20) и (2.21) они аналогичны. Поэтому, в дальнейшем при исследовании динамических характеристики системы виброзащиты при параметрическом управлении для входных переменных в виде перемещения и ускорения основания и выходных переменных в виде перемещения и ускорения защищаемого объекта используется одна модель в виде передаточной функции по выражению (2.20).

Остановимся на особенностях использования разработанной линеаризованной модели при расчетах замкнутой системы. На основании структурной схемы системы по рис. 15 после преобразований получено выражение для передаточной функции разомкнутой системы относительно управляющего воздействия  $\Delta I_u$  для выходной переменной в виде перемещения  $\Delta Z$  защищаемого объекта

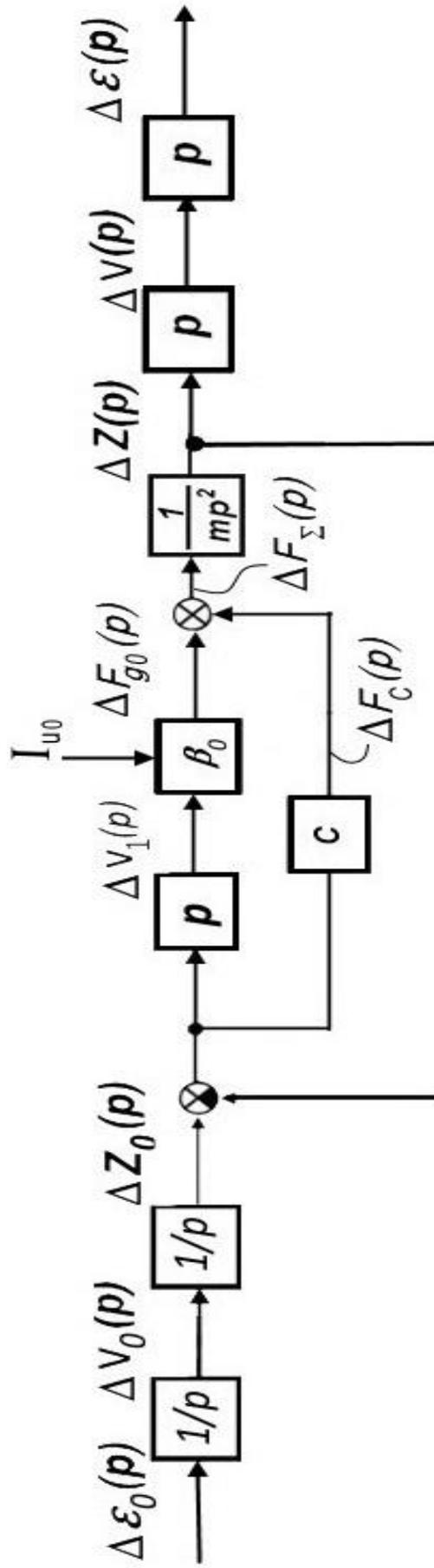


Рис. 16 – Структурная схема для исследования динамических характеристик при параметрическом управлении

$$W_{pZ}(p) = \frac{\Delta Z(p)}{\Delta I_u(p)} = \frac{\beta_u / C}{\left( \frac{m}{C} p^2 + \frac{\beta_0}{C} p + 1 \right)}. \quad (2.22)$$

Переход к выходной переменной в виде виброскорости  $\Delta v$  защищаемого объекта достигается умножением перемещения  $\Delta Z$  защищаемого объекта на оператор  $p$  Лапласа, т.е.

$$W_{pV}(p) = \frac{p\Delta Z(p)}{\Delta I_u(p)} = \frac{\Delta v(p)}{\Delta I_u(p)} = \frac{\beta_u / C}{\left( \frac{m}{C} p^2 + \frac{\beta_0}{C} p + 1 \right)}. \quad (2.23)$$

А переход к виброускорению  $\Delta \varepsilon$  защищаемого объекта - умножением перемещения  $\Delta Z$  защищаемого объекта на оператор  $p^2$  Лапласа, то есть

$$W_{p\varepsilon}(p) = \frac{p^2 \Delta Z(p)}{\Delta I_u(p)} = \frac{\Delta \varepsilon(p)}{\Delta I_u(p)} = \frac{\beta_u / C}{\left( \frac{m}{C} p^2 + \frac{\beta_0}{C} p + 1 \right)}. \quad (2.24)$$

Как следует из анализа выражений (2.22) – (2.24), передаточные функции отличаются только контролируемыми выходными переменными.

В полученные выражения входит коэффициент передачи

$$\beta_u = k_u v_{\text{л}},$$

значение которого зависит от скорости  $v_{\text{л}}$ . В связи с этим, при синтезе регуляторов принимается некоторое постоянное расчетное значение  $\beta_{up}$  с учетом характерного для рассматриваемого режима работы значения  $v_{\text{л}}$ . Кроме того, проводится анализ устойчивости замкнутой активной системы виброзащиты, а также изменений показателей качества управления в условиях вариации  $\beta_u$ , обусловленных изменением  $v_{\text{л}}$ .

## 2.4 Исследование динамических характеристик одномассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении

В управляемом магнитоэологическом демпфере (см. рис. 35) посредством прикладываемой к катушке электромагнита разности потенциалов происходит изменение вязкости магнитоэологической жидкости, что в итоге приводит к

изменению силы гидравлического сопротивления демпфера.

По математическим моделям (2.20), (2.21) проведено исследование динамических характеристик одномассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении силой гидравлического сопротивления  $F_g$  демпфера за счет изменения начального тока  $I_{u0}$ . Результаты исследования опубликованы в работах, выполненных с участием автора [3;4;9;10], а также представлены далее.

Поскольку передаточные функции (2.20) и (2.21) аналогичны, то изучение динамических характеристик системы виброзащиты при параметрическом управлении силой гидравлического сопротивления ведется только для выходной переменной в виде ускорения  $\varepsilon$  защищаемого объекта. Все выводы и результаты, полученные для ускорения  $\varepsilon$  справедливы также и для перемещения  $Z$  защищаемого объекта. На рис. 17 представлен график переходной характеристики для переменной в виде ускорения  $\varepsilon$  защищаемого объекта в системе виброзащиты при токе  $I_{u0} = 0$ .

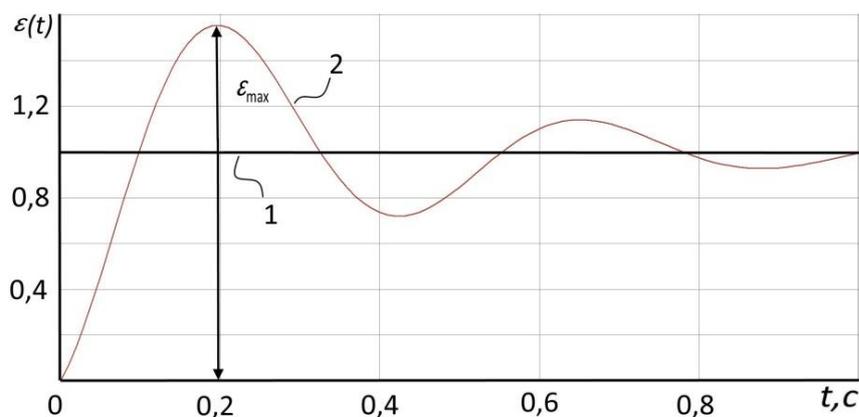


Рис. 17 – График переходной характеристики системы виброзащиты: 1 – единичное ступенчатое входное воздействие, в виде ускорения  $\varepsilon_0$ ; 2 – переходная характеристика для ускорения  $\varepsilon(t)$  защищаемого объекта;  $\varepsilon_{\max}$  – максимальная амплитуда ускорения  $\varepsilon(t)$  защищаемого объекта.

График на рис. 17 построен с учетом численных значений параметров, соответствующих разработанной экспериментальной установке для исследования динамических характеристик системы виброзащиты автомобилей с магнито-реологическим демпфером колебаний:  $m=80$  кг,  $C=15$  кН/м. Также, дополнительно экспериментально определено (в разделе 4) начальное значение коэф-

фициента  $\beta_n$  равное  $455 \text{ Па}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$ . Характерным примером переходной характеристики системы виброзащиты, представленным на рис. 17, являются колебания кузова автомобиля, при прохождении им выступающей на некоторую высоту неровность дороги, например, бордюр [41]. Единичное возмущение на рис. 17 представлено в относительных единицах, базовым значением которого является ускорения в  $1g$ .

Дополнительно, проанализирован характер изменения динамического отклонения  $\varepsilon = \frac{(\varepsilon_{\max} - \varepsilon_0)}{\varepsilon_0}$  виброускорения защищаемого объекта в зависимости от параметра  $\beta^* = \frac{\beta_{u0}}{\beta_n}$ . Результаты анализа представлены на рис. 18.

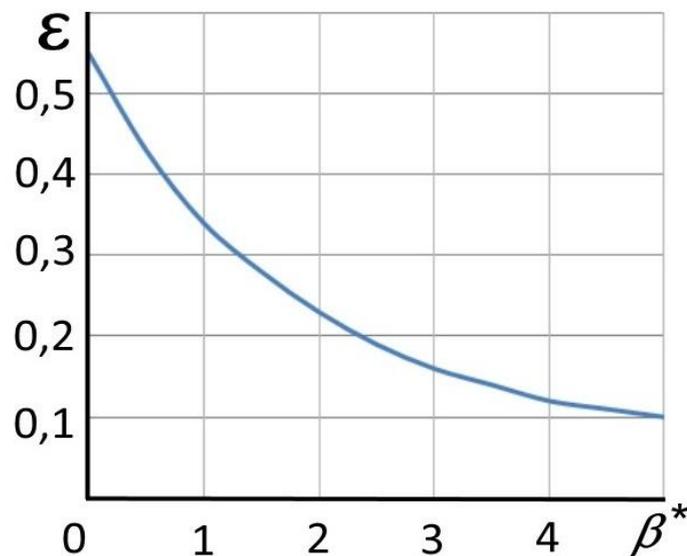


Рис. 18 - Графики зависимости динамического отклонения  $\varepsilon$  ускорения от относительного значения параметра  $\beta^*$ .

Анализ графика на рис. 18 показывает, что с повышением  $\beta^*$  наблюдается снижение значений  $\varepsilon$ . Причем, значения  $\varepsilon$  близки к установившимся при  $\beta^* = 4$ , что соответствует значениям начального тока настройки  $I_{u0} = 2,1 A$ .

На рис. 19 представлен график амплитудной частотной характеристики системы виброзащиты для относительной амплитуды ускорений  $A(\omega)$  защищаемого объекта. Он получен для двух значений параметра  $\beta^*$ : кривая 1 соответствует значению  $\beta^* = 0$ ; кривая 2 -  $\beta^* = 3,5$ .

Как следует из расчетных данных и графиков на рис. 19, максимальные

значения относительной амплитуды ускорений  $A(\omega)$  с ростом  $\beta^*$  уменьшаются.

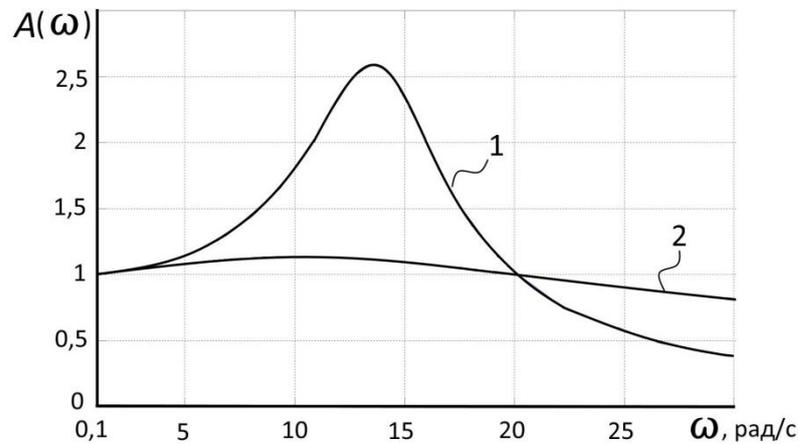


Рис. 19 – Амплитудные частотные характеристики системы виброзащиты

Характер изменения относительного максимального значения относительной амплитуды ускорений защищаемого объекта

$$A_{\max}^* = \frac{A_{\max T}}{A_{\max 0}}, \quad (2.25)$$

где  $A_{\max T}$  - максимальное значение относительной амплитуды ускорений защищаемого объекта соответствующее текущему значению  $\beta^*$ ;

$A_{\max 0}$  - максимальное значение относительной амплитуды виброускорений защищаемого объекта соответствующее  $\beta^* = 0$ ,

в зависимости от значений  $\beta^*$  представлен в виде графика на рис. 20.

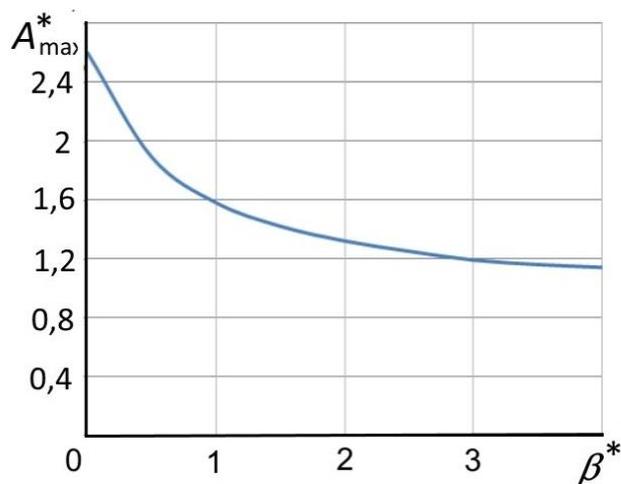


Рис. 20 – График зависимости  $A_{\max}^*$  от параметра  $\beta^*$

Как следует из графиков на рис. 18 и 20, максимальные значения динамического отклонения  $\varepsilon$  и максимальные значения относительной амплитуды  $A_{\max}^*$  ускорения защищаемого объекта с увеличением значений  $\beta^*$  снижаются и достигают значений, близким к установившимся при  $\beta^* = 4$ .

Таким образом, для системы виброзащиты с указанными параметрами рекомендуется выбирать значения параметра  $\beta^*$  в диапазоне от 0 до 4, что соответствует диапазону значений тока начальной настройки демпфера  $I_{u0}$  от 0 до 2,1 А.

При технической реализации параметрического управления системой виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний рекомендуется изменять значения тока  $I_{u0}$  по следующему алгоритму. При частотах колебаний  $\omega$  защищаемого объекта ниже собственных ( $\omega_c$ ) для снижения значений амплитуды  $A_{\max}^*$  виброускорений рекомендуется повышать ток настройки  $I_{u0}$  увеличивая, тем самым, значения параметра  $\beta^*$ . При частотах колебаний  $\omega$  защищаемого объекта выше  $\omega_c$ , наоборот, рекомендуется уменьшать ток настройки  $I_{u0}$  снижая, тем самым, значения параметра  $\beta^*$ . Математически, предложенный алгоритм параметрического управления системой виброзащиты может быть записан в виде

$$I_{u0} = \begin{cases} I_{u0} \rightarrow 0, \omega > \omega_c ; \\ 0 < I_{u0} < 2,1, \omega \leq \omega_c . \end{cases} \quad (2.26)$$

## 2.5 Выводы по второму разделу

1. Рассмотрены функционально необходимые элементы разработанной электротехнической активной системы виброзащиты автомобильного транспорта с исполнительным элементом в виде магнитореологического демпфера колебаний.

2. Получена математическая модель двухмассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении, отличающаяся от известных моделей учетом силы гидравлического сопротивления, дополнительно создаваемой магнито-

реологическим демпфером колебаний.

3. Получена математическая модель одномассовой активной системы виброзащиты с управляемым магнитореологическим демпфером, отличающаяся от известных моделей учетом силы гидравлического сопротивления, дополнительно создаваемой магнитореологическим демпфером колебаний за счет тока в катушке демпфера.

4. Проведена линеаризация нелинейной характеристики зависимости силы гидравлического сопротивления управляемого магнитореологического демпфера колебаний от линейной скорости движения его подвижной части. Получены линеаризованные математические модели системы виброзащиты в виде передаточных функций для приращений, устанавливающие связь между входными переменными в виде перемещения и ускорения опорного основания и выходными переменными – перемещением и ускорением защищаемого объекта, соответственно.

5. Проведено исследование динамических характеристик одномассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении перемещением и ускорением защищаемого объекта за счет изменения тока начальной настройки демпфера. Определен диапазон изменения управляющего параметра. Разработаны рекомендации по управлению током начальной настройки демпфера. Предложен возможный вариант алгоритма, реализующего разработанные рекомендации в системе виброзащиты с параметрическим управлением.

### 3 СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РЕГУЛЯТОРОВ АКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ

#### 3.1 Структурная схема активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний

Результаты исследований, излагаемые в разделе 3, опубликованы в работах [10;62;64;66], выполненных автором и при участии автора.

На рис. 21 представлена разработанная функциональная схема системы активной виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний, где обозначено:  $W_B(p)$  - передаточная функция объекта по возмущению;  $W_Y(p)$  - передаточная функция системы виброзащиты по управляющему воздействию;  $W_P(p)$ -передаточная функция регулятора;  $W_A(p)$ -передаточная функция исполнительного элемента;  $\varepsilon_0$  – возмущающее воздействие в виде ускорения основания;  $\varepsilon$  – ускорение защищаемого объекта в разомкнутой системе;  $\Delta\varepsilon$  – приращение ускорения защищаемого объекта в замкнутой системе.

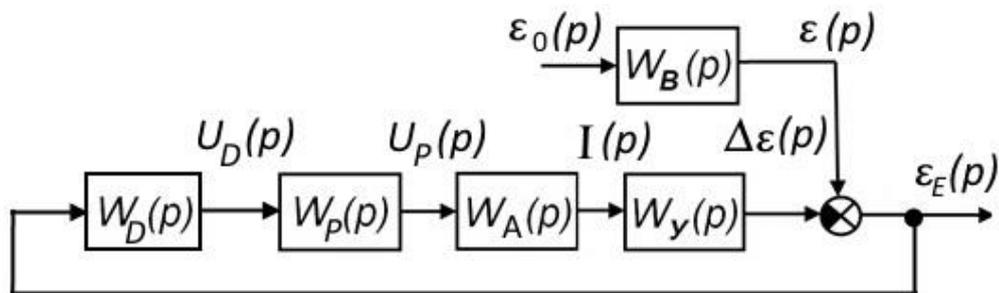


Рис. 21 - Структурная схема активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний

Динамических свойства звеньев замкнутой системы отражают полученные передаточные функции:

- системы виброзащиты по возмущению для входной переменной в виде ускорения  $\varepsilon_0$  основания и выходной – ускорение  $\varepsilon$  защищаемого объекта

$$W_B(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{\left(\frac{\beta_0}{C} p + 1\right)}{\left(\frac{m}{C} p^2 + \frac{\beta_0}{C} p + 1\right)}, \quad (3.1)$$

совпадающая с передаточной функцией (2.21) системы виброзащиты при пара-

метрическом управлении;

- системы виброзащиты для приращений переменных, устанавливающая связь между приращением входной переменной в виде тока  $I_u$  в катушке демпфера и приращением выходной переменной – ускорение  $\Delta\varepsilon$  защищаемого объекта (далее передаточная функция системы виброзащиты по управлению)

$$W_V(p) = \frac{\Delta\varepsilon(p)}{\Delta I_u(p)} = \frac{\beta_u / C}{\left( \frac{m}{C} p^2 + \frac{\beta_0}{C} p + 1 \right)}, \quad (3.2)$$

совпадающая с передаточной функцией (2.24);

- датчика колебаний, в виде акселерометра, рабочая область частот которого превышает рассматриваемый диапазон колебаний защищаемого объекта

$$W_D(p) = \frac{U_D(p)}{\varepsilon(p)} = k_D, \quad (3.3)$$

где  $k_D$  – коэффициент передачи датчика, В/г ;

$\varepsilon$  - ускорение защищаемого объекта, г;

$U_D$  – выходное напряжение датчика, В;

- исполнительного элемента в виде магнитореологического демпфера колебаний для входной переменной – регулируемое напряжение  $U_p$  и выходной – ток  $I_u$  в катушке демпфера

$$W_A(p) = \frac{\Delta I_u(p)}{U_p(p)} = \frac{k_A}{T_A p + 1}, \quad (3.4)$$

где  $k_A$  – коэффициент передачи демпфера, А/с;

$T_A$  – постоянная времени катушки электромагнита демпфера, с.

Передаточная функция регулятора  $W_P(p)$  подлежит определению в ходе процедуры синтеза.

### 3.2 Синтез гарантирующего регулятора для детерминированного возмущения

В условиях воздействия детерминированного возмущения на систему виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний целесообразно задавать требования к системе так, чтобы в заданном частотном диапазоне ко-

лебаний виброзащищаемого объекта (кузова автомобиля) не превышали некоторого заданного (гарантированного) уровня.

Проведен структурно-параметрический синтез гарантирующего регулятора для детерминированного возмущения с учетом структурной схемы, представленной на рис. 21.

Получена передаточная функция замкнутого контура системы виброзащиты и определяемая по выражению

$$W_{ЗАМ}(p) = \frac{1}{1 + W_P(p) \cdot W_A(p) \cdot W_V(p) \cdot W_D(p)}. \quad (3.5)$$

Определим передаточную функцию гарантирующего регулятора системы виброзащиты и его параметры, при которых виброускорения защищаемого объекта удовлетворяют заданным требованиям к системе виброзащиты: снижение в заданном частотном диапазоне до требуемого уровня.

Известна [19;49;81] стандартная методика структурно-параметрического синтеза регуляторов, исходя из требований к желаемому времени переходного процесса и перерегулированию в замкнутой системе. Поскольку поставленная задача отличается от указанной стандартной постановки, для её решения разработана специальная методика, опубликованная в работах [5;64;70] с участием автора. Суть предлагаемой методики заключается в следующем.

На рис. 22 представлены асимптотическая логарифмическая амплитудная частотная характеристика (ЛАХ)  $L_B(\omega)$  объекта относительно возмущения, соответствующая передаточной функции по выражению (2.21); желаемая ЛАХ  $L_{Ж}(\omega)$  замкнутой системы виброзащиты относительно возмущающего воздействия; требуемая ЛАХ  $L_3(\omega)$  замкнутого контура регулирования.

Вид  $L_{Ж}(\omega)$  сформирован с учетом необходимости снижения до некоторого требуемого значения  $A_0$  или в логарифмическом масштабе до  $L_0 = 20 \lg A_0$  виброускорений в частотном диапазоне от 0 до  $\omega_2$  (или в логарифмическом масштабе от 0 до  $\lg \omega_2$ ).

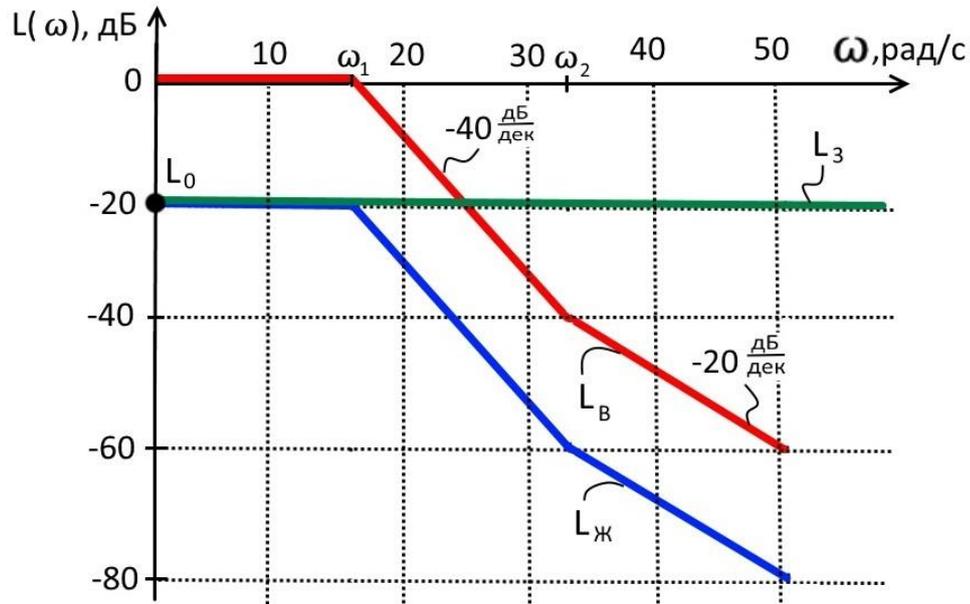


Рис. 22 – Логарифмические амплитудные частотные характеристики системы виброзащиты

С учетом требований по снижению амплитуды виброускорений, ЛАХ  $L_{Ж}(\omega)$  на рис. 22, представляет собой ЛАХ  $L_{В}(\omega)$ , смещенную в рассматриваемом диапазоне частот от 0 до  $\omega_2$  на расстояние  $L_0$  - это, как будет показано далее, позволяет упростить структуру регулятора.

Требуемая ЛАХ  $L_3(\omega)$  замкнутого контура регулирования

$$L_3(\omega) = L_{Ж}(\omega) - L_{В}(\omega).$$

Тогда, передаточная функция замкнутого контура с учетом вида  $L_3(\omega)$  на рисунке 22 должна иметь вид

$$W_3(p) = k_3(p) = \frac{C(p)}{D(p)}, \quad (3.6)$$

где  $C(p) = k_3(p)$ ,  $D(p) = 1$ .

Определим структуру регулятора, с учетом требуемой ЛАХ замкнутого контура регулирования.

Запишем выражение для передаточной функции замкнутого контура системы виброзащиты в разомкнутом состоянии в виде

$$W_{РАЗ}(p) = \frac{A(p)}{B(p)}.$$

При этом передаточная функция замкнутого контура описывается выражением

$$W_{зам}(p) = \frac{1}{1 + W_{PA3}(p)} = \frac{B(p)}{B(p) + A(p)}. \quad (3.7)$$

Чтобы обеспечить совпадение динамических характеристик системы виброзащиты с желаемыми, передаточная функция (3.7) должна совпадать с передаточной функцией (3.6), то есть

$$B(p) = C(p);$$

$$B(p) + A(p) = D(p);$$

Откуда

$$A(p) = D(p) - B(p) = D(p) - C(p). \quad (3.8)$$

Передаточная функция замкнутого контура в разомкнутом состоянии (рис.21) имеет вид

$$W_{PA3}(p) = W_D(p) \cdot W_P(p) \cdot W_A(p) \cdot W_Y(p),$$

откуда передаточная функция регулятора

$$W_P(p) = \frac{W_{PA3}(p)}{W_A(p) \cdot W_Y(p) \cdot W_D(p)} = \frac{D(p) - C(p)}{C(p) \cdot W_A(p) \cdot W_Y(p) \cdot W_D(p)}. \quad (3.9)$$

Подставляя в выражения (3.9) ПФ для  $W_D(p)$ ,  $W_Y(p)$ ,  $W_A(p)$  после преобразований получим искомую передаточную функцию регулятора, обеспечивающего требуемую ЛАХ  $L_3(\omega)$  замкнутого контура регулирования

$$W_P^{ГД}(p) = \frac{(1 - k_3)}{k_3} \left( \frac{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}{a_4} \right), \quad (3.10)$$

где  $a_0 = 1$ ;  $a_1 = \left( T_A + \beta_0 / C \right)$ ;  $a_2 = \left( m / C + T_A \left( \beta_0 / C \right) \right)$ ;  $a_3 = \left( m / C \right) T_A$ ;  $a_4 = k_D k_A \left( \beta_0 / C \right)$ .

С учетом численных значений параметров, характерных для разработанной экспериментальной установки для исследования активной системы виброзащиты автомобиля:  $m=80$  кг,  $C=15$  кН/м, а также рассчитанных в разделе 4 значениях параметров:  $\beta_0 = \beta_n + \beta_{u0} = 455 + 614 = 1069$  Па·с·м и желаемым уровнем снижения величины ускорений в 2 раза (то есть  $k_3=0,7$ ) получены значения для весовых коэффициентов регулятора (3.10)

$$W_p^{ГД}(p) = \frac{2,65 \cdot 10^{-5} p^3 + 2,01 \cdot 10^{-3} p^2 + 27,1 \cdot 10^{-3} p + 0,3103}{4,04 \cdot 10^{-2}}. \quad (3.11)$$

В передаточной функции (3.11) значение гидравлического сопротивления  $\beta_{u0}=614$  Па·с·м соответствует току начальной настройки демпфера  $I_{u0}=0,7$  А, что определяет рабочую точку системы виброзащиты.

На рис. 23а представлен график ЛАХ, а на рис. 23б амплитудная частотная характеристика (АЧХ) для исходной разомкнутой и системы, замкнутой регулятором (3.11).

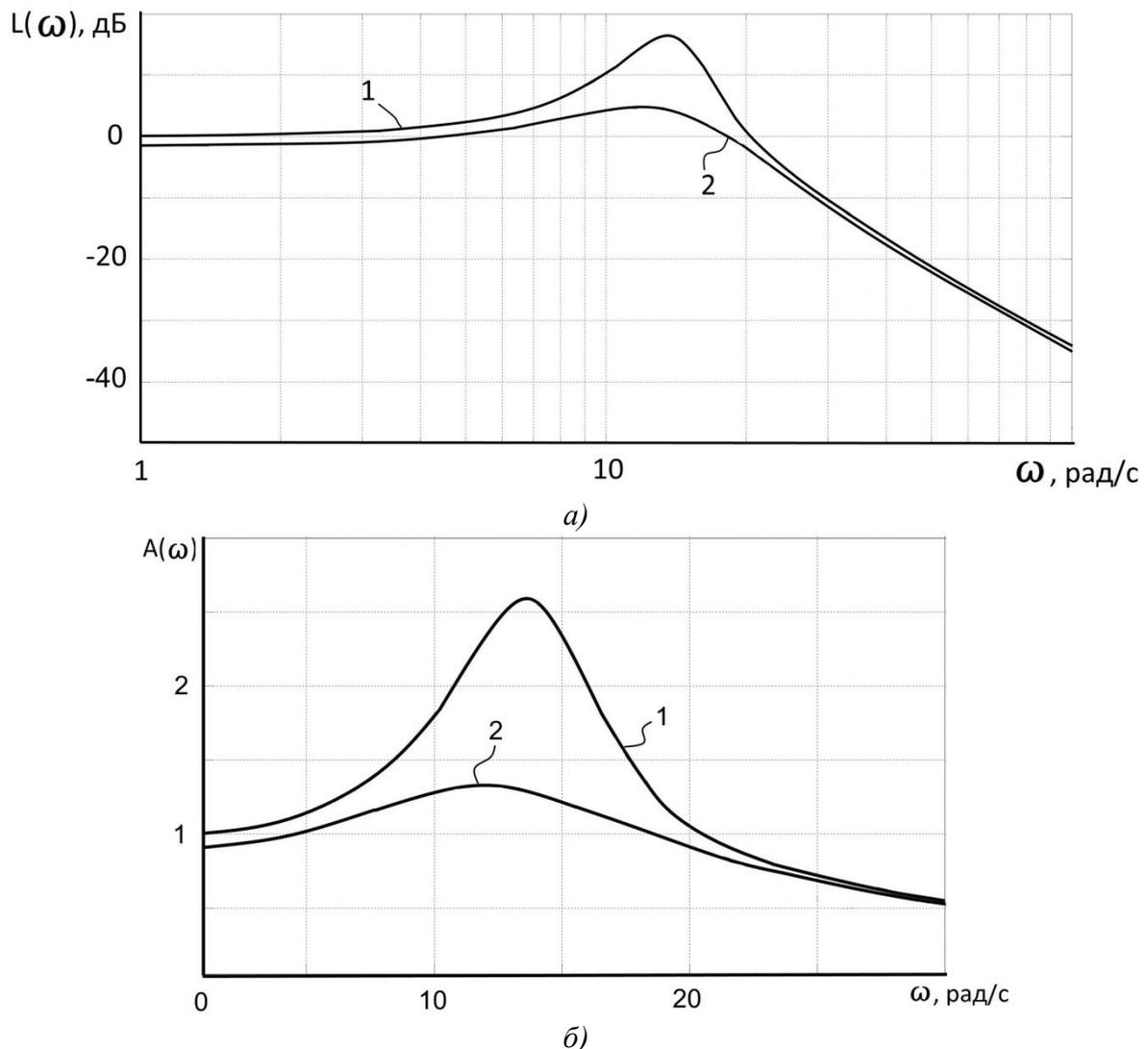


Рис. 23 –Частотные характеристики системы виброзащиты: а) ЛАХ; б) АЧХ; 1 – исходная разомкнутая система; 2 – замкнутая регулятором (3.11).

Необходимо отметить, что регулятор (3.11) следует рассматривать как

идеальный, поскольку с точки зрения технической реализации получение сигналов пропорциональных второй, третьей и выше производных от регулируемой координаты  $\varepsilon(p)$  затруднительно – это связано с необходимостью реализации операции идеального дифференцирования. В связи с этим, представляется целесообразным оценить возможность использования упрощенного регулятора, полученного из (3.11) путем приравнивания нулю соответствующих весовых коэффициентов.

На рисунке 24 представлены графики АЧХ системы виброзащиты, замкнутой идеальным (3.11) и упрощёнными регуляторами, полученными из (3.11) приравниванием нулю весовых коэффициентов  $a_3$ ,  $a_2$ ,  $a_1$ .

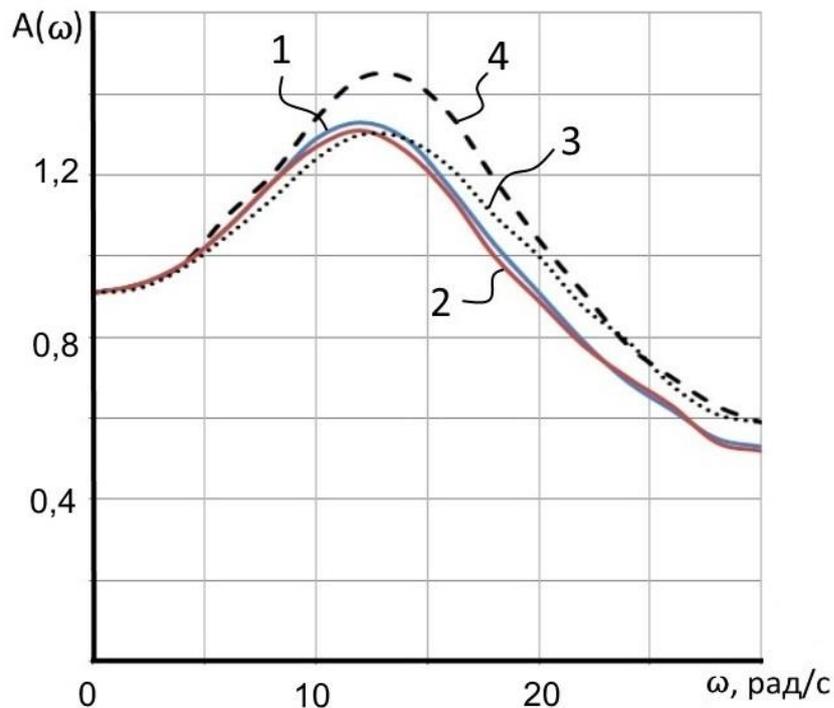


Рис. 24 – АЧХ активной системы виброзащиты: 1 – с идеальным регулятором (3.11);  
2 – с регулятором (3.11) и  $a_3=0$ ; 3 – с регулятором (3.11) и  $a_3=a_2=0$ ;  
4 – с регулятором (3.11) и  $a_3=a_2=a_1=0$ .

Как следует из рис. 24, максимальные значения относительной амплитуды виброускорений в активной системе виброзащиты с идеальным регулятором (3.11) (кривая 1 на рис. 24) и регулятором, полученным из (3.11) приравниванием  $a_3=a_2=a_1=0$  составляют 1,33 и 1,44 соответственно, то есть отклонение зна-

чений не более 7,6%. Таким образом, в дальнейших расчетах, без существенного ухудшения показателей качества управления, приемлемо использовать регулятор, полученный из (3.11) приравниванием  $a_3=a_2=a_1=0$ , то есть

$$W_P^{ГД}(p) = \frac{0,3103}{4,04 \cdot 10^{-2}} = 7,7. \quad (3.12)$$

На рис. 25 представлены графики АЧХ для исходной разомкнутой системы виброзащиты и системы виброзащиты, замкнутой упрощённым гарантирующим регулятором (3.12) для детерминированного возмущения.

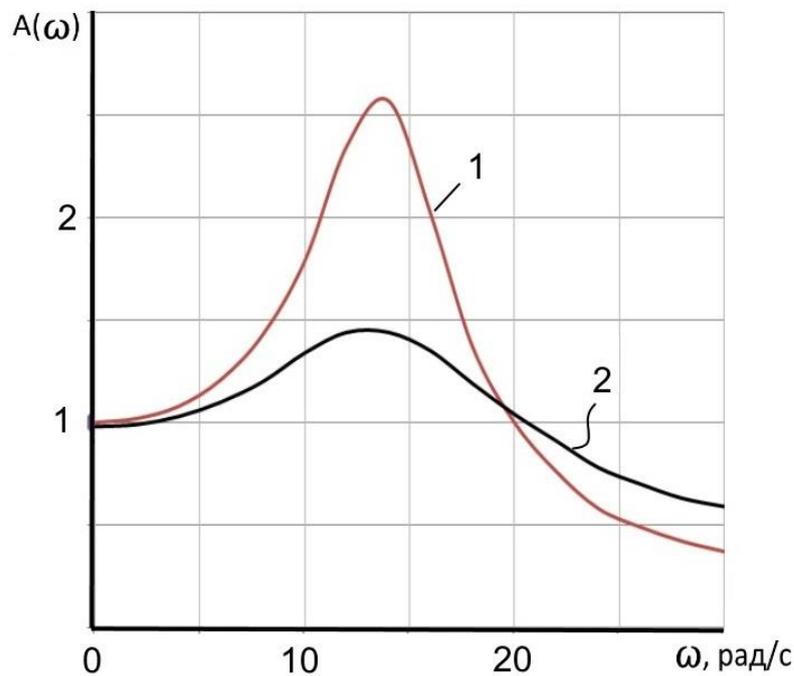


Рис. 25 – АЧХ характеристики системы виброзащиты: 1 – разомкнутая система; 2 – замкнутая система с регулятором (3.12).

В табл. 2 представлены результаты расчета показателя качества управления в активной системе виброзащиты с магнитоэологическим демпфером, в условиях воздействия детерминированного воздействия с гармоническим законом изменения.

Таблица 2 - Результаты расчета показателя качества управления

Показатель качества управления, о.е.	Значение
Максимальное значение относительной амплитуды виброускорений в исходной (разомкнутой) системе виброзащиты, $A_{раз}$	2,57
Максимальное значение относительной амплитуды виброускорений в системе виброзащиты с идеальным регулятором (3.11), $A_{замИ}$	1,33
Максимальное значение относительной амплитуды виброускорений в системе виброзащиты с упрощенным регулятором (3.12), $A_{замУ}$	1,44
$A_{раз} / A_{замУ}$	1,78
$A_{раз} / A_{замИ}$	1,93

Как следует из табл. 2 и расчетных данных, введение последовательного корректирующего устройства позволило существенно снизить значение максимального виброускорения защищаемого объекта в рассматриваемом диапазоне частот. Так, при использовании регулятора с передаточной функцией (3.11) виброускорения защищаемого объекта в системе виброзащиты снижаются в 1,93 раза, а при использовании упрощенного регулятора с передаточной функцией (3.12) виброускорения защищаемого объекта в системе виброзащиты снижаются в 1,78 раза – что доказывает их эффективность.

### 3.3 Двухконтурная активная система виброзащиты

Рассмотрим более подробно динамические свойства исполнительного элемента в виде магнитореологического демпфера колебаний. Электрическая часть магнитореологического управляемого демпфера состоит из катушки имеющей активное и индуктивное сопротивление (рис. 26). Известно [20], что основными источниками инерционности в электротехнических схемах являются элементы

индуктивности, которые могут существенно ухудшить качество управления в системах с высокой быстротой протекания процессов.

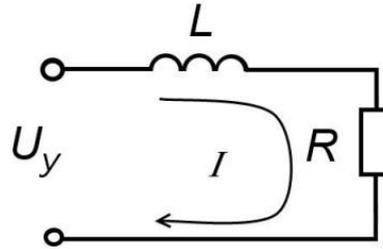


Рис. 26 - Расчётная схема катушки электромагнита магнитореологического демпфера:  
 $U_y$  – напряжение на зажимах катушки;  $I$  – ток;  $R$  – активное сопротивление;  
 $L$  – индуктивность.

Проанализируем возможность улучшения качества управления системой виброзащиты за счет устранения инерционности процессов изменения тока в катушке электромагнита демпфера. Расчетной схеме на рис. 26 соответствует передаточная функция (3.4), где коэффициент передачи  $k_A$  и постоянная времени  $T_A$  определяются по выражениям

$$k_A = \frac{1}{R}, \quad T_A = \frac{L}{R}.$$

На основании экспериментальных данных установлены численные значения индуктивности  $L$  и активного сопротивления  $R$  катушки электромагнита, используемого магнитореологического демпфера колебаний. Они составляют 16 мГн и 1 Ом, соответственно.

Для компенсации инерционности, обусловленной индуктивностью катушки электромагнита магнитореологического демпфера, предлагается дополнительно организовать в замкнутом контуре активной системы виброзащиты отрицательную обратную связь по току демпфера (рис. 27).

Результаты анализа эффективности введения дополнительного контура с отрицательной обратной связью по току опубликованы в работе автора [69], а также представлены далее.

Усилитель мощности УМ может приближенно рассматриваться как апериодическое звено с малой постоянной времени  $T_{УМ}$

$$W_{УМ}(p) = \frac{U_Y(p)}{U_{РТ}(p)} = \frac{k_{УМ}}{T_{УМ}p + 1}, \quad (3.13)$$

где  $k_{УМ}$  – коэффициент передачи усилителя мощности.

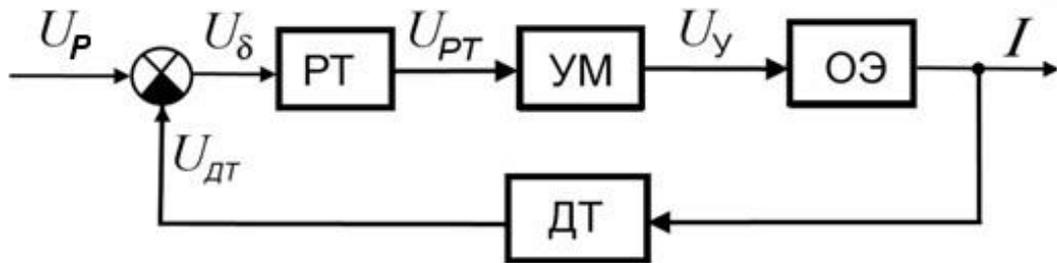


Рис. 27 - Структурная схема контура регулирования тока демпфера; ДТ – датчик тока;  $U_P$  – напряжение на выходе регулятора СВ;  $U_{РТ}$  – выходное напряжение регулятора тока;  $U_Y$  – выходное напряжение усилителя мощности;  $U_δ$  – напряжение ошибки;  $U_{ДТ}$  – выходное напряжение датчика тока.

Современные усилители мощности имеют постоянные времени от 0,1 до 0,001 с, где большее значение относится к малым нагрузкам.

Датчик тока ДТ может быть реализован в виде шунта, для которого входной переменной является ток  $I$  в цепи, а выходной – напряжение  $U_Y$  на его выводах. В этом случае, динамические свойства датчика тока можно описать передаточной функцией

$$W_{ДТ}(p) = \frac{U_Y(p)}{I(p)} = k_{ДТ}, \quad (3.14)$$

где  $k_{ДТ}$  – коэффициент датчика тока, А/В.

Для обеспечения высокого быстродействия контура регулирования тока с минимальным перерегулированием целесообразно выбрать тип регулятора тока так, чтобы указанный контур был настроен на технический оптимум (ТО) [73].

В этом случае передаточная функция разомкнутого контура регулирования тока после введения регулятора должна иметь вид

$$W_{ТО}(p) = \frac{1}{2T_\mu p(T_\mu p + 1)}, \quad (3.15)$$

где  $T_\mu$  – наименьшая из постоянных времени в контуре регулирования тока катушки электромагнита демпфера, равная постоянной времени усилителя мощности  $T_{УМ}$ .

Переходный процесс по управляющему воздействию в системе, настроенной на ТО, имеет время регулирования, близкое к минимальному и перерегулирование 4,3%.

Передаточная функция разомкнутого контура регулирования тока в катушке электромагнита имеет вид

$$W_{ИСХ}(p) = W_{УМ}(p) \cdot W_{ОЭ}(p) \cdot W_{ДТ}(p). \quad (3.16)$$

После введения регулятора тока, передаточная функция разомкнутого контура регулирования тока должна совпадать с выражением (3.15), то есть

$$W_{РТ}(p) \cdot W_{ИСХ}(p) = W_{ТО}(p). \quad (3.17)$$

Откуда требуемая передаточная функция регулятора тока

$$W_{РТ}(p) = \frac{W_{ТО}(p)}{W_{ИСХ}(p)}. \quad (3.18)$$

Подстановкой в (3.18) выражений (3.15) и (3.16), получена передаточная функция регулятора тока

$$W_{РТ}(p) = \frac{U_{РТ}(p)}{U_{\delta}(p)} = \frac{T_K p + 1}{T_I p},$$

где постоянная времени интегрирующей составляющей

$$T_I = 2T_{УМ} \cdot k_{УМ} \cdot k_A \cdot k_{ДТ},$$

а  $T_K$  – наибольшая из постоянных времени контура регулирования тока, подлежащая компенсации и равная  $T_A$ .

В замкнутом состоянии передаточная функция контура регулирования тока в катушке электромагнита магнитоэологического демпфера имеет вид

$$W_{ТО}^{ЗАМ}(p) = \frac{I(p)}{U_{РТ}(p)} = \frac{1}{2T_{УМ}^2 p^2 + 2T_{УМ} p + k_{ДТ}}. \quad (3.19)$$

Поскольку величина  $2T_{УМ}^2$  значительно меньше  $T_{УМ}$ , то ею можно пренебречь. С учетом этого допущения, передаточная функция (3.19) принимает вид

$$W_{ТО}^{ЗАМ}(p) = \frac{1}{2T_{УМ} p + k_{ДТ}}. \quad (3.20)$$

На рис. 28 представлены графики переходного процесса для тока в катушке электромагнита магнитоэологического демпфера в цепи обратной связи активной системы виброзащиты с дополнительным контуром регулирования тока

(кривая 1) и без него (кривая 2), при подаче единичного ступенчатого сигнала в виде напряжения (прямая 3).

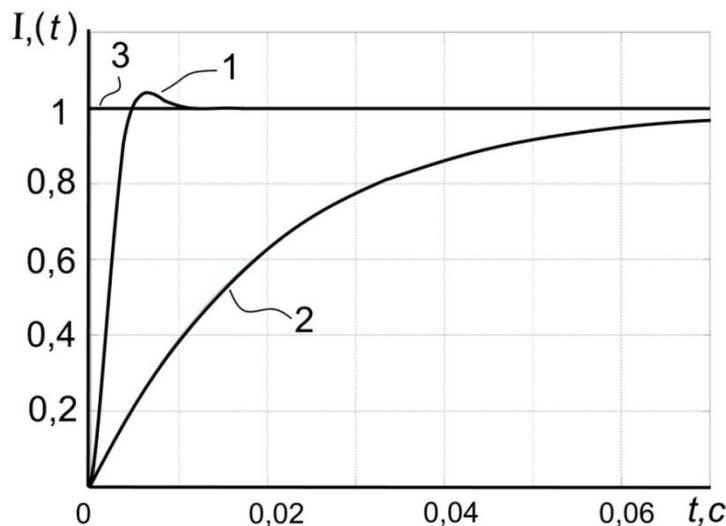


Рисунок 28 – Графики переходной характеристики тока

Графики переходной характеристики на рис. 28 получены для численных значений параметров, характерных для реальных динамических звеньев системы виброзащиты:  $k_A = 1 \text{ См}$ ,  $T_A = 0,02 \text{ с}$ ,  $k_{УМ} = 10$ ,  $T_{УМ} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ ,  $k_{ДГ} = 1 \text{ Ом}$ .

Анализ графиков на рис. 28 и полученных в ходе численного моделирования результатов свидетельствует об эффективности введения дополнительного внутреннего контура регулирования тока в катушке электромагнита магнито-реологического демпфера: время регулирования существенно снизилось и составило 0,08с для исходной системы виброзащиты и 0,008с для активной системы виброзащиты с токовым контуром.

### 3.4. Математические модели возмущающих воздействий случайного характера, действующих на систему виброзащиты

В реальных условиях на систему виброзащиты транспортных средств действуют возмущения случайного характера с параметрами, характерными для конкретных условий.

Исследованию характеристик возмущающих воздействий случайного характера действующих на транспортные средства посвящено множество работ.

Представляет интерес изучить динамику виброзащитной системы автомобиля при действии основного случайного возмущающего воздействия – колебаний, передаваемых от неровностей дорожного покрытия.

В работах, посвященных моделированию дорожной поверхности [18] микропрофиль дороги представляется в виде стационарного эргодического случайного процесса с автокорреляционной функцией (АКФ) вида

$$R(\tau) = D(A_1 e^{-\alpha_1 \tau} \cos \omega_0 \tau + A_2 e^{-\alpha_2 \tau}), \quad (3.21)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \omega_0$  – коэффициенты, найденные для заданного вида профиля,  $D$  – дисперсия определенного вида профиля.

Результаты анализа [78] высот неровностей микропрофиля для некоторых типов дорожных поверхностей представлены в таблице 3, где  $x^* = \sqrt{D}$  – среднее значение высоты микропрофиля дороги.

Таблица 3 – Численные значения параметров модели микропрофиля для некоторых типов дорожных поверхностей

Тип дорожной поверхности	$x^* \cdot 10^{-3}$ , м	$A_1$	$A_2$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\omega_0$
Асфальтовое полотно в хорошем состоянии	8,15	1	0	0,13	0	1,05
Изношенное асфальтовое полотно	11	0,15	0,85	0,05	0,2	0,6
Щебеночная дорога	2,51	0,047	0,953	0,049	0,213	1,367

Применяя косинус преобразование Фурье к выражению (3.21) на основании теоремы Хинчина-Виннера [30;34] или по таблицам можно перейти от АКФ случайного процесса к его спектральной плотности мощности (СПМ)

$$S_\varphi(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty R(\tau) \cos \omega \tau d\tau = \frac{2D}{\pi} \left( \frac{A_1 \alpha_1 (\alpha^2 + \omega_0^2 + \omega^2)}{(\alpha^2 + \omega_0^2 + \omega^2)^2 - 4\omega_0^2 \omega^2} + \frac{A_2 \alpha_2}{\omega^2 + \alpha_2^2} \right). \quad (3.22)$$

В работах, посвященных изучению возмущений в виде колебаний фундамента [50] установлено, что они могут рассматриваться как стационарный случайный процесс, подчиненный нормальному закону распределения

$$F(z) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2}} \exp(-(z - z_0)^2 / 2\sigma^2), \quad (3.23)$$

где  $\sigma$  – среднеквадратичное отклонение;

$z$  – случайная величина;

$z_0$  – математическое ожидание случайной величины,

с экспоненциально-косинусной корреляционной функцией

$$R(\tau) = D e^{-\alpha \tau} \cos \omega_0 \tau, \quad (3.24)$$

где  $\alpha$  – коэффициенты затухания функции,

$\omega_0$  – частота колебаний,

$D$  – дисперсия ординаты виброперемещений,

и численными значениями параметров

$$D = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, \alpha = 2 \text{ с}^{-1}, \omega_0 = 20 \text{ с}^{-1}.$$

Автокорреляционной функции (3.24) соответствует СПМ

$$S_\varphi(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty R(\tau) \cos \omega \tau d\tau = \frac{2D}{\pi} \frac{\alpha (\alpha^2 + \omega_0^2 + \omega^2)}{(\alpha^2 + \omega_0^2 + \omega^2)^2 - 4\omega_0^2 \omega^2}. \quad (3.25)$$

При изучении возмущений, действующих на морской транспорт - морское волнение установлено, что оно также является возмущающим воздействием со случайными характеристиками. Тем не менее, в некоторых случаях исследователи, например, Широков С.В. [94] при изучении виброзащитных систем морского транспорта считают морское волнение детерминированным возмущением с гармоническим законом и соответствующими параметрами: частота колебаний, амплитуда волны, длина волны, высота волны и т.д.

В реальных условиях, морское волнение можно представить в виде эргодического случайного процесса с корреляционной функцией вида (3.24) с соответствующими параметрами  $D$ ,  $\alpha$ ,  $\omega_0$  [17]. Причем, между параметрами  $D$ ,  $\alpha$ ,  $\omega_0$  и реальными параметрами морского волнения существуют следующая взаимосвязь [75]

$$\alpha = 0,21\omega_0; \omega_0 = 0,82\sqrt{D},$$

Дисперсия  $D$  волновых ординат выражается через высоту  $h_{3\%}$  волны 3 %-ной обеспеченности согласно выражению

$$D = 0,143 \left( \frac{h_{3\%}}{2} \right)^2,$$

которая в мировой практике принята в качестве критерия степени волнения [75]. Наиболее распространенным является умеренное волнение в 2,5 балла, с численными значениями параметров:  $x^* = \sqrt{D} = 0,47 м$ ,  $\alpha=0,1$ ,  $\omega_0=0,4$  [94].

Связь между случайным возмущением морского волнения и случайным возмущением, действующим на активную систему виброзащиты ответственного объекта со стороны палубы судна выражается зависимостью [75]

$$S_{\text{вблх}}(\omega) = |\Phi|^2 S_{\text{вх}}(\omega),$$

где  $S_{\text{вх}}(\omega)$  - СПМ рассматриваемого морского волнения;

$S_{\text{вблх}}(\omega)$  - СПМ мощности колебаний палубы корабля;

$|\Phi|$  - передаточная функция линейной колебательной системы, эквивалентной кораблю.

В работе [94] получены математические модели в виде передаточных функций для корабля как колебательной системы. Используя указанные модели, допустимо использовать полученные далее результаты активной системы виброзащиты автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний для исследования эффективности активной системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний для промышленных объектов и объектов морской транспортировки. Различия в полученных результатах будут, в этом случае, обуславливаться конструкционными параметрами соответствующих элементов жёсткости и управляемого гидравлического сопротивления (демпферов).

Во многих случаях, случайные возмущающие воздействия, действующие на систему виброзащиты различных технических объектов имеют СПМ, аналогичную выражению (3.25) и отличающуюся параметрами.

### 3.5 Синтез оптимального регулятора активной системы виброзащиты

Для разработанной активной системы виброзащиты, структурная схема которой представлена на рис. 29, и описываемой операторным выражением [14]

$$A(p)x(p) = B(p)u(p) + C(p)\varphi(p), \quad (3.26)$$

где полиномы

$$A(p) = a_0 p^n + a_1 p^{n-1} + \dots + a_{n+1} p^0, B(p) = b_0 p^m + b_1 p^{m-1} + \dots + b_{m+1} p^0,$$

$$C(p) = c_0 p^l + c_1 p^{l-1} + \dots + c_{l+1} p^0,$$

являются полиномами оператора дифференцирования  $p=d/dt$ , причем  $n \geq m, l$ ;

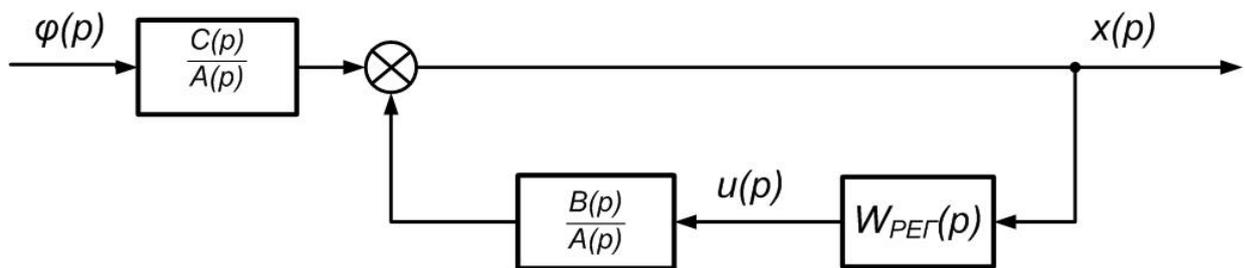


Рис. 29 - Структурная схема замкнутой системы:  $W_{PEГ}(p)$  – ПФ регулятора;  $A(p)$  – знаменатель ПФ;  $B(p)$ ,  $C(p)$  – числители ПФ.

примем среднеквадратичный критерий качества [44;46]

$$\min J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T (m^2 x^2 + u^2) dt, \quad (3.27)$$

где  $m$  – неопределенный множитель Лагранжа;

$x^2$  – ограничения на фазовые координаты объекта;

$u^2$  – ограничения на мощность управления.

В иных случаях могут быть предложены другие критерии качества, учитывающие специфику работы системы и требования, предъявляемые к ней [21;22;84;89;90].

Для критерия (3.27), при известных параметрах  $x^2$  и  $u^2$  задача минимизации функционала сводится к задаче поиска неизвестного множителя Лагранжа.

Мощность управляющего воздействия  $u^2$  ограничена имеющимися ресурсами. При переходе к относительным единицам это условие можно записать следующим образом

$$|u| \leq 1. \quad (3.28)$$

Для того, чтобы условие (3.28) не нарушалось в реальности модель регулятора нужно дополнить упорами (зоной насыщения), то есть

$$u(t) = \begin{cases} u = 1, & \text{если } u \geq 1; \\ u = u_n, & \text{если } |u_n| < 1; \\ u = -1, & \text{если } u_n \leq -1. \end{cases} \quad (3.29)$$

Управление по закону (3.29) не является оптимальным, но оно тем ближе к оптимальному, чем меньше время пребывания регулятора в зоне насыщения. Однако именно такое приближение рекомендовано [54] к практическому применению, поскольку точное решение задачи синтеза оптимального управления громоздко и требует точной информации о вероятностных характеристиках возмущения, которая, как правило, в полном объеме отсутствует.

Если возмущающее воздействие имеет нормальный закон распределения, а регулятор работает в линейной зоне, то выходная переменная (ускорение) в системе виброзащиты распределена также по нормальному закону. В этом случае, доля времени нахождения регулятора в зоне насыщения (на упорах) определяется по известному выражению интеграла вероятностей Лапласа

$$\Phi(t) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t \exp\left(-\frac{t^2}{2}\right) dt, \quad (3.30)$$

где  $t = K_u$  - аргумент функции.

Используя таблицы значений интеграла (3.30), легко установить, что при  $K_u=1,645$  значение  $\Phi(K_u)=0,9$ . Таким образом, регулятор с законом управления (3.29) будет 90% времени находиться в рабочей зоне и 10% времени в зоне ограничений. Это позволяет, хотя и приближенно, использовать теорию оптимизации линейных систем.

Рекомендуется [54] заменять выражение (3.28) на выражение

$$u^2 \leq \frac{1}{K_u^2}, \quad (3.31)$$

линейно зависящее от фазовой координаты управляющего воздействия  $u=u_l$ . Как показано выше, целесообразно задаваться значением  $K_u$  равным 1,645, которое и рекомендуется при инженерных расчетах [55].

В случае, когда характеристики случайного возмущающего воздействия заданы точно или изменяются незначительно с течением времени, то для достижения экстремального значения показателя качества (3.27) можно использовать оптимальное управление, синтезированное классическими методами вариационного исчисления. В этом случае, алгоритм синтеза заключается в следующем [49;54;81;92].

Вначале факторизуется спектральная плотность мощности возмущающего воздействия

$$S_\varphi(p) = S_1(p)S_1(-p), \quad (3.32)$$

то есть представляется как произведение двух симметричных множителей, зависящих от операторов  $p$  и  $-p$ .

Затем, факторизуется полином

$$G(p)G(-p) = m^2 + A(p)A(-p). \quad (3.33)$$

Выполняется сепарация (разложение) дроби на простейшие сомножители, согласно выражению

$$\frac{A(p)S_1(p)}{G(-p)} = M_0(p) + M_+(p) + M_-(p), \quad (3.34)$$

где  $M_0(p)$  - целый полином;

$M_+(p)$  - правильная дробь с полюсами в левой полуплоскости;

$M_-(p)$  - правильная дробь с полюсами в правой полуплоскости.

Находится вспомогательная функция

$$\Phi(p) = \frac{M_0(p) + M_+(p)}{G(p)S_1(p)}, \quad (3.35)$$

на основании которой определяется передаточная функция оптимального регулятора

$$W_{PEF}(p) = A(p) - \frac{1}{\Phi(p)}. \quad (3.36)$$

После определения вида передаточной функции оптимального регулятора его параметры остаются неизвестными, поскольку численное значение неопределенного множителя Лагранжа  $m^2$  неизвестно. Нахождение неопределенного множителя Лагранжа, является задачей на поиск условного экстремума для функционала (3.27). Одна из методик поиска условного экстремума представлена в [55] и заключается в следующем. Для замкнутой системы (рисунок 30) с оптимальным регулятором (3.36) находится передаточная функция  $W_{зам}^Y$  замкнутого контура относительно входной переменной – возмущающее воздействие  $\varphi(p)$  и выходной-управляющее воздействие  $u(p)$ .

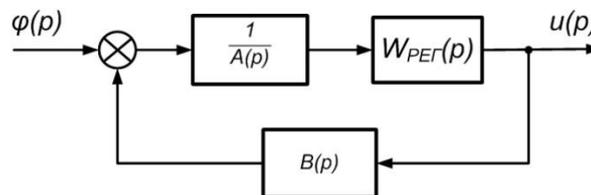


Рис. 30 – Структурная схема замкнутой системы

С учетом схемы на рис. 30  $W_{зам}^Y$  имеет вид

$$W_{зам}^Y(p) = \frac{u(p)}{\varphi(p)} = \frac{A_r(p)}{A(p)A_r(p) - B_r(p)}, \quad (3.37)$$

где  $A_r(p)$  – числитель передаточной функции оптимального регулятора;

$B_r(p)$  – знаменатель передаточной функции оптимального регулятора.

Переходя в частотную область путем замены  $p=j\omega$  и для конкретного возмущения средний квадрат управляющего воздействия определяется по выражению

$$u^2 = \sigma_u = \int_0^{\infty} S_{\varphi}(\omega) |W_{зам}^Y(j\omega)|^2 d\omega. \quad (3.38)$$

Функцию (3.38) можно рассматривать как параметрическую, где роль неизвестного параметра играет  $m^2$  в выражении для регулятора. Поэтому, по выражению (3.38) рассчитывают зависимость параметра  $u^2$  от  $m^2$  и строят эту зависимость графически: задавшись рядом значений  $m^2$  строят характеристику по точкам, где по оси  $Oy$  откладывают значения  $u^2$ , а по оси  $Ox$  – значения  $m^2$ . При известном значении ограничения на мощность управляющего воздействия

(3.31) по графику находят соответствующее ему значение неизвестного ранее множителя Лагранжа и, затем, параметры оптимального регулятора (3.36).

Аналогично рассчитывают зависимость  $x^2(m^2)$  согласно выражению

$$x^2 = \sigma_x = \int_0^{\infty} S_{\varphi}(\omega) |W_{3AM}^B(j\omega)|^2 d\omega, \quad (3.39)$$

где передаточная функция замкнутого контура  $W_{3AM}^B$  относительно входной переменной – возмущающее воздействие  $\varphi(p)$  и выходной – ускорение виброзащищаемого объекта  $x(p)$

$$W_{3AM}^B(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\varphi(p)} = \frac{B_r(p)}{A(p)A_r(p) - B_r(p)}. \quad (3.40)$$

Оптимальный регулятор (3.36) и найденные значения множителя  $m^2$  обеспечат значение среднего квадрата регулируемой переменной

$$\langle x^2 \rangle = \int_0^{\infty} S_{\varphi}(\omega) \frac{d\omega}{|A(j\omega) + B(j\omega)W_p(j\omega)|^2}, \quad (3.41)$$

а также средний квадрат управляющего воздействия

$$\langle u^2 \rangle = \int_0^{\infty} S_{\varphi}(\omega) \frac{|W_p(j\omega)|^2 d\omega}{|A(j\omega) + B(j\omega)W_p(j\omega)|^2}. \quad (3.42)$$

Минимальное значение критерия (3.27) с учетом (3.41) и (3.42) будет равно

$$J = \int_0^{\infty} S_{\varphi}(\omega) \frac{m^2 + |W_p(j\omega)|^2 d\omega}{|A(j\omega) + B(j\omega)W_p(j\omega)|^2}, \quad (3.43)$$

и оно будет абсолютным минимумом.

Согласно методике, представленной выше, проведен структурно-параметрический синтез оптимального регулятора для активной системы виброзащиты автомобиля с магнито-реологическим демпфером колебаний. Результаты опубликованы в работе автора [64], а также представлены далее.

Для удобства проведения процедуры синтеза выполним структурные преобразования в схеме на рис. 21.

Для контура обратной связи можно записать

$$W_{OC}(p) = W_A(p)W_P(p)W_D(p). \quad (3.44)$$

Передаточную функцию объекта по каналу управления  $W_Y(p)$  по выражению (3.1) удобно представить в виде произведения

$$W_Y(p) = \frac{\Delta Z(p)}{\Delta I_u} = \beta_u / C \cdot \frac{1}{T_1^2 p^2 + 2\xi T_1 p + 1}. \quad (3.45)$$

где  $T_1 = \sqrt{m/C}$ ,  $2\xi T_1 = \beta_0 / C$ .

Введем обозначение для (3.45)

$$\overline{W}_Y(p) = \frac{1}{T_1^2 p^2 + 2\xi T_1 p + 1} = \frac{B(p)}{A(p)}. \quad (3.46)$$

где  $A(p)$ ,  $B(p)$  – полиномы числителя и знаменателя, соответственно.

Тогда очевидно следующее равенство

$$W_Y(p) = \beta_u / C \cdot \overline{W}_Y(p). \quad (3.47)$$

Учитывая (3.44) запишем произведение передаточных функций звеньев в цепи обратной связи

$$W_Y(p) \cdot W_{OC}(p) = \beta_u / C \cdot \overline{W}_Y(p) W_A(p) W_P(p) W_D(p) = \overline{W}_Y(p) \overline{W}_{OC}(p). \quad (3.48)$$

где  $\overline{W}_{OC}(p) = \beta_u / C \cdot W_{OC}(p) = \beta_u / C \cdot W_A(p) W_P(p) W_D(p)$ .

С учётом (3.48) структурная схема на рис. 21 для регулируемой переменной в виде виброперемещения защищаемого объекта преобразится к виду, представленному на рис. 31.

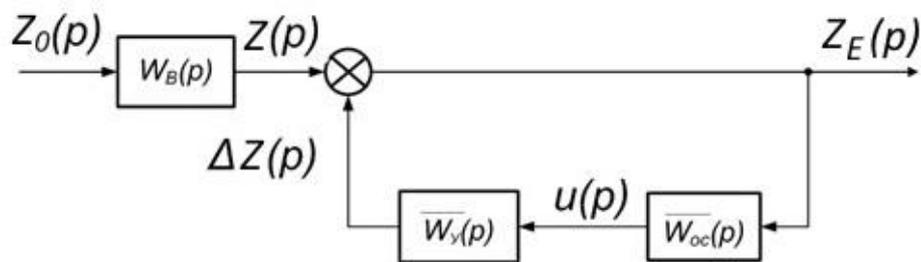


Рис. 31 - Преобразованная структурная схема системы виброзащиты:  $u(p) = \Delta I_u(p)$ .

$$W_B(p) = \frac{Z(p)}{Z_0(p)} = \frac{\left( \beta_0 / C p + 1 \right)}{T_1^2 p^2 + 2\xi T_1 p + 1} = \frac{C(p)}{A(p)}, \quad (3.49)$$

где  $C(p)$  - полином числителя.

Также, введем обозначения для ПФ  $W_B(p)$

Учитывая (3.46), (3.48), (3.49), для структурной схемы на рис. 31 справедливо следующее операторное выражение

$$A(p)Z_E(p) = B(p)u(p) + C(p)Z_0(p). \quad (3.50)$$

Проанализируем отдельные составляющие выражения (3.50) с целью возможности упрощения процедуры синтеза оптимального регулятора. Сомножитель  $C(p) = \left( \beta_0 p / C + 1 \right)$  определяет динамические свойства звена на зарезонансных частотах. В связи с этим, ограничиваясь рассмотрением только резонансной области сомножитель  $C(p)$  допустимо принять равным 1.

Выражение (3.50) с учетом принятых допущений примет вид

$$A(p)Z_E(p) = u(p) + Z_0(p), \quad (3.51)$$

где  $B(p) = C(p) = 1$ ,

$$A(p) = T_1^2 p^2 + 2\xi T_1 p + 1 = 0,05 p^2 + 0,071 p + 1.$$

Проведем структурно-параметрический синтез оптимального регулятора активной системы виброзащиты автомобиля в условиях действия случайного возмущения в виде колебаний, передаваемых от неровностей дорожной поверхности в хорошем состоянии, с численными значениями параметров согласно табл. 3.

Согласно используемой методике, вначале факторизуем спектральную плотность мощности. Для этого, перейдем из частотной области в комплексную плоскость путем замены  $p = j\omega$

$$\begin{aligned} S_\varphi(p) &= S_1(p)S_2(-p) = \frac{\delta^2 - p^2}{(\delta^2 - p^2)^2 - 4\omega_0^2 p^2} = \\ &= \frac{(\delta - p)(\delta + p)}{((p^2 - 2\omega_0 p + \delta)(p^2 + 2\omega_0 p + \delta))}, \end{aligned} \quad (3.52)$$

где  $\delta^2 = \alpha^2 + \omega_0^2$ ;

$D2\alpha/\pi = 1$  - так как структура регулятора не зависит от величины возмущения.

Далее, сепарируем спектральную плотность мощности (3.52)

$$S_1(p) = \frac{(\delta + p)}{(p^2 + 2\omega_0 p + \delta)}, \quad (3.53a)$$

$$S_1(-p) = \frac{(\delta - p)}{(p^2 - 2\omega_0 p + \delta)}. \quad (3.53b)$$

Затем факторизуется полином

$$G(p)G(-p) = A(p)A(-p) + m^2 = (T_1^2 p^2 + 2\xi T_1 p + 1)(T_1^2 p^2 - 2\xi T_1 p + 1) + m^2. \quad (3.54)$$

Операцией разложения правой части (3.54) находим

$$G(p) = (a_0^2 p^2 + a_1 p + a_2), \quad (3.55a)$$

$$G(-p) = (a_0^2 p^2 - a_1 p + a_2), \quad (3.55b)$$

где  $a_0 = T_1$ ,  $a_1 = \sqrt{2T_1^2((\sqrt{m^2 + 1}) - 1) + (2\xi T_1)^2}$ ,  $a_2 = \sqrt{m^2 + 1}$ .

С учетом выражений (3.53a) и (3.55b) проведена сепарация (разложение) дроби на простейшие сомножители согласно выражению

$$\frac{A(-p)S_1(p)}{G(-p)} = \frac{(\delta + p)(T_1^2 p^2 - 2\xi T_1 p + 1)}{(p^2 + 2\omega_0 p + \delta)(a_0^2 p^2 - a_1 p + a_2)}, \quad (3.56)$$

Принимая во внимание, что в (3.56) степень знаменателя больше степени числителя будем считать слагаемое  $M_0(p) = 0$ .

Для отыскания слагаемых  $M_+(p)$  и  $M_-(p)$ , определяющих устойчивость замкнутой системы, представим сепарируемое выражение (3.56) в виде суммы рациональных дробей с неизвестными коэффициентами разложения  $A, B, C, D$ ,

$$M_+(p) + M_-(p) = \frac{A + Bp}{(p^2 + 2\omega_0 p + \delta)} + \frac{C + Dp}{(a_0^2 p^2 - a_1 p + a_2)}, \quad (3.57)$$

Приведем (3.57) к общему знаменателю и найдем неизвестные коэффициенты разложения, путем приравнивая числителей (3.56) и (3.57), т.е.

$$(\delta + p)(T_1^2 p^2 - 2\xi T_1 p + 1) = (A + Bp)(a_0^2 p^2 - a_1 p + a_2) + (C + Dp)(p^2 + 2\omega_0 p + \delta). \quad (3.58)$$

В результате приравнивания коэффициентов при одинаковых показателях степени  $p$  получены уравнения связи для неизвестных параметров разложения

$$A = \frac{\delta(1 - C)}{a_2}, \quad (3.59a)$$

$$B = \frac{T_1^2 - D}{a_0}, \quad (3.59б)$$

$$C = (T_1^2 - 2\xi T_1) - a_0^2 A + a_1 B - 2\omega_0 D, \quad (3.59в)$$

$$D = \frac{(T_1^2 - 2\xi T_1) - a_2 B + a_1 A - 2\omega_0 C}{\delta}. \quad (3.59г)$$

Подставкой (3.59а), (3.59б), (3.59г) в (3.59в) получено выражение для неизвестного параметра разложения  $C$

$$C = \frac{a_0 - (2\xi T_1) - \left(\frac{a_0}{a_2}\right)\delta + M_2 M_4 - M_1 M_3}{1 + (M_2 - M_1)\left(\frac{a_1}{a_2}\right)\delta + 2\omega_0} = \frac{C_1}{C_2}, \quad (3.60)$$

где коэффициенты разложения:  $M_1 = \frac{2a_0\omega_0}{a_0\delta + a_2}$ ,  $M_2 = \frac{a_1}{a_0\delta + a_2}$ ,

$$M_3 = (1 - 2\xi T_1\delta) - a_0 a_2 + \frac{a_1}{a_2}\delta, \quad M_4 = a_0\delta - (1 - 2\xi T_1\delta) + \frac{a_1}{a_2}\delta.$$

Подстановкой (3.60) в (3.59а) найден коэффициент разложения  $A$

$$A = \frac{\delta}{a_2} \frac{(C_2 - C_1)}{C_2} = \frac{A_1}{A_2}. \quad (3.61)$$

Подстановкой (3.59г), (3.60), (3.61) в (3.59б) найден коэффициент разложения  $B$

$$B = \frac{M_4 C_2 - \left(\frac{a_1}{a_2}\right)C_1\delta - 2\omega_0 C_1}{C_2(a_0\delta + a_2)} = \frac{B_1}{B_2}. \quad (3.62)$$

Подстановкой (3.60), (3.61), (3.62) в (3.59г) найден коэффициент разложения  $D$

$$D = \frac{A_2 B_2 C_2 (1 - 2\xi T_1\delta) - a_2 A_1 B_2 C_2 - 2\omega_0 A_2 B_2 C_1}{\delta A_2 B_2 C_2} = \frac{D_1}{D_2}. \quad (3.63)$$

По выражению (3.36) определена вспомогательная функция

$$\Phi(p) = \frac{M_0(p) + M_+(p)}{G(p)S_1(p)} = \frac{\frac{(A + Bp)}{(p^2 + 2\omega_0 p + \delta)}}{(a_0^2 p^2 + a_1 p + a_2)\left(\frac{\delta + p}{p^2 + 2\omega_0 p + \delta}\right)} = \frac{A + Bp}{(a_0^2 p^2 + a_1 p + a_2)(\delta + p)}. \quad (3.64)$$

Из выражения (3.64) получена передаточная функция  $\overline{W_{OC}}(p)$  для контура обратной связи с оптимальным регулятором

$$\overline{W_{OC}}(p) = A(p) - \frac{1}{\Phi(p)} = \frac{b_3 p^3 + b_2 p^2 + b_1 p + b_0}{b_4 + b_5 p}, \quad (3.65)$$

где  $b_3 = a_0^2(B-1)$ ,  $b_2 = a_0^2(A-\delta) + \left(\frac{\beta_0}{C}\right)B - a_1$ ,  $b_1 = A\left(\frac{\beta_0}{C}\right) + B - a_1\delta - a_2$ ,

$$b_0 = (A - a_2\delta), b_4 = A, b_5 = B.$$

Принимая во внимание равенство выражений (3.48) и (3.65)

$$\overline{W_{OC}}(p) = \left(\frac{\beta_u}{C}\right) \cdot W_{OC}(p) = \left(\frac{\beta_u}{C}\right) \cdot W_A(p)W_P(p)W_D(p) = \frac{b_3 p^3 + b_2 p^2 + b_1 p + b_0}{b_4 + b_5 p}, \quad (3.66)$$

находим передаточную функцию оптимального регулятора для замкнутой системы виброзащиты в соответствии с рис. 21

$$W_P^O(p) = \frac{b_0 p^3 + b_1 p^2 + b_2 p + b_3}{(b_4 + b_5 p) \left(\frac{\beta_u}{C}\right) W_A(p) W_D(p)} = \frac{r_4 p^4 + r_3 p^3 + r_2 p^2 + r_1 p + r_0}{r_5 + r_6 p}, \quad (3.67)$$

где  $r_0 = b_0 k_{DT}$ ,  $r_1 = b_0 2T_{YM} + b_1 k_{DT}$ ,  $r_2 = b_1 2T_{YM} + b_2 k_{DT}$ ,  $r_3 = b_2 2T_{YM} + b_3 k_{DT}$ ,

$$r_4 = b_3 2T_{YM}, r_5 = b_4 \left(\frac{\beta_u}{C}\right) k_D, r_6 = b_5 \left(\frac{\beta_u}{C}\right) k_D.$$

Таким образом, оптимальной регулятор для системы виброзащиты автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний, использует, с соответствующими весовыми коэффициентами, сигнал перемещения защищаемого объекта, а также различные его преобразования: интегрирование, усиление и дифференцирование.

Далее, по выражениям (3.41), (3.42) в программе Mathcad проведен расчет зависимостей  $\langle u^2 \rangle$  и  $\langle x^2 \rangle$  от значений множителя Лагранжа  $m^2$ . Результаты расчетов в виде соответствующих зависимостей представлены на рисунке 32 и данных в приложении А.

График на рис. 32 построен в относительных единицах, где в качестве базового значения принято  $\langle u^2 \rangle$  при  $m^2 \rightarrow \infty$  и равное  $89 \cdot 10^{-6}$ , а  $\langle x^2 \rangle$  при  $m^2 = 0$  и равное  $66,4 \cdot 10^{-6}$ .

Как было показано ранее, необходимо выбирать те значениям  $m^2$ , которые обеспечивают работу системы активной виброзащиты в линейной зоне, с минимальным временем нахождения на «упорах». Ориентирами для выбора  $m^2$

являются значения  $\langle u^2 \rangle^*$ , которые должны лежать близко к рекомендуемому значению 0,37, согласно условию (3.31). Близким к рекомендуемому значению 0,37 для рассматриваемой активной системы виброзащиты является значение  $\langle u^2 \rangle^*$  при  $m^2=2$  равное 0,38. Полученное значение обеспечит, согласно интегралу вероятности Лапласа, нахождение системы активной виброзащиты в линейной зоне для возмущения в виде неровности дороги 89% времени.

Для выбранного значения  $m^2$  и соответствующего ограничения на мощность управляющего воздействия  $\langle u^2 \rangle^*$  значение  $\langle x^2 \rangle^*$ , согласно рисунку 32 составляет 0,113 о.е. или  $x^* = \sqrt{\langle x^2 \rangle} = 3,2 \cdot 10^{-3}$  м, то есть снижает дисперсию виброперемещений кузова автомобиля в 8 раз.

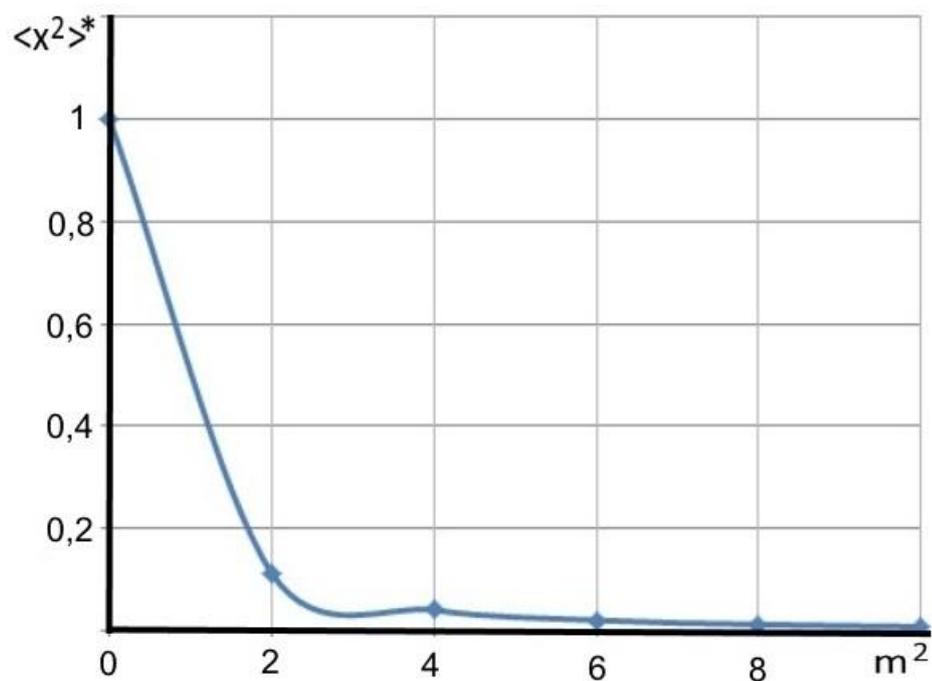
В связи с этим, указанное значение  $m^2$  принимается в качестве расчетного при вычислении параметров оптимального регулятора. С учетом принятого значения  $m^2=2$  получены численные значения весовых коэффициентов передаточной функции  $\overline{W}_{OC}(p)$  по выражению (3.66):

$$b_0 = -1,141, b_1 = -1,11, b_2 = -66 \cdot 10^{-3}, b_3 = -1,63 \cdot 10^{-3}, b_4 = 0,692, b_5 = 0,695.$$

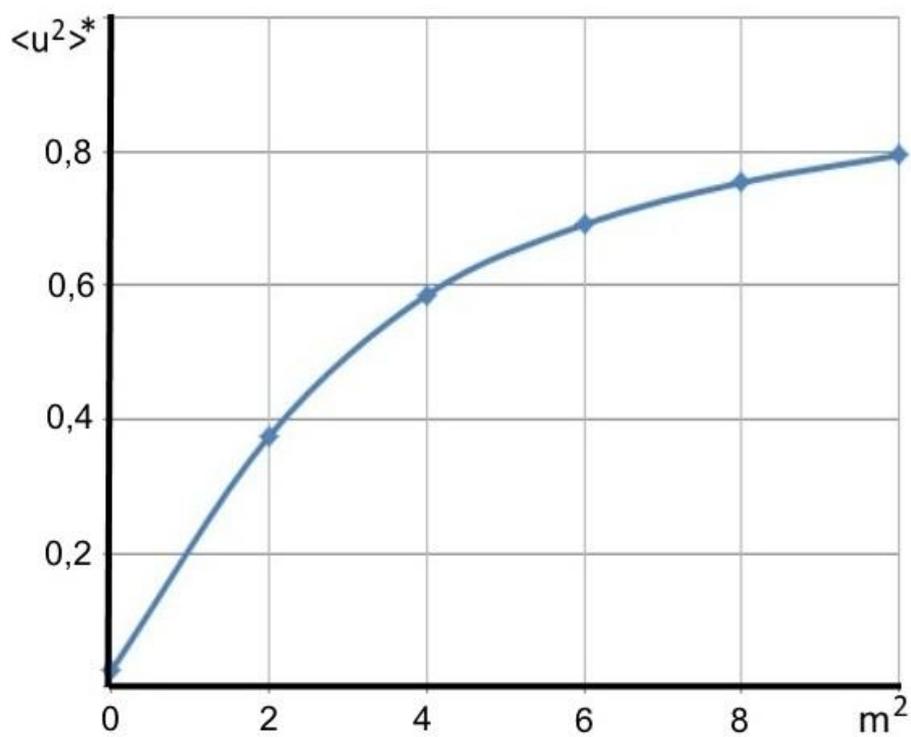
Получены численные значения параметров оптимального регулятора  $W_P^O(p)$  по выражению (3.67) для активной системы виброзащиты автомобиля:

$$r_0 = -1,141, r_1 = -1,131, r_2 = -88 \cdot 10^{-3}, r_3 = -2,94 \cdot 10^{-3}, r_4 = -3,25 \cdot 10^{-5}, r_5 = 1,82 \cdot 10^3, \\ r_6 = 1,83 \cdot 10^3.$$

Результаты расчётов зависимостей  $\langle u^2 \rangle^*$ ,  $\langle x^2 \rangle$  от  $m^2$ , а также параметров передаточных функций  $W_P^O(p)$ ,  $\overline{W}_{OC}(p)$  для активной системы виброзащиты промышленного оборудования, представлены в приложении А.



а)



б)

Рис. 32 - График зависимости относительных значений  $\langle u^2 \rangle^*$ ,  $\langle x^2 \rangle^*$  от параметра  $m^2$  для системы виброзащиты автомобиля в условиях случайного возмущения в виде неровности дороги

### 3.6 Синтез гарантирующего регулятора для случайного возмущающего воздействия

В условиях вариации параметров случайного возмущающего воздействия, что имеет место в активной системе виброзащиты автомобиля, например, при изменении качества дорожной поверхности, целесообразно использовать регулятор, гарантирующий при известном диапазоне изменения параметров возмущающего воздействия, в том числе при самых неблагоприятных его значениях, предельное (гарантированное) значение принятого критерия качества (3.27). Методика синтеза таких регуляторов разработана в СПбГУ профессором Петровым Ю.П. [56;57], а сами регуляторы названы им гарантирующими. Согласно этой методике, линейный оптимальный гарантирующий регулятор имеет вид

$$u = -\frac{k}{1-k} A(p)x, \quad (3.68)$$

где  $A(p)$  – Гурвицев полином.

Коэффициент  $k$  в (3.68) определяется по выражению,

$$k = \frac{m^2}{\left(|A(j\omega_m)|^2 + m^2\right)^2}, \quad (3.69)$$

где  $|A(j\omega_m)|$  – значение модуля комплексной функции объекта на наиболее неблагоприятной частоте возмущающего воздействия.

Средний квадрат регулируемой переменной определяется по выражению

$$\langle x^2 \rangle = (1-k)^2 \int_0^\infty S_\varphi(\omega) \frac{d\omega}{|A(j\omega)|^2}, \quad (3.70)$$

а средний квадрат управляющего воздействия

$$\langle u^2 \rangle = k^2 \int_0^\infty S_\varphi(\omega) d\omega. \quad (3.71)$$

Подстановкой выражения (3.68), (3.70) и (3.71) в (3.27) получено выражение для расчета принятого критерия качества

$$J_{ГАР} = \frac{m^2}{\left(|A(j\omega_m)|^2 + m^2\right)^2} \int_0^\infty S_\varphi(\omega) \left[ \frac{|A(j\omega_m)|^4}{|A(j\omega)|^2} + m^4 \right] d\omega. \quad (3.72)$$

Поскольку  $|A(j\omega_m)| \leq |A(j\omega)|$ , то можно гарантировать, что с учетом ограни-

ченной мощности спектральной плотности возмущающего воздействия, то есть

$$\int_0^{\infty} S_{\varphi}(\omega) d\omega = N_{\varphi}, \quad (3.73)$$

гарантированное значение критерия качества (3.72) не превзойдет предельного значения

$$J_{ГАР} = N_{\varphi} \frac{m^2}{(|A(j\omega_m)|^2 + m^2)^2}. \quad (3.74)$$

Согласно этой методике проведен синтез гарантирующего регулятора активной системы виброзащиты автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний в условиях вариации параметров СПМ случайного возмущающего воздействия. Результаты опубликованы в работе [8], выполненной при участии автора, а также представлены далее.

Передаточная функция  $\overline{W}_{OC}^{ГC}$  цепи обратной связи содержащей гарантирующий регулятор для случайного возмущения

$$\overline{W}_{OC}^{ГC}(p) = \frac{\Delta U_u}{Z_E(p)} = -\frac{k}{1-k} A(p) = -\frac{m^2(T_1^2 p^2 + 2\xi T_1 p + 1)}{(0,07 + m^2)^2 + 0,07}, \quad (3.75)$$

$$\text{где } k = \frac{m^2}{(|A(j\omega_m)|^2 + m^2)^2} = \frac{m^2}{(0,07 + m^2)^2}.$$

Наиболее неблагоприятные условия для виброзащитной системы будут достигаться на частоте  $\omega_m$ , при которой достигает минимума значение модуля функции

$$|A(j\omega)|^2 = ((1 - T_1^2 \omega^2)^2 + (2\xi T_1 \omega)^2)' = ((1 - 0,005 \omega_m^2)^2 + (0,071 \omega_m)^2)' = 0, \quad (3.76)$$

$$\omega_m = 3,64 \text{ и } |A(j\omega_m)|^2 = 0,07.$$

Следовательно, по (3.76) наиболее опасной является стационарная возмущающая сила  $\varphi(t) = \sqrt{2N_{\varphi}} \sin(\omega_m t + \Theta)$  на частоте  $\omega_m$ .

С учетом выражений (3.3), (3.20), (3.48), (3.75) получена передаточная функция гарантирующего регулятора

$$W_P^{ГC}(p) = \frac{U_P(p)}{U_D(p)} = -\frac{m^2(g_3 p^3 + g_2 p^2 + g_1 p + g_0)}{((0,07 + m^2)^2 + 0,07)(\beta_u / C)k_D}, \quad (3.77)$$

где  $g_3 = 2T_1^2 T_{VM}$ ,  $g_2 = T_1^2 k_{DT} + 4T_{VM} \xi T_1$ ,  $g_1 = 2\xi T_1 k_{DT} + 2T_{VM}$ ,  $g_0 = k_{DT}$ .

Принимая во внимание численные значения параметров, характерные для разработанной экспериментальной установки ( $T_1=0,073$ ,  $\beta_u=263$  мПа·с·м,  $C=15$  кН/м, а также  $T_{VM}=1 \cdot 10^{-3}$ ,  $k_{DT}=1$ ,  $k_D=1$ ,  $m^2=2$ ) гарантирующий регулятор имеет вид

$$W_P^{GC}(p) = \frac{U_P(p)}{U_D(p)} = -(3,66 \cdot 10^{-4} p^3 + 0,023 p^2 + 0,313 p + 3,43). \quad (3.78)$$

Гарантирующий регулятор для случайного возмущения с передаточной функцией (3.78) использует сигналы по перемещению (слагаемое  $g_0$ ), виброскорости (слагаемое  $g_1 p$ ), виброускорению (слагаемое  $g_2 p^2$ ) и сигнал, пропорциональный первой производной от виброускорения (слагаемое  $g_3 p^3$ ). Регулятор с передаточной функцией (3.78) является технически реализуемым.

В системе виброзащиты, замкнутой регулятором (3.78), критерий качества (3.27) с учетом параметров спектральной плотности мощности случайного возмущения рассчитывается по выражению

$$J = \frac{m^2}{(0,07 + m^2)^2} \int_0^{\infty} S_{\varphi}(\omega) \left[ \frac{0,005}{|A(j\omega)|^2} + m^4 \right] d\omega. \quad (3.79)$$

Предельное гарантированное значение критерия качества (3.27) при условии ограниченной мощности возмущения  $N_{\varphi}$  рассчитывается по выражению

$$J_{GAP} = N_{\varphi} \frac{m^2}{(|A(j\omega_m)|^2 + m^2)^2} = N_{\varphi} \frac{m^2}{(0,07 + m^2)^2}. \quad (3.80)$$

С учетом принятого значения множителя Лагранжа  $m^2$  получено численное значение предельного гарантированного значения критерия качества  $J_{GAP}$  по выражению (3.80) и равное  $65,1 \cdot 10^{-6}$ .

Результаты расчётов предельного гарантированного значения критерия качества  $J_{GAP}$  по выражению (3.80) для активной системы виброзащиты промышленного оборудования представлены в приложении А.

### **3.7 Сравнение значений принятого показателя качества управления в активной системе виброзащиты автомобиля с различными типами регуляторов в условиях случайного возмущающего воздействия**

Проведено сравнение значений принятого показателя качества (3.27) управления в активной системе виброзащиты автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний, подверженной случайному возмущающему воздействию при использовании различных типов регуляторов: гарантирующего регулятора, синтезированного для детерминированного возмущения (далее гарантирующий регулятор для детерминированного возмущения); оптимального регулятора; гарантирующего регулятора, синтезированного для случайного возмущающего воздействия (далее гарантирующий регулятор для случайного возмущения). Результаты сравнения опубликованы в совместной работе автора настоящего исследования [11], а также представлены далее.

При проведении сравнения значений показателя качества (3.27) будем иметь в виду следующее. Гарантирующий регулятор для детерминированного возмущения по выражению (3.11) синтезирован для контролируемой переменной в виде ускорения защищаемого объекта. Как следует из анализа передаточных функций (2.20)-(2.21), (2.22)-(2.24), для переменных одного типа математические модели системы виброзащиты совпадают. Поэтому, при сравнении значений принятого показателя качества управления (3.27) в активной системе виброзащиты при случайном возмущающем воздействии для входной переменной в виде перемещения основание и выходной – виброперемещение защищаемого объекта допустимо использовать регулятор для детерминированного возмущения по выражению (3.11) без каких либо дополнительных преобразований. Отличия заключаются лишь в типе и численных значениях датчика контролируемой переменной.

Оптимальный регулятор с передаточной функцией (3.67) следует рассматривать как идеальный, а обеспечиваемые им показатели качества в замкнутой системе как предельные. Сигнал, пропорциональный первой производной от

перемещения, – виброскорость, получается при использовании датчиков виброскорости; сигнал, пропорциональный второй производной, – ускорение, получается при использовании датчиков виброускорений - акселерометров; сигнал, пропорциональный третьей производной, получается путем дифференцирования сигнала с акселерометра, что достигается использованием реальных дифференцирующих звеньев. Производные более высокого порядка (четвертая и выше) от выходной переменной в виде перемещения защищаемого объекта физически не реализуемы – это связано трудностью реализации операций идеального дифференцирования. В связи с этим, целесообразно использовать квазиоптимальный регулятор, полученный из (3.67) приравниванием нулю весового коэффициента при четвертой производной.

В инженерной программе Mathcad проведены расчеты значений принятого показателя  $J$  качества управления (3.27) в активной системе виброзащиты автомобиля при использовании гарантирующего регулятора для детерминированного возмущения (3.11), оптимального (3.67) и квазиоптимального регулятора, а также гарантирующего регулятора для случайного возмущения (3.78) в условиях вариации параметров  $\alpha$  и  $\omega_0$  спектральной плотности мощности возмущающего воздействия. Результаты расчетов представлены в виде графиков на рис.33 и в приложении Б, где также представлены результаты расчета принятого показателя качества для активной системы виброзащиты промышленных объектов.

Значения принятого показателя качества  $J^*$  на рис. 33 представлены в относительных единицах, для которых базовыми значениями являются соответствующие величины дисперсии  $D$  ординаты микропрофиля дороги, согласно табл. 3. В качестве базовых значений параметров  $\alpha_n$  и  $\omega_0$  приняты значения, также представленные в табл. 3. Анализ расчетных данных в приложении Б и графиков на рис 33 показывает следующее: Ухудшение значений принятого показателя качества (3.27) при переходе от идеального оптимального регулятора (3.67) к упрощенному оптимальному – квазиоптимальному регулятору составляет менее 1%. Таким образом, при технической реализации активной системы

виброзащиты с магнитоореологическим демпфером колебаний без значительно-го ухудшения качества управления допустимо использовать квазиоптимальный регулятор.

Выбор типа регулятора в замкнутой системе виброзащиты, подверженной действию возмущения со случайными характеристиками целесообразно осуществлять на основе имеющейся о возмущении информации.

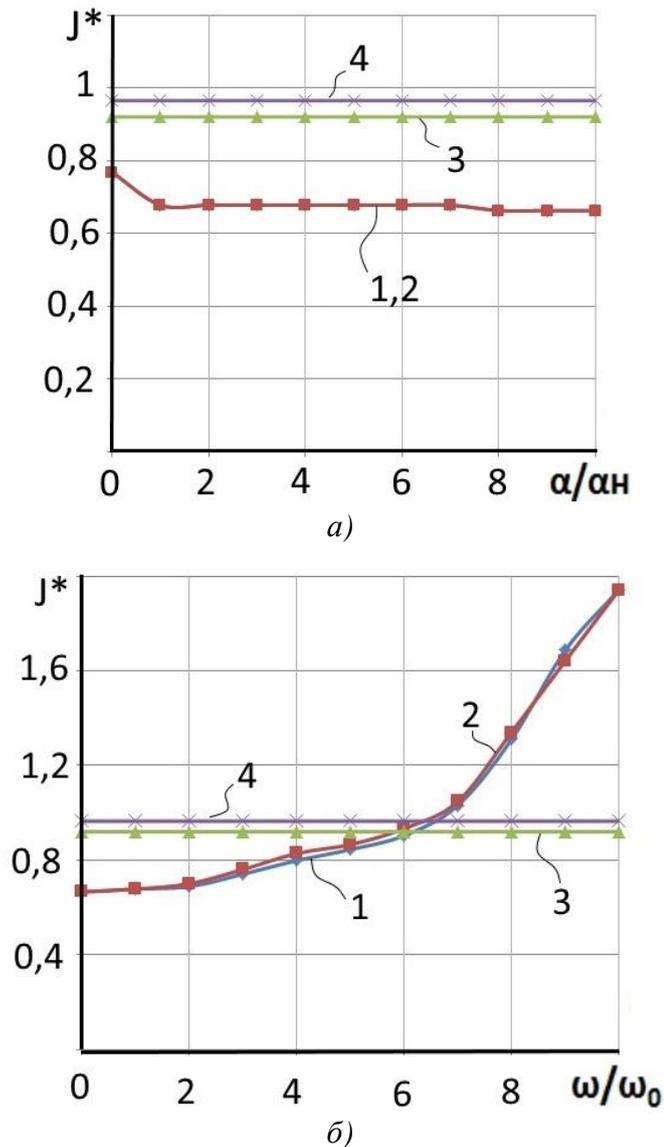


Рис. 33 – График зависимости значений принятого показателя качества  $J^*$  управления в активной системе виброзащиты автомобиля при вариации параметров СПМ возмущения в виде неровностей дороги: а) при вариации параметра  $\alpha$ ; б) при вариации параметра  $\omega$ ; 1 – активная система виброзащиты с оптимальным регулятором; 2 – система активной виброзащиты с квазиоптимальным регулятором; 3 – активная система виброзащиты с гарантирующим регулятором для детерминированного возмущения; 4 – активная система виброзащиты с гарантирующим регулятором для случайного возмущения.

Так, если параметры возмущения с течением времени подвержены значительным вариациям, и при этом требуется обеспечить некоторое предельно допустимое (гарантированное) значение виброперемещений защищаемого объекта, то целесообразно использовать гарантирующий регулятор для случайного возмущения, который, как видно из графиков на рис. 33, поддерживает мало изменяемое значение показателя качества  $J^*$ .

Квазиоптимальный регулятор целесообразно использовать в условиях случайного возмущения с постоянными или мало изменяющимися значениями параметров. В этом случае квазиоптимальный регулятор обеспечивает экстремальное значение показателя качества  $J^*$  в замкнутой системе при заданном ограничении на ресурсы управления и величину виброперемещений защищаемого объекта.

Удовлетворительные значения показателя качества  $J^*$  демонстрирует гарантирующий регулятор для детерминированного возмущения. Как следует из расчетных данных, он обеспечивает значения критерия качества управления  $J^*$  близкие к значениям показателя качества  $J^*$  для гарантирующего регулятора для случайного возмущения - это обусловлено тем, что структура такого регулятора найдена без учета ограничений на мощность управления. В связи с этим такой регулятор обеспечивает эффективное снижение среднего значения виброперемещений защищаемого объекта  $x^*$ : снижается со значения  $8,1 \cdot 10^{-3}$  м для разомкнутой системы до значения  $4,1 \cdot 10^{-7}$  м в замкнутой системе, но при этом ограничение на мощность управления  $u^* = \sqrt{\langle u^2 \rangle}$  равно  $8 \cdot 10^{-3}$ , то есть используются почти все имеющиеся ресурсы управления. Следовательно, такой регулятор может быть использован как в замкнутых системах виброзащиты, подверженных основному детерминированному возмущению, так и в случае дополнительного воздействия возмущения со случайными характеристиками - в этом случае он является универсальным регулятором.

При технической реализации активной системы виброзащиты с магнито-реологическим демпфером колебаний и подверженной как детерминированному, так и возмущению со случайными характеристиками рекомендуется комби-

нировать регуляторы, используя соответствующий тип в зависимости от вида возмущения и его параметров - это может быть реализовано с помощью микропроцессорного устройства управления, что позволит достигать экстремальные значения показателя качества управления в конкретных условиях. Структурная схема возможного варианта технической реализации системы виброзащиты с комбинированием регуляторов представлена на рис. 34.

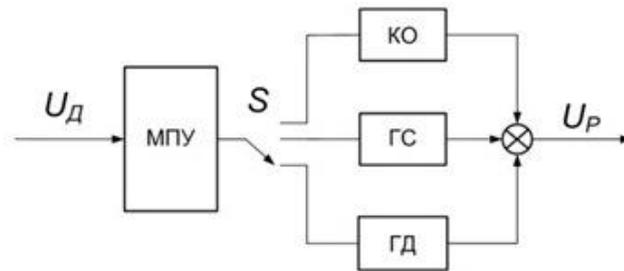


Рис. 34 – Структурная схема возможного варианта технической реализации системы управления виброзащитой с комбинированием регуляторов: КО - квазиоптимальный регулятор, ГС - гарантирующий регулятор для случайного возмущения, ГС - гарантирующий регулятор для детерминированного возмущения, МП – микропроцессорное устройство управления; S – переключатель,  $U_d$  – сигнал с датчика ускорения объекта;  $U_p$  – выходной сигнал регулятора.

Дополнительно, следует проверить устойчивость рассматриваемой активной системы виброзащиты при малой вариации параметров (устойчивость в малом). Известно, что оптимальные системы управления с критерием качества  $J = m^2 \dot{x}^2 + u^2$  в некоторых случаях могут терять устойчивость при малых вариациях параметров. В работах Петрова Ю.П. [14;54] разработан метод определения устойчивости замкнутой системы с оптимальным регулятором по виду математической модели объекта управления (3.51) и спектральной плотности возмущающего воздействия (3.25) при малой вариации их параметров или параметров регулятора от расчетных значений. Суть метода заключается в следующем. Если в математической модели объекта управления (3.51) степень операторного полинома  $A(D)$  равна  $n$ , а степень операторного полинома  $B(D)$  равна  $m$ , то с учетом степеней  $\gamma$  в числителе и  $q$  в знаменателе аналитического выражения для спектральной плотности мощности возмущения (3.25) условие устойчивости сводится к выполнению неравенства

$$m \leq 1 + \frac{\gamma}{2} - \frac{q}{2}. \quad (3.81)$$

Если неравенство (3.81) выполняется, то замкнутая система с оптимальным регулятором сохраняет устойчивость при вариациях своих параметров, если неравенство (3.81) не выполняется, то устойчивость может не сохраняться.

В рассматриваемой замкнутой системе степень  $n$  операторного полинома  $A(D)$  по (3.51) равна двум. Степень  $m$  операторного полинома  $B(D)$  равна нулю. Степень числителя  $\gamma$  и знаменателя  $q$  аналитического выражения для спектральной плотности мощности возмущения (3.25) равны 2 и 4, соответственно. Следовательно, неравенство (3.81) для указанных параметров выполняется и свидетельствует об устойчивости в замкнутой системе с синтезированными регуляторами.

### 3.8 Выводы по третьему разделу

1. Разработана структура и получена математическая модель активной системы виброзащиты автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний с учетом канала управления силой гидравлического сопротивления магнитореологического демпфера колебаний за счет тока, протекающего по обмотке его катушки.

2. Разработана методика синтеза, и получена передаточная функция регулятора, гарантирующего ограничение на заданном уровне виброускорений кузова автомобилей в заданном частотном диапазоне для детерминированного возмущающего воздействия;

3. Разработана двухконтурная активная система виброзащиты с внешним контуром регулирования виброперемещений и виброускорений кузова автомобиля и внутренним контуром регулирования тока в катушке электромагнита демпфера.

4. Проведен анализ принятых возмущающих воздействий в виде колебаний, передаваемых от неровностей дороги. Дополнительно рассмотрены характеристики возмущений в виде колебаний опорного фундамента и колебаний, передающиеся судну от морских волнений. Показано, что для определенных

условий указанные возмущения могут быть описаны единой автокорреляционной функцией и соответствующей ей спектральной плотностью мощности.

5. По известной методике синтеза оптимальных регуляторов, обеспечивающих минимум принятого показателя качества и устойчивость замкнутой системы, получена передаточная функция оптимального регулятора;

6. По известной методике синтеза регуляторов, обеспечивающих предельный (гарантированный) уровень принятого показателя качества управления при наиболее неблагоприятных вариациях параметров спектральной плотности возмущения, получена передаточная функция гарантирующего регулятора.

7. По полученным расчетным данным проведено сравнение принятого показателя качества управления в системе виброзащиты, подверженной случайному возмущающему воздействию при использовании регуляторов по п.2, п.5 и п.6, а также квазиоптимального регулятора, полученного из оптимального регулятора по п.5, по условию физической реализуемости. Показано, что упрощение структуры оптимального регулятора не приводит к существенному ухудшению значений принятого показателя качества.

8. По критерию устойчивости замкнутой системы с оптимальным регулятором, предложенному Петровым Ю.П., доказана устойчивость замкнутой системы.

## 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ И СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ

### 4.1 Экспериментальное исследование динамических характеристик управляемого магнитореологического демпфера колебаний

Проведено исследование динамических характеристик автомобильного управляемого магнитореологического демпфера, разработанного фирмой Delphi Corporation [98], конструкция которого представлена на рисунке 35, а описание работы в разделе 2.

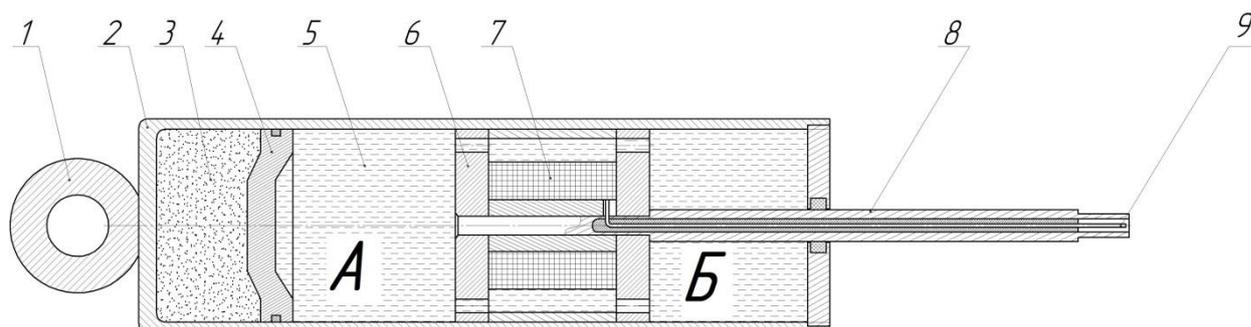


Рис. 35 - Магнитореологический демпфер: 1 – нижнее крепление демпфера; 2 – корпус; 3 - газ под давлением; 4 – поршень газового подпора; 5 – магнитореологическая жидкость; 6 – электромагнит демпфера; 7 – обмотка электромагнита; 8 – шток; 9 – контакты.

Основные технические характеристики исследуемого автомобильного магнитореологического демпфера колебаний представлены в табл. 4.

Таблица 4 - Основные технические характеристики автомобильного магнитореологического демпфера колебаний.

Наименование параметра	Значение параметра
Номинальное напряжение, В	12
Номинальный ток, А	5
Ход поршня, м	0,21

Результаты исследования демпфера опубликованы в совместных работах автора настоящего исследования [6;66;67], а также представлены далее.

Проведено исследование характеристик автомобильного демпфера на ав-

томатизированном комплексе диагностики амортизаторов подвесок автотранспортных средств «Centurion», разработанном в ООО НПП «Система Технологий». Кинематическая схема комплекса представлена на рис. 36.

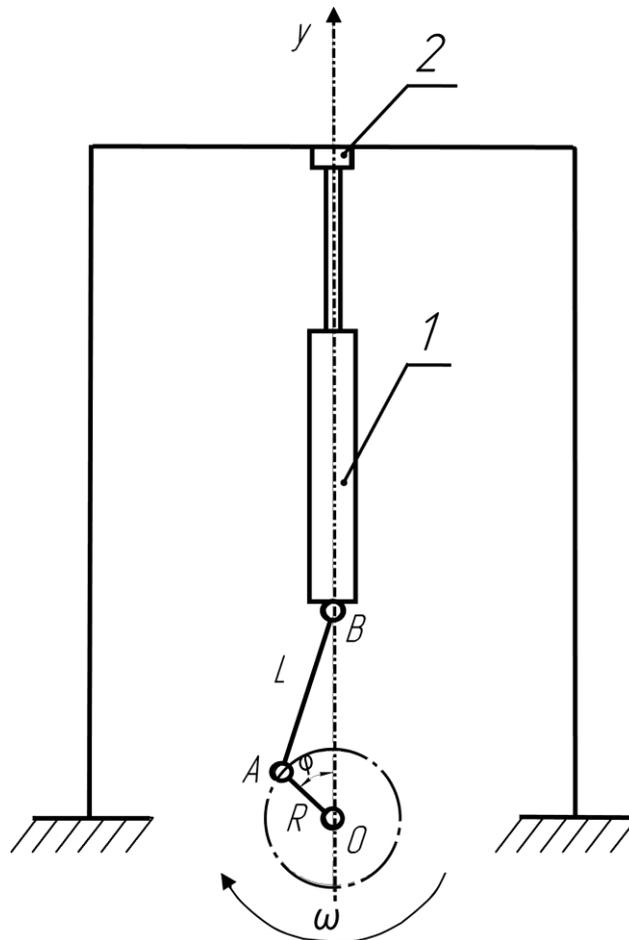


Рис. 36 - Кинематическая схема диагностического комплекса «Centurion»: АВ – шатун, длиной  $L$ ; АО – кривошип, радиусом  $R$ ;  $\omega$  – частота вращения кривошипа; 1 – магнито-реологический демпфер; 2 – датчик усилий.

Основные паспортные данные диагностического комплекса «Centurion» представлены в табл. 5.

Таблица 5 – Паспортные данные диагностического комплекса «Centurion»

Длина шатуна, м	0,19
Радиус кривошипа, м	0,05
Ход демпфера при диагностике, м	0,1
Минимальная скорость движения демпфера, м/с	0,01
Максимальная скорость движения демпфера, м/с	0,8
Максимальное контролируемое усилие демпфера, кг	500
Погрешность измерений, %	Не более 2

В табл. 6 представлены полученные экспериментально, путем обработки данных с датчика усилий (поз.2, рис. 36), максимальные по модулю значения силы  $F_g$  гидравлического сопротивления демпфера за период колебаний при заданной угловой частоте вращения  $\omega$  кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

Таблица 6 – Экспериментальные значения силы  $F_g$  демпфера

$F_g$ , кН при $I=0$ А	$F_g$ , кН при $I=1$ А	$F_g$ , кН при $I=2$ А	$\omega$ , рад/с
472	552	566	0,2
493	673	980	1,0
496	689	1052	2,1
550	743	1107	4,8
555	772	1120	6,3
576	835	1149	7,8

Известно [16], что линейная скорость  $v$  точки  $B$  вдоль оси  $y$  связана с угловой частотой  $\omega$  кривошипно-шатунного механизма выражением

$$v = R\omega(\sin \omega t + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\omega t), \quad (4.1)$$

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

В соответствии с выражением (4.1) входное воздействие на объект имеет две гармонических составляющих. Причем, как показывает анализ выражения (4.1) для конкретных численных параметров диагностического комплекса, представленных в табл. 6, в силу малой относительной величины  $\lambda$ , амплитуда гармоники удвоенной частоты существенно меньше амплитуды основной гармоники. В связи с этим, закон изменения линейной скорости  $v$  можно рассматривать как гармонический.

На рис. 37 представлены графики зависимостей максимальной силы  $F_g$  гидравлического сопротивления демпфера от амплитудного значения линейной скорости  $v$  его подвижной части, полученные для режима «сжатие» при различных значениях тока  $I$ , протекающего по обмотке электромагнита.

Нелинейный вид характеристик на рис. 37 обусловлен наличием сухого трения, а также особенностями конструкции МД: при малых линейных скоростях  $v$  и токе  $I = 0$  слабо вязкая МРЖ под малым напором перетекает через дроссельные каналы поршня из полости А демпфера в полость Б. Сила  $F_g$  гидравлического сопротивления, в этом случае, растет почти пропорционально значению  $v$ . При дальнейшем увеличении  $v$  возрастает напор и вязкость МРЖ. При возрастании давления вязкости МРЖ растет её давление на поршень газового подпора (поз.4, рис. 35).

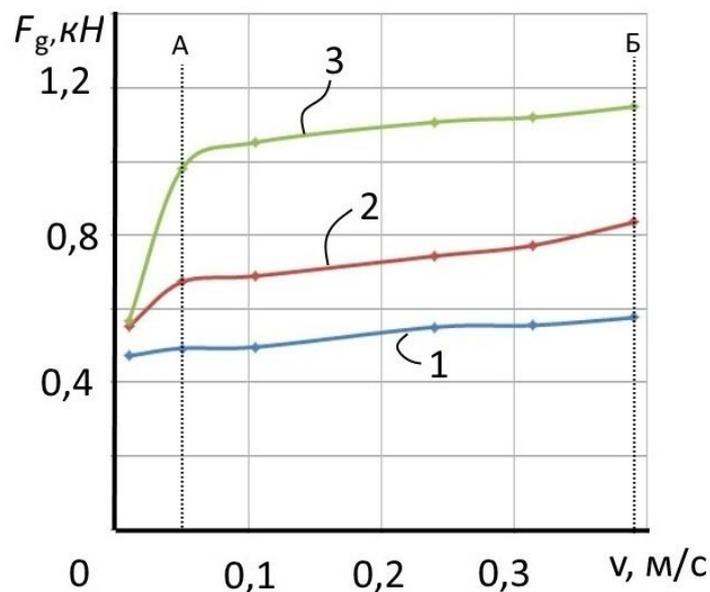


Рис. 37 - Графики зависимости силы  $F_g$  от линейной скорости  $v$  при различных значениях тока: 1 –  $I=0$  А; 2 –  $I=1$  А; 3 –  $I=2$  А.

Превышение определенного значения давления заставляет поршень перемещаться и сжимать закачанный газ – это ограничивает рост давления со стороны поршня на МРЖ и ограничивает рост силы  $F_g$  изолируя, таким образом, защищаемый объект от вибровозмущений с большой частотой.

Анализ экспериментальных данных в табл. 6 и соответствующих им кривых на рис. 37 показывает следующее: зависимость силы  $F_g$  гидравлического сопротивления от линейной скорости  $v$  имеют нелинейный вид и характеризуются наличием двух участков: от нуля до А и от А до Б. На указанных участках графики имеют близкую к линейной зависимость с разным наклоном. Линейная

зависимость на участке от нуля до А, как следует из экспериментальных данных, имеет место при низких угловых скоростях  $\omega$  КШМ, что соответствует диапазону частот, согласно известному соотношению

$$f = \frac{\omega}{2\pi},$$

до 1,6Гц. Для принятых в настоящем исследовании возмущений характерны частоты колебаний свыше 1Гц. Таким образом, линейный участок от 0 до А, для упрощения модели демпфера, может быть отброшен как находящийся вне интересующей зоны исследований. Экспериментальные кривые на участке от А до Б в виде зависимости гидравлического сопротивления  $F_g$  демпфера от изменения линейной скорости  $v$  имеют зависимость, близкую к линейной. Поэтому, на этом участке экспериментальные кривые допустимо аппроксимировать линейной зависимостью вида

$$F = kv + b, \quad (4.2)$$

где  $k, b$  – неизвестные параметры.

Численные значения параметров аппроксимирующей функции (4.2), найденные путем обработки экспериментальных данных в программе MS office Excel, представлены в табл. 7.

Таблица 7- Значения параметров аппроксимирующей функции (4.2)

Параметр аппроксимирующей функции	Ток $I$ в катушке демпфера, А		
	0	1	2
$k$	455		
$b$	430	642	982

С учетом изложенного, на рис. 38 представлены аппроксимированные зависимости силы  $F_g$  гидравлического сопротивления от линейной скорости  $v$  при различных значениях тока  $I$  в катушке демпфера.

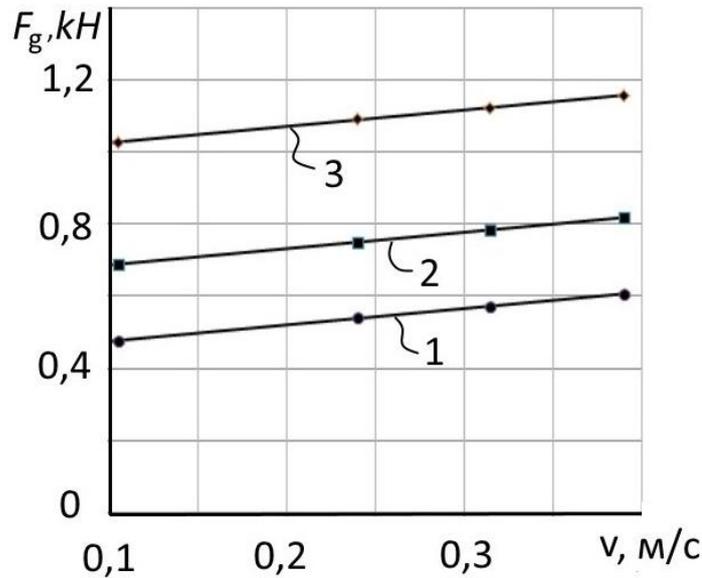


Рис. 38 – Аппроксимированные зависимости силы  $F_g$  гидравлического сопротивления от линейной скорости  $v$  его подвижной части при различных тока: 1 –  $I=0$  А; 2 –  $I=1$  А; 3 –  $I=2$  А.

Средняя ошибка, в случае замены исходных экспериментальных кривых аппроксимирующими, рассчитана по выражению (4.3) [45;46;60;80] и составляет 4,6% для кривой 1, 1,2% для кривой 2 и 1,5% для кривой 3.

$$\Delta = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left| \frac{F_i - F_{Ai}}{F_{Ai}} \right| \cdot 100\% , \quad (4.3)$$

где  $F_i$  -  $i$ -е экспериментальное значение  $\Delta F$ ;

$F_{Ai}$  -  $i$ -е значение  $\Delta F$  по аппроксимирующей функции;

$n$  – количество экспериментальных точек,

График 1 на рис. 38 соответствует режиму работы демпфера при токе  $I$  в катушке демпфера, равного нулю. В этом случае, отношение приращения силы гидравлического сопротивления  $\Delta F_{\text{гн}}$ , относительно начального нулевого уровня к приращению линейной скорости  $\Delta v$  определяет значение начального коэффициента гидравлического сопротивления

$$\beta_n = \frac{\Delta F_{\text{гн}}}{\Delta v} . \quad (4.4)$$

С учетом численных значений параметров аппроксимирующей функции по таблице 7, значение коэффициента  $\beta_n$  начального гидравлического сопротивления составляет 455Па·м·с.

На рис. 39 представлен график, на котором отмечены расчётные значения приращения гидравлического сопротивления демпфера  $\Delta F_{u0}$ , обусловленные приращением тока  $\Delta I_{u0}$ , а также аппроксимирующая эти значения функция (штриховая линия).

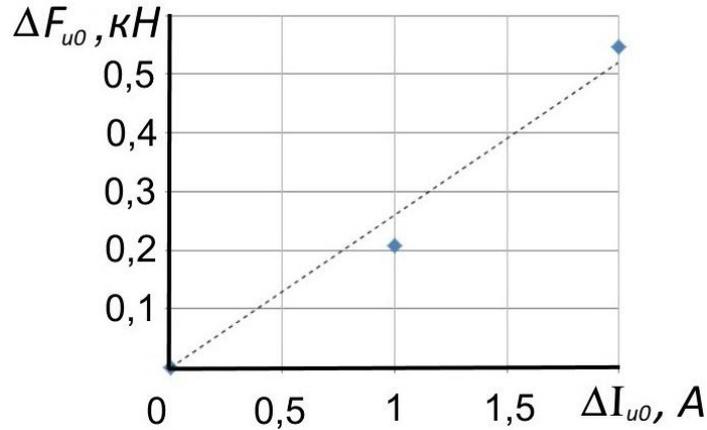


Рис. 39 - График зависимости  $\Delta F_{u0}$  от приращения тока  $\Delta I_{u0}$

Приращение силы  $\Delta F_{u0}$  для соответствующего приращения тока  $\Delta I_{u0}$  в рассматриваемом диапазоне приращений линейной скорости  $\Delta v$ , как было показано ранее в выражении (2.18), определяются зависимостью

$$\Delta F_{u0} = k_u \Delta I_{u0} \Delta v = \Delta \beta_{u0} \Delta v,$$

где  $\Delta \beta_{u0} = k_u \Delta I_{u0}$ .

Из расчетных данных следует, что коэффициент пропорциональности

$$k_u \Delta v, \quad (4.5)$$

определяющий наклон аппроксимирующей функции на рис. 39 составляет 263 Па·м·с. В соответствии с графиком на рис. 38, приращение линейной скорости  $\Delta v$  равно 0,3 м/с, а коэффициент  $k_u$ , в этом случае, по выражению (4.5) равен 877 Па·с<sup>2</sup>. Численное значение приращения дополнительного коэффициента гидравлического сопротивления  $\Delta \beta_{u0}$  зависит от начального тока  $I_{u0}$ , задаваемого при первоначальной настройке демпфера.

## 4.2 Экспериментальное исследование динамических характеристик системы виброзащиты

Для исследования динамических характеристик системы виброзащиты автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний разработан экспериментальный стенд, схема которого представлена на рис. 40.

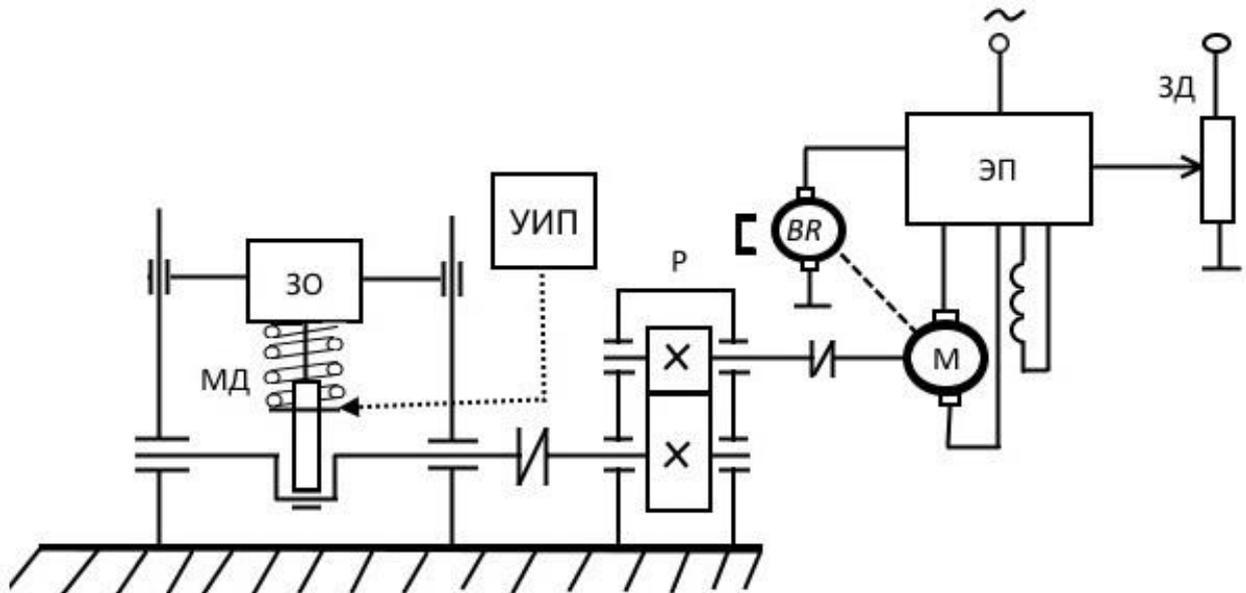


Рис. 40 - Экспериментальный стенд для исследования системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний

В представленной на рис. 40 структурной схеме обозначено: ЗО - защищаемый объект; МД – магнитореологический демпфер, ток в обмотке электромагнита которого регулируется управляемым источником питания (УИП); ЭП – электропривод с двигателем постоянного тока, частота вращения которого задается с помощью задатчика (ЗД); кривошипно-шатунный механизм связан электродвигателем через редуктор (Р). Основные технические характеристики разработанного экспериментального стенда представлены в табл. 8

Проведено экспериментальное исследование динамических характеристик системы виброзащиты автомобиля при параметрическом управлении силой гидравлического сопротивления. Экспериментальные исследования проводились следующим образом. Потенциометром ЗД формировалось входное напряжение электропривода ЭП, задающее требуемые обороты приводного электродвигателя.

Таблица 8 - Основные технические характеристики разработанного экспериментального стенда.

Наименование параметра	Значение параметра
Амплитуда входного воздействия, м	0,035
Максимальная частота колебаний, Гц	7
Масса защищаемого объекта, кг	80
Мощность приводного электродвигателя, кВт	4,5
Передаточное число редуктора	5

Вращение якоря приводного электродвигателя через эластичную муфту и редуктор Р передается кривошипу экспериментальной установки, что заставляет колебаться с определённой циклической частотой магнитореологический демпфер МД и защищаемый объект ЗО. Для изучения выбран частотный диапазон от 0 до 5 Гц. В установившемся режиме при заданной циклической частоте колебаний и токе  $I$  в катушке МД, проведено измерение величины виброперемещений защищаемого объекта ЗО. Измерение виброперемещений проведено для двух фиксированных значений тока  $I$  в катушке демпфера: 0 и 2А.

Получены экспериментальные значения (табл. 9) амплитуды виброперемещений защищаемого объекта при параметрическом управлении силой  $F_g$  гидравлического сопротивления магнитореологического демпфера за счет изменения тока  $I_{uo}$  начальной настройки, в системе виброзащиты имеющей параметры:  $m=80$ кг и  $C=15$ кН/м.

Экспериментальные данные из таблицы 9 сопоставлены полученными ранее (в разделе 2) расчетными амплитудными частотными характеристиками системы виброзащиты при параметрическом управлении (рис. 19). Дополнительно, результат сопоставления указанных теоретических и экспериментальных

данных представлен на рис. 41. Как следует из анализа экспериментальных и расчетных данных они согласуются, так как отклонение не превышает 5,5%.

Таблица 9 - Экспериментальные значения амплитуды виброперемещений защищаемого объекта

$I=0 \text{ A}$						
$A_{z0}, \text{ мм}$	35					
$A_{z-z0}, \text{ мм}$	35	43,05	87,5	47,25	21,35	12,6
$f, \text{ Гц}$	0,1	1	2	3	4	5
$\omega, \text{ рад/с}$	0,63	6,28	12,57	18,85	25,13	31,42
$A^*(\omega)$	1,00	1,23	2,50	1,35	0,61	0,36
$I=2 \text{ A}$						
$A_{z0}, \text{ мм}$	35					
$A_{z-z0}, \text{ мм}$	35	38,5	42	35	31,5	28,7
$f, \text{ Гц}$	0,1	1	2	3	4	5
$\omega, \text{ рад/с}$	0,63	6,28	12,57	18,85	25,13	31,42
$A^*(\omega)$	1,00	1,10	1,20	1,00	0,90	0,82

Также проанализирован характер изменения амплитуды виброперемещений защищаемого объекта на резонансной частоте. Результаты анализа представлены в табл. 10.

Таблица 10 – Экспериментальные данные для амплитуды виброперемещений защищаемого объекта на резонансной частоте

$Z_{\max}^*$	2,50	1,78	1,56	1,38	1,21	1,17	1,15	1,12	1,10
$I_{u0}$	0,00	0,26	0,52	0,78	1,04	1,30	1,56	1,82	2,08
$\beta^*$	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4

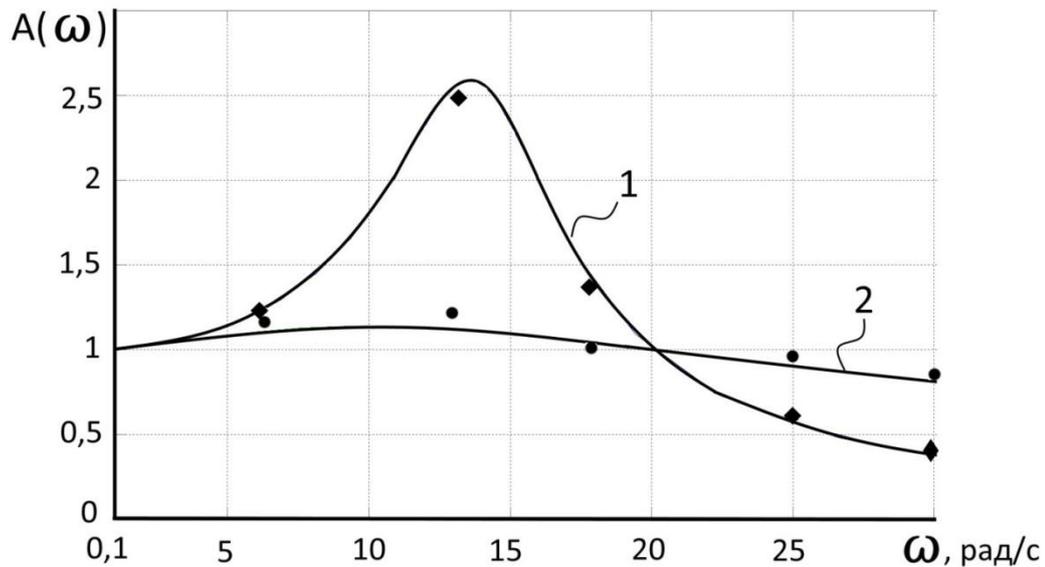


Рис. 41 – Амплитудные частотные характеристики виброперемещений в системе виброзащиты: 1 – расчетная кривая при токе  $I=0$  А; 2 - расчетная кривая при токе  $I=2$  А;  
 «●» - экспериментальные значения при токе  $I=2$  А;  
 «◆» - экспериментальные значения при токе  $I=0$  А.

Как было отмечено ранее в разделе 2, передаточные функции (2.20) и (2.21) системы виброзащиты при параметрическом управлении для выходной переменной в виде виброперемещения и виброускорения защищаемого объекта совпадают. В связи с этим, экспериментальные значения для амплитуды виброперемещений защищаемого объекта на резонансной частоте, представленные в таблице 10, дополнительно отмечены (символом «◆») на графике рисунка 20 для виброускорений защищаемого объекта. Результат сопоставления расчетных и экспериментальных данных представлен на рис. 42. Как следует из анализа расчетных данных в разделе 2 и экспериментальных данных в табл. 10, отклонение их значений не превышает 6,5%.

На основании экспериментальных данных в табл. 10 установлено, что максимальное значение тока, при котором максимальная относительная амплитуда виброперемещений защищаемого объекта имеет значения, близкие к установившимся, составляет 2 А.

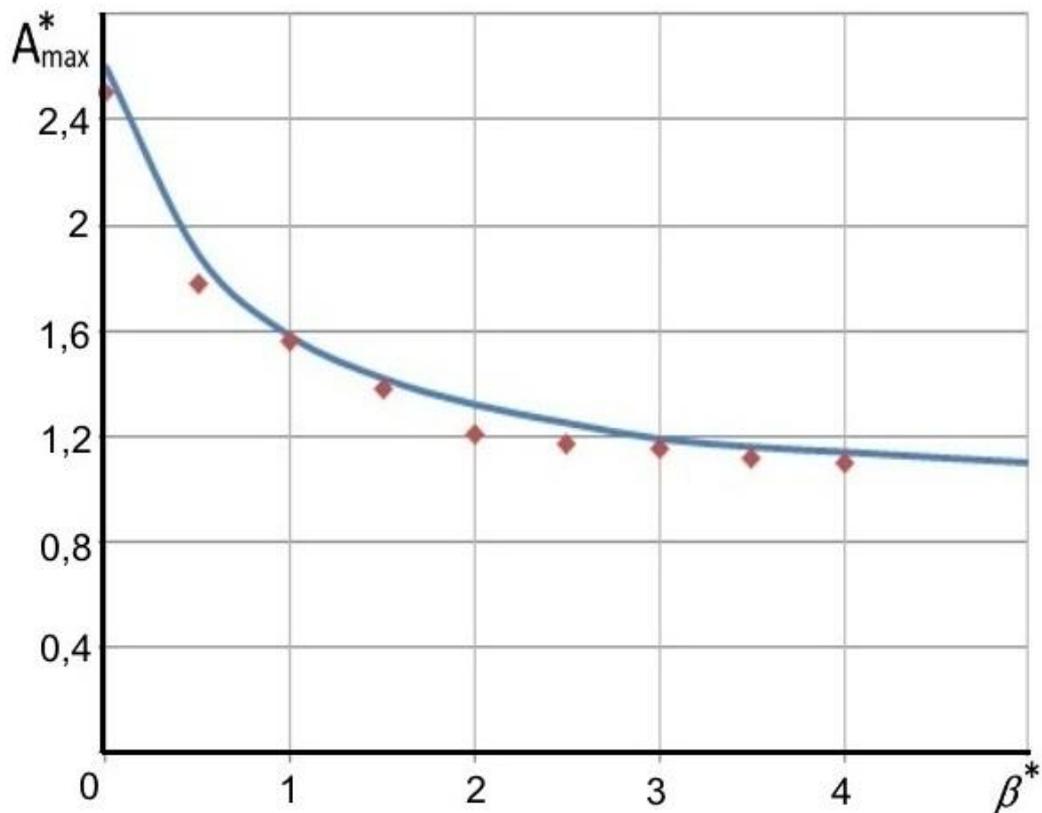


Рис. 42 – График амплитуды виброперемещений защищаемого объекта на резонансной частоте в функции относительного значения коэффициента гидравлического сопротивления  $\beta^*$

Полученные выводы были положены в основу разработанной экспериментальной установки по изучению активной системы виброзащиты автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний и упрощенным регулятором, полученным из (3.12) путем приравнивания весовых коэффициентов при операторах Лапласа в степени выше первой. Функциональная схема экспериментальной установки представлена на рис. 43а, а фотография на рис. 43б. Для организации обратной связи по виброускорению в систему виброзащиты дополнительно введены элементы, представленные на функциональной схеме рисунка 43а: Д – датчик виброускорений защищаемого объекта; УУ – устройство управления, реализующее упрощенный регулятор (3.12).

В качестве датчика виброускорений используется трех координатный акселерометр модели LIS344ALH. Технические характеристики указанного акселерометра приведены на сайте производителя [105]. Основные техническими характеристики акселерометра представлены в табл. 11.

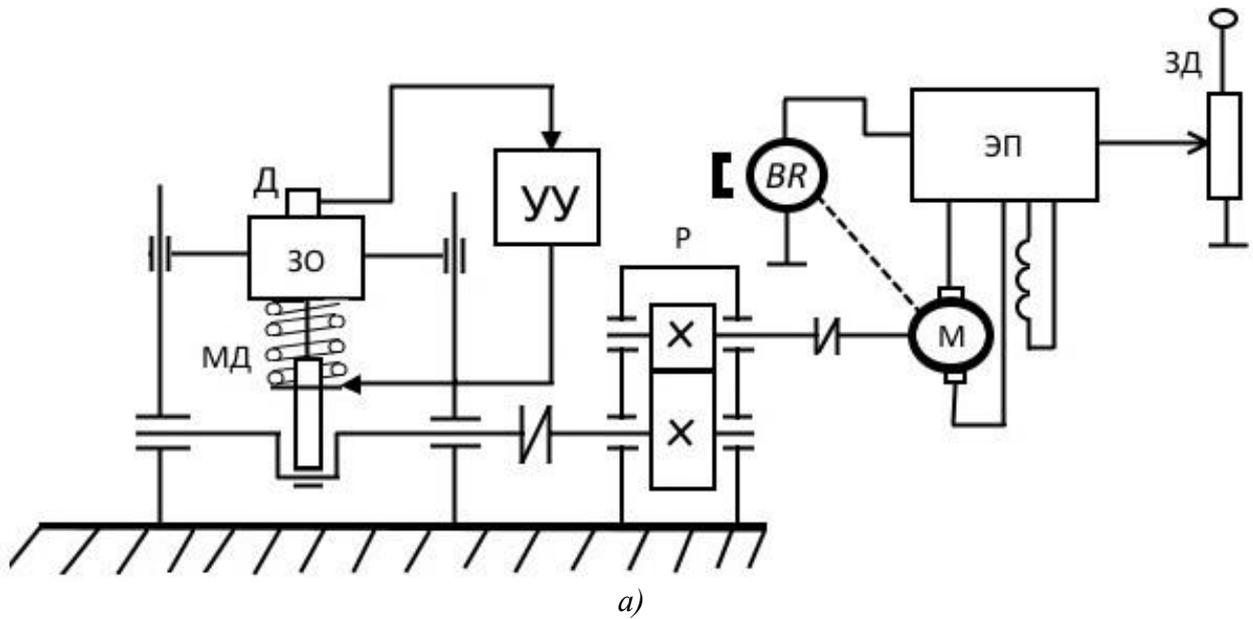


Рис. 43 – Экспериментальная установка для исследования активной системы виброзащиты автомобиля

Таблица 11 - Основные технические характеристики акселерометра

Параметр	Единица измерения	Величина
Диапазон измеряемых ускорений	$g$	0÷2
Напряжение питания	$V$	3,3
Чувствительность	$V/g$	0,66
Напряжение при $g=0$	$V$	1,65
Ток нагрузки	$mA$	0,7

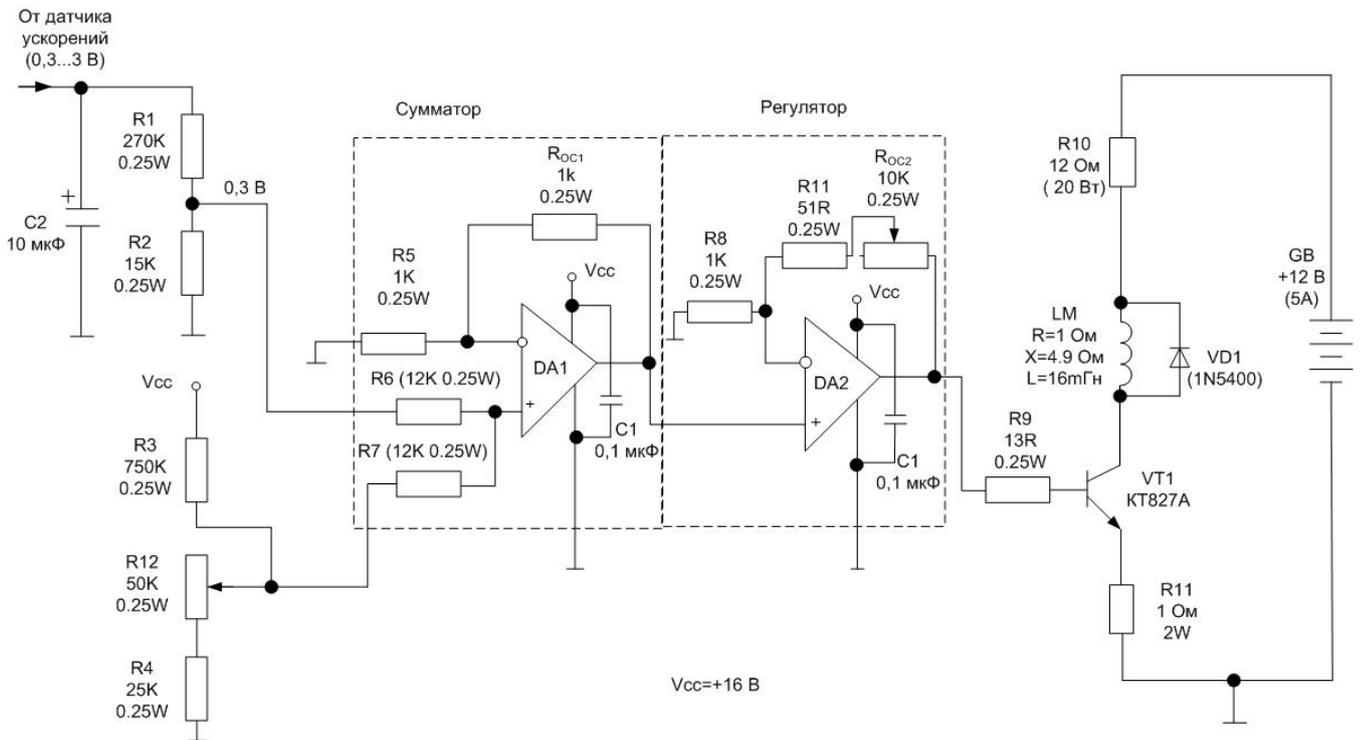


Рис. 44 – Электрическая схема разработанного электронного устройства управления

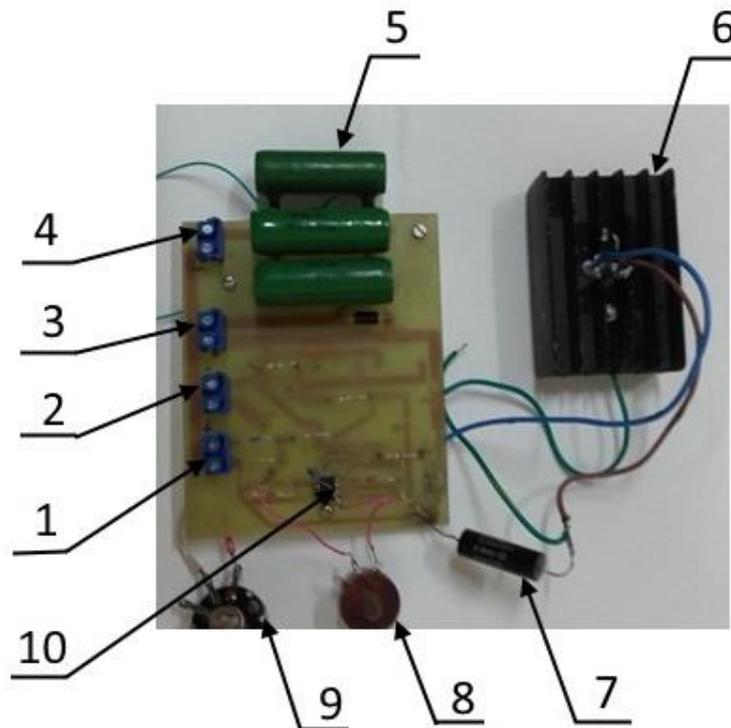


Рис. 45 – Фотография разработанного электронного устройства управления системы виброзащиты: 1 – зажим для подключения датчика ускорений; 2 – зажим для подключения питания операционного усилителя; 3 – зажим для подключения обмотки катушки демпфера; 4 – зажим для подключения источника питания демпфера; 5 – резисторы R10; 6 – транзистор VT1 с радиатором; 7 – резистор R11; 8 – построечный резистор Roc2; 9 – построечный резистор R12; 10 – операционный усилитель.

С учетом выявленного диапазона изменения тока управления в катушке демпфера разработано электронное устройство управления системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером колебаний. Электрическая схема устройства представлена на рис. 44, а его фотография на рис. 45. Поясним назначение элементов и работу электрической схемы на рис. 46. Входной сигнал с датчика поступает на делитель напряжения, собранный на резисторах R1 и R2, и понижающий амплитуду в 10 раз. Конденсатор C2, подключенный к зажимам датчика, выполняет функцию фильтра низких частот (до 10Гц) – его значение рассчитано согласно рекомендациям производителя датчика. Для того, чтобы диапазон изменения сигнала датчика ускорений лежал в активной области работы транзистора, в схеме предусмотрена цепь, образованная резисторами R3, R4 и подстроечным резистором R12, создающими «натяг» открытия транзистора VT1. Резисторы R6 и R7 ограничивают токи, протекающие во входной цепи первого операционного усилителя DA1, выполняющего роль сумматора и реализованного с помощью неинвертирующей схемы включения.

Преобразование сигнала осуществляется регулятором, реализованным на операционном усилителе DA2, включенным по неинвертирующей схеме включения. Регулировка значений коэффициента усиления сигнала осуществляется с помощью построечного резистора R<sub>OC2</sub>.

Резистор R9 ограничивает ток, протекающий по переходу база-эмиттер транзистора VT1 и таким образом, настраивает, за счет задания тока базы, его работу в активной области.

Резистор R11 выполняет функции датчика тока в схеме тепловой стабилизации транзистора VT1. Достигается это следующим образом [32;86]. Падение напряжение в цепи R9-база-эмиттер транзистора-R11 равно напряжению на выходе операционного усилителя. В случае, если из-за нагрева транзистора VT1 ток, через коллектор-эмиттер увеличится, то увеличится и падение напряжения на резисторе R11. Поскольку падение напряжение в цепи R9-база-эмиттер транзистора-R11 имеет фиксированное значение, то приращение падения напряжения на R11 вызовет соответствующее уменьшение тока, протекающего через

резистор R9 и ток базы, следовательно, произойдет частичное закрывание транзистора. В случае, когда ток через коллектор-эмиттер транзистора VT1 уменьшается вследствие изменения теплового состояния, соответственно уменьшается падение напряжения на резисторе R11. Это ведет к увеличению падения напряжения на резисторе R9 и увеличению тока базы, открывающего таким образом транзистор.

После введения в систему виброзащиты отрицательной обратной связи по виброускорению защищаемого объекта были получены экспериментальные значения виброускорение защищаемого объекта  $\varepsilon_1$  и виброускорение  $\varepsilon_0$  в точке нижнего крепления демпфера. Дополнительно, рассчитано относительное виброускорение  $\varepsilon^* = \varepsilon_1 / \varepsilon_0$ . Указанные экспериментальные и расчетные данные представлены в табл. 15.

Таблица 12 – Виброускорения в системе виброзащиты

$\varepsilon_1, g$	$10^{-3}$	0,154	0,42	0,473	0,42	0,44
$\varepsilon_0, g$	$10^{-3}$	0,14	0,3	0,45	0,64	0,88
$\varepsilon^*$	1	1,1	1,4	1,05	0,65	0,5
$f, Гц$	$10^{-3}$	1	2	3	4	5
$\omega, рад/с$	0	6,28	12,57	18,85	25,13	30,00

Данные из табл. 12 сопоставлены с расчётной амплитудной частотной характеристикой, полученной в разделе 3. Результаты сопоставления представлены на рис. 46.

Как следует из сопоставления расчетных и экспериментальных значений амплитудной частотной характеристики замкнутой системы виброзащиты с магнитореологическим демпфером, отклонение расчетных данных от экспериментальных не превышает 6%.

Дополнительно, с помощью лабораторного оборудования фирмы «Учебная техника» были записаны кривые изменения тока в цепи катушки демпфера

при частоте колебаний в системе виброзащиты 3 Гц ( рис. 47).

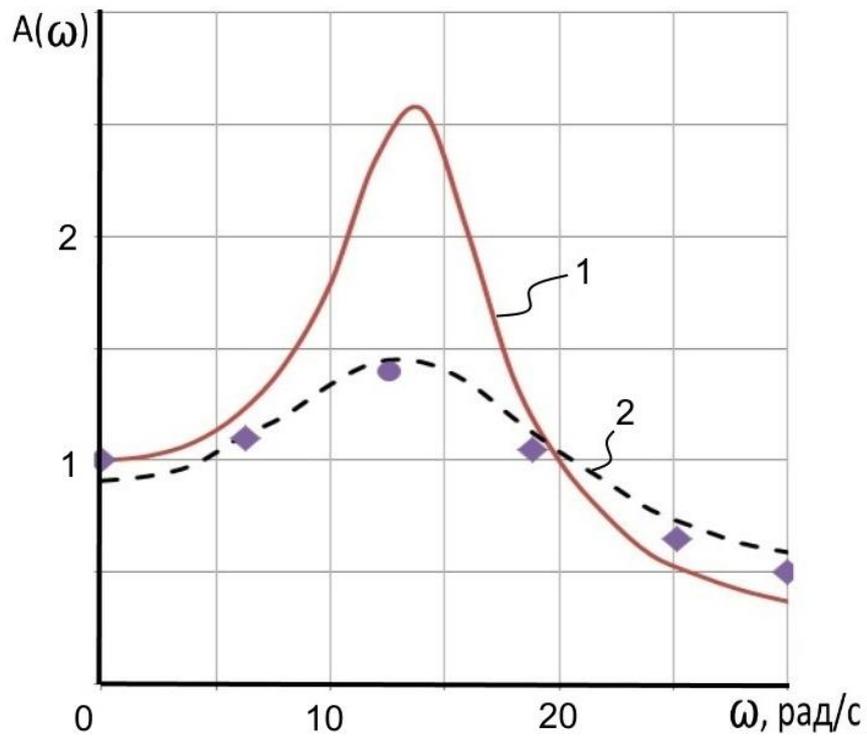


Рис. 46 – амплитудные частотные характеристики системы виброзащиты:

1 – аналитическая для разомкнутой системы; 2 – аналитическая для замкнутой системы;

«♦» - экспериментальные значения.

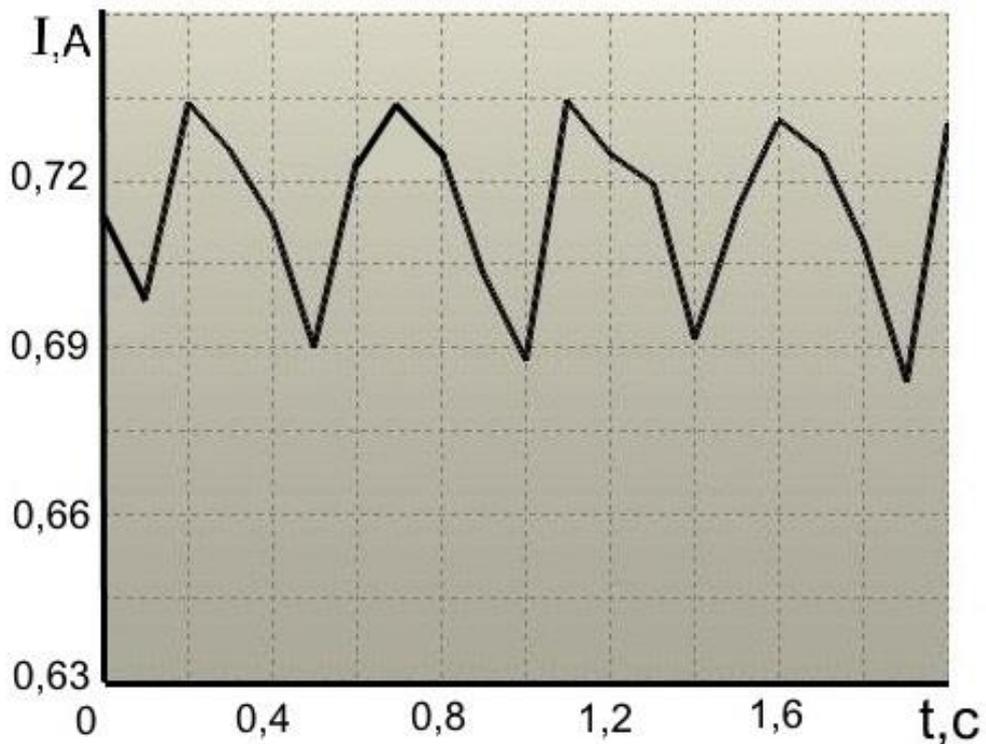


Рис. 47 – Кривые изменения тока в цепи катушки демпфера

При частоте колебаний в 3Гц записан с помощью лабораторного оборудования фирмы «Учебная техника» график изменения напряжения на выходе датчика виброускорений защищаемого объекта, который для удобства анализа был центрирован относительно нуля и преобразован в единицы измерения  $g$  (рис.48).

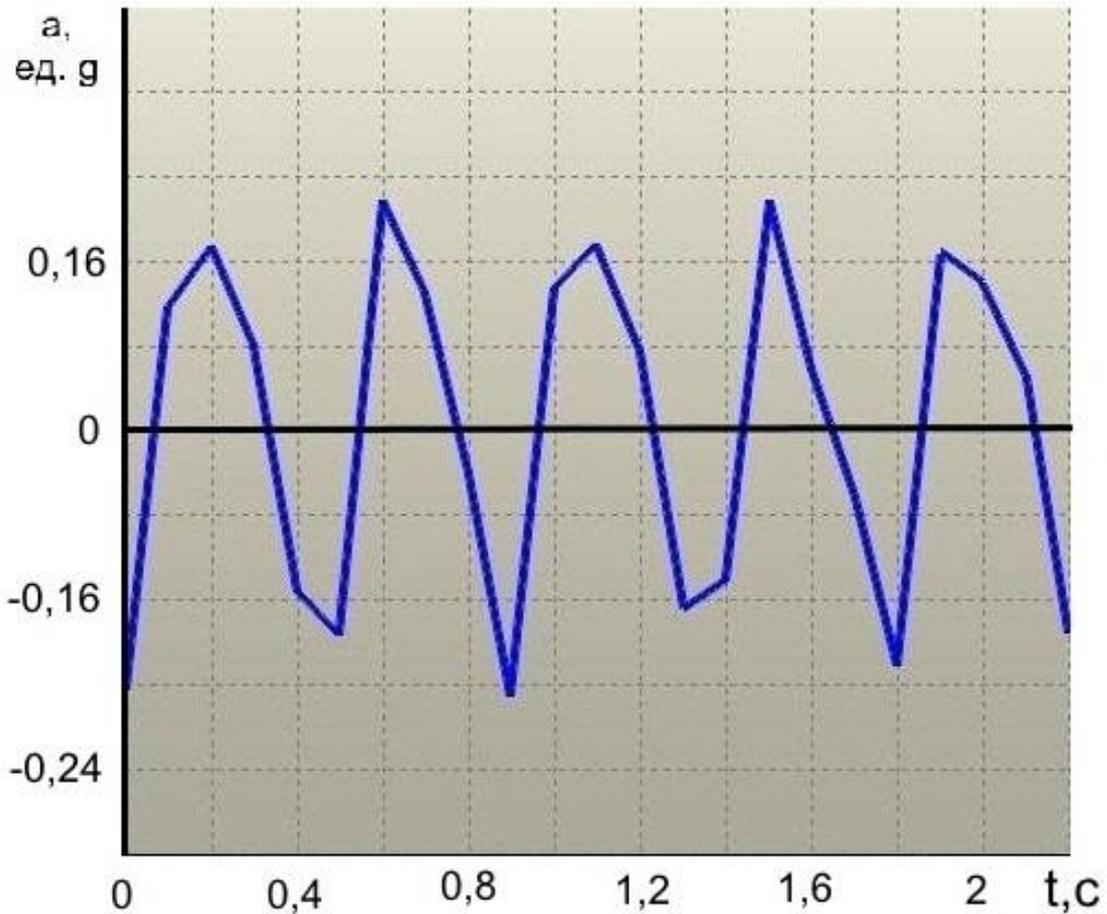


Рис. 48– Кривые виброускорения защищаемого объекта

Из графика на рис. 48 следует, что колебания тока  $I$  в катушке демпфера происходят около фиксированного среднего значения. Указанное фиксированное значение тока  $I$  является рабочей точкой, которой соответствует величина 0,7 А. Сдвиг тока  $I$ , протекающего через катушку магнитоэлектрического демпфера, в рабочую точку обеспечивается электронным устройством управления (рисунок 44) и, более детально, построечным потенциометром R12.

### 4.3 Выводы по четвертому разделу

1 Проведено экспериментальное исследование динамических характеристики автомобильного управляемого магнитореологического демпфера колебаний. Установлена зависимость между приращением гидравлического сопротивления демпфера и током в обмотке катушки, и получены её численные параметры.

2 Разработан экспериментальный стенд для исследования системы виброзащиты автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний. Получены экспериментальные значения динамических характеристик системы виброзащиты при параметрическом управлении силой гидравлического сопротивления демпфера за счет тока в катушке демпфера. Экспериментальные данные сопоставлены с полученными ранее расчетными значениями и показана их согласованность: отклонение расчетных данных от экспериментальных не превышает 6,5%.

3. На основании полученных в разделе 2 зависимостей, а также с учетом полученных экспериментальных данных, разработано электронное устройство управления виброзащитой с магнитореологическим демпфером колебаний. Проведено исследование динамических характеристик замкнутой, по виброускорению защищаемого объекта, системы виброзащиты с разработанным электронным устройством управления. Полученные экспериментальные данные амплитудной частотной характеристики замкнутой системы виброзащиты сопоставлены с полученными ранее расчетными зависимостями. Показана их согласованность: отклонение расчетных данных от экспериментальных не превышает 6%.

## Заключение

В результате выполненного исследования решена задача, имеющая существенное значение для виброизоляции автомобилей, а также технических систем различного назначения.

В работе получены следующие результаты:

1 Получены математические модели двухмассовой и одномассовой системы виброзащиты в виде передаточных функций, отличающихся от известных моделей учетом силы гидравлического сопротивления, дополнительно создаваемой магнитореологическим демпфером колебаний. Проведено аналитическое исследование динамических характеристик одномассовой системы виброзащиты при параметрическом управлении гидравлическим сопротивлением демпфера колебаний за счет изменения тока начальной настройки в его катушке.

2 С учетом полученных математических моделей системы виброзащиты разработана структура замкнутой системы. По предложенной специальной методике проведен синтез гарантирующего регулятора замкнутой системы виброзащиты автомобиля для детерминированного возмущения. Показано, что синтезированный идеальный регулятор обеспечивает снижение виброускорений кузова автомобиля в 1,9 раз, а упрощенный технически реализуемый в 1,8 раз.

3 Проведен структурно-параметрический синтез системы, оптимальной по принятому среднеквадратичному критерию качества управления. Получена передаточная функция оптимального регулятора, обеспечивающего снижение дисперсии виброперемещений кузова автомобиля при номинальных значениях параметров возмущения в 8 раз. Показано, что отклонение значений дисперсии виброперемещений кузова автомобиля в активной системе виброзащиты с квазиоптимальным регулятором от значений дисперсии виброперемещений кузова автомобиля в активной системе виброзащиты с идеальным регулятором не превышает 5%.

4 По методике, предложенной профессором СПбГУ Ю.П. Петровым синтезирован регулятор, гарантирующий при существенной вариации параметров

случайного возмущения предельный (гарантированный) уровень снижения дисперсии виброперемещений кузова автомобиля в 1,1 раза.

5 Исследована эффективность использования гарантирующего регулятора для детерминированного возмущения в условиях случайного возмущающего воздействия. Показано, что в указанных условиях он обеспечивает снижение дисперсии виброперемещений кузова автомобиля в 1,2 раза.

6 Проведено исследование динамических характеристик автомобильного магнитореологического демпфера колебаний на специализированном оборудовании. Установлено, что зависимость приращения силы гидравлического сопротивления от тока в его катушке близка к линейной и получено численное значение коэффициента пропорциональности, равное  $263 \text{ Па} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ . Разработана экспериментальная установка системы виброзащиты с автомобильным управляемым магнитореологическим демпфером колебаний и проведено исследование её динамических характеристик при параметрическом управлении гидравлическим сопротивлением демпфера. Получены экспериментальные зависимости максимальной амплитуды частотной характеристики для различных значений тока демпфера. Экспериментальные данные сопоставлены с расчетными, и показана их согласованность: отклонение расчетных данных от экспериментальных не превышает 6,5%.

7 Проведено экспериментальное исследование динамических характеристик замкнутой, по виброускорению защищаемого объекта, системы виброзащиты в условиях стационарных гармонических колебаний с разработанным электронным устройством управления. Результаты экспериментального исследования сопоставлены с расчетными данными. Показана их согласованность: отклонение расчетных данных от экспериментальных не превышает 6%, что определяет достоверность теоретических положений и допущений, принятых при проведении исследования и подтверждает эффективность разработанной активной системы виброзащиты автомобиля с магнитореологическим демпфером колебаний.

Результаты диссертационной работы рекомендуется использовать в систе-

мах виброзащиты транспортных средств, испытывающих кинематическое детерминированное или случайное возмущающее воздействие с варьирующимися параметрами. Полученные модели, разработанные методики и результаты могут быть использованы также в других технических системах, для которых характерны рассматриваемые колебательные модели. Результаты диссертационной работы приняты к использованию в учебном процессе на кафедре «Электромеханика и автомобильное электрооборудования» при подготовке студентов по профилю «Электромеханика» и специальности «Электрооборудование автомобилей и тракторов», а также приняты к использованию в АО «РКЦ «Прогресс» и ООО «Адверс».

Диссертационное исследование, по мнению автора, является завершенной работой. Тем не менее, остаются неизученными ряд вопросов, решить которые планируется в дальнейшей научной деятельности автора: эффективность оптимальной по среднеквадратичному критерию качества управления системы виброзащиты в условиях действия детерминированного возмущения; исследование вопросов обеспечения робастности системы виброзащиты; разработка эффективного управления пространственными колебаниями защищаемого объекта.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 **Абакумов, А. М.** Электромеханические системы виброзащиты прецизионных объектов с использованием нейронных сетей [Текст] / А. М. Абакумов, Г. Н. Мятлов, А. А. Винокуров // Электротехника. - 2008. - № 8. - С. 57-61.

2 **Абакумов, А.М.** Аналитическое и экспериментальное исследование системы виброзащиты с управляемым демпфером [Текст] / А.М. Абакумов, Э.Г. Чеботков, Д.Г. Рандин // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – 2014. – № 4(48). – С.56-60.

3 **Абакумов, А.М.** Динамические характеристики системы виброзащиты автомобиля [Текст] / А.М. Абакумов, Д.Г. Рандин // Актуальные проблемы автотранспортного комплекса: межвузовский сборник научных статей / Самара: Самар. гос. техн. ун-т., 2011. - С.3-9.

4 **Абакумов, А.М.** Исследование активной подвески автомобиля с магнитоэологическим амортизатором [Текст] / А.М. Абакумов, Э.Г. Чеботков, Д.Г. Рандин // Известия МГТУ «МАМИ». Транспортные средства и энергетические установки. Научный рецензируемый журнал. – 2015. – № 2(24). – Т.1. – С.5-10.

5 **Абакумов, А.М.** Исследование динамических воздействий на блоки ракет-носителей при морской транспортировке [Текст] / А.М. Абакумов, Г.Н. Мятлов, С.В. Широков, Д.Г. Рандин // Вестник МГТУ «Станкин». – 2012. – № 4(23). – С.56-59.

6 **Абакумов, А.М.** Исследование динамических характеристик управляемого демпфера "активной" системы виброзащиты [Текст] / / Абакумов А.М., Рандин Д.Г. // Труды Всероссийской научно-технической конференции "Энергетика: состояние, проблемы, перспективы": материалы докладов / Оренбург: "ООО ИПК "Университет", 2012. – С.272-276.

7 **Абакумов, А.М.** Исследование динамических характеристик электромеханической системы виброзащиты с управляемым демпфером [Текст] / А.М. Абакумов, Д.Г. Рандин // IV международная научно-техническая конференция «Проблемы электротехники,

электроэнергетики и электротехнологии»: сборник трудов / Тольятти: Изд-во ТГУ, 2012. – Ч.1. – С.20-25.

8 **Абакумов, А.М.** Исследование показателя качества управления в системе активной виброзащиты с магнитореологическим демпфером [Текст] / А.М. Абакумов, Д.Г. Рандин // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. – 2014. – № 5. – С.94-97.

9 **Абакумов, А.М.** Исследование систем виброзащиты с управляемым демпфером [Текст] / А.М. Абакумов, Д.Г. Рандин, В.А. Тараненко, Э.Г. Чеботков // "Modelowanie i sterowanie systemami wytworzonymi": сборник статей / Monografie - Politechnika Lubelska, Lublin,. – 2015. – pp.56-63.

10 **Абакумов, А.М.** Исследование системы активной виброзащиты с управляемым магнитореологическим демпфером при случайном характере возмущений [Текст] / А.М. Абакумов, Э.Г. Чеботков, Д.Г. Рандин // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – 2014. – № 4(44). – С.108-112.

11 **Абакумов, А.М.** Исследование эффективности системы активной виброзащиты с различными типами регуляторов [Текст] / А.М. Абакумов, Д.Г. Рандин, Д.Н. Азаров // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. – № 6(2). – Т.17. – С.406-409.

12 **Абакумов, А.М.** Уточненная математическая модель системы активной виброзащиты с управляемым демпфером [Текст] / А.М. Абакумов, Д.Г. Рандин // VII региональная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых (с международным участием) «Энергия-2012»: материалы всероссийской научно-технической конференции / Иваново: ИГЭУ, 2012. – С. 37-38.

13 **Абакумов, А.М.** Электромеханические системы активной виброзащиты легковых автомобилей на основе вибродемпферов с изменяемым коэффициентом демпфирования [Текст] / А.М. Абакумов, Д.Г. Рандин // Проведение научных исследований в области машиностроения: материалы всероссийской научно-технической конференции / Тольятти: ТГУ, 2009. – Ч.2. – С. 227-232.

14 **Абдулаев, Н.Д.** Теория и методы проектирования оптимальных регуляторов [Текст]/ Абдулаев Н.Д., Петров Ю.П. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. – 240 с.: ил.

15 **Алексеев, С.П.** Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении [Текст]/ С.П. Алексеев, А.М. Казаков, Н.Н. Колотилов. – М.: Машиностроение, 1970 с. – 208 с.: ил.

16 **Артоболевский, И.И.** Теория механизмов и машин [Текст]: Учеб. для вузов. – 4-е изд. перераб. и доп. - М.: Наука Гл. ред. физ.-мат. лит, 1988. - 640 с. : ил.

17 **Басин, А. М.** Качка судов [Текст] : учеб. для судостроит. спец. ин-тов вод. трансп. / А. М. Басин. - М. : Транспорт, 1969. - 272 с. : ил.

18 **Белецкий, А.В.** Моделирование профиля дорожного основания в задаче анализа динамики трансмиссии колесной машины [Электронный ресурс] // Кафедра ДСМ МАДИ, ПО Стойтехника: Электронное издание СДМ - Строительные Дорожные Машины и Техника. URL: <http://www.sdm.strt.ru/insertfiles/5.pdf> (дата обращения: 02.02.2016). – Загл. с экрана. – Яз. рус.

19 **Бесекерский, В.А.** Теория систем автоматического регулирования [Текст]/ В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. Изд. 3-е, испр. - М.: Наука, 1975 - 768 с.

20 **Бессонов, Л.А.** Теоретические основы электротехники [Текст]. Изд. 9-е., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1996. – 638 с.: ил.

21 **Болотник, Н.Н.** Оптимизация амортизационных систем [Текст] / Болотник Николай Николаевич; АН СССР, Ин-т пробл. механики. — М.: Наука, 1983. — 257 с. : ил.

22 **Болотник, Н.Н.** Оптимизация параметров и управляемых вибросистем и роботов [Текст]: автореф. дис. ... доктора физико-математических наук: 01.02.01 / М.: МГУ. Защищена ..... - Москва: 1992. - 37 с.

23 **Вахламов, В.К.** Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобиля [Текст]: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 560 с.

24 Вибрации в технике [Текст]: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В.Н. Че-

ломей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. 1981. – 456 с.: ил.

25 Вибрации в технике [Текст]: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов/ Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. 1980. – 544 с.: ил.

26 Вибрация энергетических машин [Текст]: справочное пособие. Под ред. д-ра техн. наук проф. Н.В. Григорьева. Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 464 с.: ил.

27 **Вольперт, Э.Г.** Динамика амортизаторов с нелинейными упругими элементами [Текст]. – М.: Машиностроение, 1972. – 136 с.

28 **Генкин, М.Д.** Методы управляемой виброзащиты машин / Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В. – М.: Наука, 1985. – 240 с.: ил.

29 **Генкин, М.Д.** Упругоинерционные виброизолирующие системы. Пределы возможности, оптимальные структуры [Текст]/ М.Д. Генкин, В.М. Рябой. – М.: Наука, 1988. – 192 с.: ил.

30 **Гмурман, В.Е.** Теория вероятностей и математическая статистика [Текст]: учеб. пособие для вузов. – 9-е изд., стер.-М.: Высш.шк., 2003. – 479с.: ил.

31 **Гольдин, А.С.** Вибрация роторных машин [Текст]. М.: Машиностроение, 1999. – 344 с.

32 **Горбачев, Г.Н.** Промышленная электроника: учебник для вузов [Текст]/ Г.Н. Горбачев, Е.Е. Чаплыгин– М.: Энергоатомиздат, 1988. – 320 с.: ил.

33 **Гордеев, Б.А.** Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред [Текст]/ Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синёв А.В., Мугин О.О. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 176 с.-ISBN 5-9221-0561-2.

34 **Грибанов, Ю.И.** Спектральный анализ случайных процессов [Текст]/ Ю.И. Грибанов, В.Л. Малько. М.: «Энергия», 1974. – 240 с.

35 **Грибов, М.М.** Регулируемые амортизаторы радиоэлектронной аппаратуры [Текст]. – М.: «Советское радио», 1974. – 144 с.

36 **Гусаров, А.А.** Колебания и балансировка роторных систем. – М.: Наука, 1974. – 93 с.

37 **Гусаров, В.И.** Виброзащитные механизмы переменного демпфирования систем железнодорожного транспорта [Текст]/ В.И. Гусаров, А.В. Ковтун, О.П. Мулюкин, под редакцией О.П. Мулюкина. – Самара: СамГАПС, 2004. – 178 с.

38 **Дербаремдикер, А.Д.** Амортизаторы транспортных машин [Текст] – 2 – изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.: ил.

39 **Дербаремдикер, А.Д.** Гидравлические амортизаторы автомобилей [Текст]. – М.: Машиностроение, 1969. – 239 с.

40 **Жданов, А.А.** AdCAS – Система автономного адаптивного управления активной подвеской автомобиля [Электронный ресурс]/ Жданов А.А., Липкевич Д.Б. // Труды Института системного программирования: Том 7, Новые подходы в нейроноподобных и основанных на знаниях системах. /Под ред. А.А. Жданова/ - М.: ИСП РАН, 2004. с. 119-159. URL: [http://www.aac-lab.com/files/sbornic\\_zhdanov\\_lipkevich.pdf](http://www.aac-lab.com/files/sbornic_zhdanov_lipkevich.pdf) (дата обращения: 04.11.2014). – Загл. с экрана. – Яз. рус.

41 **Ковтунов, А.В.** Обеспечение виброизоляции грузов ответственного назначения при железнодорожных перевозках [Текст]: Автореф. дис. ... кан. техн. наук: 01.02.06 / А. В. Ковтунов . - Орел : [б.и.] , 2002. - 19 с.

42 **Коловский, М.З.** Автоматическое управление виброзащитными системами [Текст]. – М.:Наука, 1976. – 320 с.

43 **Красновский, С.Я.** Виброгаситель с блоком частотно зависимого управления эффективностью гашения вибрации [Текст]/ Красновский С.Я., Шапин В.И., Морозов Н.А., Беляков А.В., Гурылев О.Ю. // Патент России RU 88087 U1, опубликовано 27.10.2009.

44 **Кулешов, М.Ю.** Разработка алгоритма управления подвеской автомобиля малого класса [Текст]: дис.. канд. техн. наук: 05.05.03 / М.: МГТУ «МАМИ».- Защищена ..... - Москва: 2003. - 143 с.

45 **Лавренчик, В.Н.** Постановка физического эксперимента и статистическая обработка его результатов [Текст]: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энерго-

атомиздат, 1986. – 272 с.: ил.

46 **Линник, Ю.В.** Метод наименьших квадратов и основы математико-статистической теории обработки наблюдений [Текст]. – М.: Государственное издательство Физико-математической литературы, 1958. – ил.

47 **Макаров, И.М.** Линейные автоматические систем (элементы теории, методы расчета и справочный материал) [Текст]: учебное пособие для вузов / Макаров И.М., Менский Б.М., М: «Машиностроение», 1977. – 464 с.: ил.

48 **Машков, И.И.** Синтез системы управления подвеской автомобиля, построенной на основе магнитореологического амортизатора [Текст] : дис.. канд. техн. наук: 05.13.01 / М.: МИРЭА (ТУ) .- Защищена ..... - Москва: 2004. - 217 с.

49 Методы классической и современной теории автоматического управления [Текст]: Учебник в 5-и тт.; 2-е изд., перераб. и доп. Т3: Синтез регуляторов систем автоматического управления / Под ред. К.А. Пупкова и Н.Д. Егупова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 616 с.: ил.

50 **Мятов, Г.Н.** Алгоритмы управления и активная виброзащитная система прецизионного оптико-механического комплекса [Текст]: дис.. канд. техн. наук: 05.13.07 / Самар. гос. техн. ун-т.- Защищена ..... - Самара: 1998. - 158 с.

51 Патент RU 2232316, МКИ F16F9/53. Средства регулирования демпферных характеристик с помощью изменения вязкости текучей среды, например с помощью электромагнитных средств [Текст]/ Гусев Е.П. (RU), Плотников А.М. (RU), Воеводов С.Ю. (RU). Патентообладатель: ЗАО «Плаза Плюс» (RU). - № 2002104590/11, заявл. 27.10.2003, опубл. 10.07.2004.

52 Патент РФ 2079956 Линейный генератор-компрессор для транспортных средств. Гурницкий В.Н., Никитенко Г.В., Гурницкий В.В. Опубл. 20.05.1997. Заявка: 93041340/07, 17.08.1993. Бюл. № 33, 2001.

53 **Певзнер, Я.М.** Колебания автомобиля. Испытания и исследования [Текст]. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.: ил.

54 **Петров, Ю.П.** Вариационные методы теории оптимального управления [Текст]. Изд. 2-е, перераб. и доп., Л., «Энергия», 1977. – 280 с.: ил.

55 **Петров, Ю.П.** Новые главы теории управления и компьютерных вы-

числений [Текст]. – СПб.: БХВ-Петербург, 2004. – 192 с.: ил.

56 **Петров, Ю.П.** Оптимизация управляемых систем, испытывающих воздействие ветра и морского волнения [Текст]. – Л.: Судостроение, 1973. – 214 с.: ил.

57 **Петров, Ю.П.** Очерки истории теории управления [Текст]. СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 272 с.: ил.

58 **Петров, Ю.П.** Синтез оптимальных систем управления при неполнотью известных возмущающих силах [Текст]: учеб. пособие. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1987. – 292 с.: ил.

59 **Проников, А.С.** Расчет и конструирование металлорежущих станков [Текст]. Изд. 2-е. М.: «Высшая школа». – 1968. – 431 с.: ил.

60 **Пустыльник, Е.И.** Статистические методы анализа и обработки наблюдений [Текст]. – М.: Издательство «Наука», 1968. – 288 с.: ил.

61 **Рампель, Й.** Шасси автомобиля: амортизаторы, шины и колеса [Текст]/ Пер. с нем. В.П. Агапова.; под ред. О.Д. Златовратского. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.

62 **Рандин, Д.Г.** Актуальные проблемы в проектировании систем управления «активными» виброзащитными системами транспортных средств [Текст] // VIII Всероссийская научная конференция молодых учёных, аспирантов и студентов «Информационные технологии, системный анализ и управление»: материалы всероссийской научно-технической конференции / Таганрог: ЮФУ ТИ в г. Таганроге, 2010. – С. 144-148.

63 **Рандин, Д.Г.** Диагностирование технического состояния электромеханических исполнительных устройств систем активной виброзащиты [Текст] / Д.Г. Рандин, Д.К. Аксенова, / VII Всероссийская научно-техническая конференция «Энергетика: состояние, проблемы, перспективы»: материалы всероссийской научно-технической конференции / Оренбург: ОГУ, 2014. – С.253-255.

64 **Рандин, Д.Г.** Исследование активной системы виброзащиты с управляемым демпфером [Текст] // Научно-технический вестник Поволжья. – 2012. – № 4. – С.177-185.

65 **Рандин, Д.Г.** Исследование демпферов на основе магнитореологической жидкости [Текст] // Международная научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (XVI Бенардосовские чтения): сборник материалов докладов / Иваново: ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2011. – С. 109-112.

66 **Рандин, Д.Г.** Исследование динамических характеристик управляемого демпфера [Текст] // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – 2013. – № 2(38). – С.64-70.

67 **Рандин, Д.Г.** Исследование магнитной системы магнитореологических демпферов [Текст] // Международная (XIV) научно-практическая конференция «Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств» («Арининские чтения»): сборник материалов докладов / Владимир: Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, 2011. – С. 175-178.

68 **Рандин, Д.Г.** Применение аппарата нечеткой логики для управления активной виброзащитой автомобиля [Текст] // Международная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика»: сборник материалов докладов / Томск: Томский политехнический университет, 2011. – Т.1. – С.125 -127.

69 **Рандин, Д.Г.** Синтез внутреннего контура системы управления активной виброзащитой с электромеханическим управляемым демпфером колебаний [Текст] // Международная научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития электротехнологии (XVII Бенардосовские чтения): сборник материалов докладов / Иваново: ИГЭУ, 2013. – Т.3. – С.74-76.

70 **Рандин, Д.Г.** Система управления активной виброзащитой на базе магнитореологического демпфера [Текст] // Восьмая международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия-2013»: сборник материалов докладов / Иваново: ИГЭУ, 2013. – Т.5. – Ч1. – С.85-88.

71 **Рандин, Д.Г.** Электромеханические системы активной виброзащиты легковых автомобилей [Текст] // Всероссийская конференция молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации»: сборник материалов докладов / Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2009. – Ч.3 – С. 290-292.

72 **Рандин, Д.Г.** Электромеханические системы активной виброзащиты транспортных средств [Текст] // Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика»: сборник тезисов докладов / М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – Т.2. – С. 79-80.

73 **Рапопорт, Э.Я.** Системы подчиненного регулирования электроприводов постоянного тока [Текст]: конспект лекций.-Куйбышев: КПТИ, 1985. – 56с.

74 Регулируемые амортизаторы от SS20 — современный тюнинг подвески [Электронный ресурс]. Сайт «НПП Система Технологий», URL: <http://autosystem.ru/index.php?id=666>, (дата обращения: 16.09.2013). (74)

75 **Ремез, Ю.В.** Качка корабля [Текст]. – Л.: Судостроение, 1983 – 328 с.: ил.

76 **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля [Текст] /Изд. 3-е переработ. и доп. М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.: ил.

77 **Рыбак, Л.А.** Основы управления виброзащитными системами: монография [Текст]/ Рыбак Л.А., Чичварин А.В., А.Н. Плигузов.- Белгород: Изд-во БГТУ, 2007. – 172 с.

78 **Силаев, А.А.** Спектральная теория поддресоривания транспортных средств[Текст] / изд. 2-е перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1972. – 192 с.: ил.

79 **Смирнов, В.А.** Виброзащита высокоточного оборудования на основе виброизоляторов квазиулевого жесткости [Текст] : дис.. канд. техн. наук: 05.23.17 / М.: МГСУ. - Защищена ..... - Москва: 2014. - 172 с.

80 **Тейлор, Дж.** Введение в теорию ошибок [Текст]. Пер. с англ. – М.: Мир, 1985. – 272 с., ил.

81 Техническая кибернетика. Теория автоматического управления. Книга

2. Анализ и синтез линейных непрерывных и дискретных систем автоматического регулирования [Текст] / под ред. В.В. Солодовникова. – М.: изд-во «Машиностроение», 1967. – 682 с.: ил.

82 **Фалькевич, В.С.** Теория автомобиля [Текст]. - М.: Маш.изд, 1963. – 239 с.

83 **Фролов, К.В.** Прикладная теория виброзащитных систем [Текст]/ Фролов К.В., Фурман Ф.А.-М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.: ил.

84 **Фурунжиев, Р.И.** Проектирование оптимальных виброзащитных систем [Текст].– Мн.: Издательство «Вышэйшая школа», 1971. – 320 с.

85 **Хитерер, М.Я.** Синхронные электрические машины возвратно-поступательного движения [Текст]/ М.Я. Хитерер, И.Е. Овчинников. – СПб.: КОРОНА принт, 2008. – 368 с.: ил.

86 **Хоровиц, П.** Искусство схемотехники [Текст]: Пер. с англ./ П. Хоровиц, У. Хилл – Изд. 2-е. – М.: Издательство БИНОМ. – 2014. – 704 с., ил.

87 **Чегодаев, Д.Е.** Демпфирование [Текст]/ Д.Е. Чегодаев, Ю.К. Пономарев. – Самара: Изд – во СГАУ, 1997. – 334 с.: ил.

88 **Чегодаев, Д.Е.** Управляемая виброизоляция (Конструктивные варианты и эффективность) [Текст] / Д. Е. Чегодаев, Ю.В. Шатилов. Самара: Самар. аэрокосм. ун-т, 1995. - 143 с.

89 **Черноусько, Ф.Л.** Оптимальное управление при случайных возмущениях [Текст]/Ф.Л. Черноусько, Колмановский В.Б. – М.: Наука, 1978.-352 с.

90 **Черноусько, Ф.Л.** Управление колебаниями [Текст]/ Черноусько Ф. Л., Акуленко Л. Д., Соколов Б. Н.— М.: Наука, 1980. — 384 с.

91 **Чичварин, А.В.** Динамика активной системы виброизоляции с механизмами параллельной структуры [Текст]: дис. ... кандидата технических наук : 01.02.06 / Старый Оскол: Старооскольский филиал Московского государственного институт стали и сплавов (технологический университет). Защищена ..... – Старый Оскол: 2006. – 153 с.

92 **Чураков, Е.П.** Оптимальные и адаптивные системы [Текст]: учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.: ил.

93 **Шаталов, А.С.** Структурные методы в теории управления и электроавтоматике [Текст]. - М. – Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 408 с.: ил.

94 **Широков, С.В.** Исследование динамических воздействий на объекты ракетно-космической техники при морской транспортировке [Текст] : дис.. канд. техн. наук: 05.13.06 / Самар. гос. техн. ун-т.- Защищена 28.05.2012 - Самара: 2012. – 120 с.

95 **Шубов, И.Г.** Шум и вибрация электрических машин [Текст]. – Л.: «Энергия», 1973. – 200 с.

96 **Abakumov, A.M.** Controls algorithms for active vibration isolation systems subject to random disturbance [Text]/ Abakumov, A.M., Miatov G.N. //Journal of Sound and Vibration, 289 (2006). – pp.889-908.

97 **Andrzej Milecki** Application of magnetorheological fluid in industrial shock absorbers [Text]/ Andrzej Milecki, Mikołaj Hauke // Mechanical Systems and Signal Processing Volume 28, April 2012. – pp. 528–541.

98 Audi TT MagneRide RUS. [Text]. URL: [www.avtoresurs.net/UserFiles/file/Audi\\_TT\\_MagneRide\\_RUS.doc](http://www.avtoresurs.net/UserFiles/file/Audi_TT_MagneRide_RUS.doc), Режим доступа: свободный. (дата обращения: 16.09.2015).

99 **Banna Kasemi** Fuzzy-PID Controller for Semi-Active Vibration Control Using Magnetorheological Fluid Damper [Text]/ Banna Kasemi, Asan G. A. Muthalif, M. Mahbubur Rashid, Sharmila Fathima // International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors 2012 (IRIS 2012), Procedia Engineering 41 (2012). – pp.1221 – 1227.

100 **Bonnik, Allan W.M.** Automotive Computer Controlled Systems: diagnostic tools and techniques [Text]. Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 0 7506 5089 3.

101 **Choi, Seung-Bok** Magnetorheological fluid: application in vehicle systems [Text] /CRC Press, Taylor and Francis group.- 2013.ISBN 978-1-4398-5673-4. (101)

102 Comparison of Factory-Installed and Bose® Suspensions: Body Motion on Bump Course. [Text]// Сайт фирмы Bose, URL: [http://www.bose.com.hk/en/pop\\_content/bose-suspension/bose-suspension-1](http://www.bose.com.hk/en/pop_content/bose-suspension/bose-suspension-1), (дата обращения: 04.11.2014). – Загл. с экрана. – Яз. рус.

103 **Cristiano Spelta** Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine [Text]/ Cristiano Spelta, Fabio Previdi, Sergio M. Savaresi, Giuseppe Fraternali, Nicola Gaudio // *Mechatronics* 19 (2009), Pp. 410–421.

104 **Haiping Dua** Semi-active  $H_{\infty}$  control of vehicle suspension with magnetorheological dampers [Text] / Haiping Dua, Kam Yim Szeb, James Lamb // *Journal of Sound and Vibration*, Volume 283, Issues 3–5, 20 May 2005, Pages 981–996.

105 **Imthiyaz T. Ahamed** Implementation of Magneto-rheological Dampers in Bumpers of Automobiles for Reducing Impacts during Accidents [Text] / T. Imthiyaz Ahamed, R. Sundarrajan, G.T. Prasaath, V. Raviraj // *Procedia Engineering* Volume 97 (2014), pp. 1220–1226.

106 LIS344AL MEMS inertial sensor 3-axis ultracompact linear accelerometer [Электронный ресурс], Режим доступа: <http://www.st.ewi.tudelft.nl/~gemund/Courses/In4073/Resources/LIS344AL.pdf>, свободный. (дата обращения: 23.01.2015). – Загл. с экрана. – Яз. рус.

107 MagneRide Systems – Delphi. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.motor-talk.de/forum/aktion/Attachment.html?attachmentId=488981>, свободный. (дата обращения: 02.11.2015). – Загл. с экрана. – Яз. рус.

108 **Martin Orečnyá**, Application of a Magneto-rheological Damper and a Dynamic Absorber for a Suspension of a Working Machine Seat [Text]/ Martin Orečnyá, Štefan Segľa, Róbert Huňady, Želmíra Ferková // *Procedia Engineering* № 96 ( 2014 ). – pp. 338 – 344.

109 **Nicholas K. Petek** An Electronically controlled Shock Absorber using electrorheological fluid [Text] // SAE Technical Paper 920275, 1992.

110 **Nicola Caterino** Semi-active control of a wind turbine via magnetorheological dampers [Text] // *Journal of Sound and Vibration*. Volume 345. - pp. 1–17.

111 **Petek N.** Actively Controlled Damping in Electrorheological Fluid-Filled Engine Mounts [Text]/ Petek N., Goudie R. and Boyle, F., // SAE Technical Paper 881785, 1988.

112 **Prabakar R.S.** Optimal semi-active preview control response of a half car

vehicle model with magnetorheological damper [Text]// R.S. Prabakar, C. Sujatha, S. Narayanan // Journal of Sound and Vibration 326 (2009), Pp. 400–420.

113 **Prabakar R.S.** Response of a quarter car model with optimal magnetorheological damper parameters [Text] / R.S. Prabakar, C. Sujatha, S. Narayanan // Journal of Sound and Vibration 332 (2013), Pp. 2191–2206.

114 **Reza N. Jazar** Vehicle dynamics: theory and applications [Text]. - 2008. Springer Science+Business Media, LLC. ISBN: 978-0-387-74243-4.

115 **Savaresi S.M.** Semi-active suspension control design for vehicle [Text]/ Savaresi S.M., Pussot-Vassal C., Spelta S., Sename S., Dugard L. – 2010. Butterworth-Heinemann. ISBN: 978-0-08-096678-6.

116 **Seung-Bok Choi** Optimal control of structural vibrations using a mixed-mode magnetorheological fluid mount [Text] / Seung-Bok Choi, Sung-Ryong Hong, Kum-Gil Sung, Jung-Woo Sohn // International Journal of Mechanical Sciences 50 (2008). – pp. 559–568.

117 **Yeesock Kima** Semiactive nonlinear control of a building with a magnetorheological damper system [Text]/ Yeesock Kima, Reza Langarib, Stefan Hurlebausa // Mechanical Systems and Signal Processing Volume 23 (2009). – pp. 300–315.

## Приложение А

Таблица А.1 – Результаты расчета среднего квадрата управляющего воздействия  $\langle u^2 \rangle$  и среднего квадрата колебаний защищаемого объекта  $\langle x^2 \rangle$  в зависимости от значений множителя Лагранжа  $m^2$ , для возмущения в виде неровностей дорожной поверхности ( $\alpha=0,13$   $\beta=1,05$   $D=66,4 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>)

$m^2$	0	2	4	6	8	10
$u^2$	$1,64 \cdot 10^{-6}$	$2,49 \cdot 10^{-5}$	$3,89 \cdot 10^{-5}$	$4,59 \cdot 10^{-5}$	$5,01 \cdot 10^{-5}$	$5,28 \cdot 10^{-5}$
$x^2$	$6,64 \cdot 10^{-5}$	$1,01 \cdot 10^{-5}$	$3,67 \cdot 10^{-6}$	$1,89 \cdot 10^{-6}$	$1,15 \cdot 10^{-6}$	$7,75 \cdot 10^{-7}$

Таблица А.2 – Результаты расчета среднего квадрата управляющего воздействия  $\langle u^2 \rangle$  и среднего квадрата колебаний защищаемого объекта  $\langle x^2 \rangle$  в зависимости от значений множителя Лагранжа  $m^2$ , для возмущения в виде колебаний фундамента ( $\alpha=0,5$   $\beta=0,05$   $D=16 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>)

$m^2$	0	2	4	6	8	10
$u^2$	$1,07 \cdot 10^{-8}$	$7,2 \cdot 10^{-6}$	$1,03 \cdot 10^{-5}$	$1,18 \cdot 10^{-5}$	$1,27 \cdot 10^{-5}$	$1,32 \cdot 10^{-5}$
$x^2$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,72 \cdot 10^{-6}$	$6,2 \cdot 10^{-7}$	$3,17 \cdot 10^{-7}$	$1,92 \cdot 10^{-7}$	$1,29 \cdot 10^{-7}$

Таблица А.4 – Результаты расчетов весовых коэффициентов передаточной функции  $\bar{W}_{oc}$  для случайного возмущения в виде колебаний фундамента

Параметры передаточной функции $\bar{W}_{oc}$					
$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$
-0,577	-1,213	$-75 \cdot 10^{-3}$	$-2,38 \cdot 10^{-3}$	0,294	0,555

Таблица А.5 - Результаты расчета параметров передаточной функции  $W_p^O(p)$  оптимального регулятора для случайного возмущения в виде колебаний фундамента

Параметры $w_p^O(p)$						
$r_0$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$r_4$	$r_5$	$r_6$
-0,577	-1,224	$-99 \cdot 10^{-3}$	$-3,87 \cdot 10^{-3}$	$-4,74 \cdot 10^{-5}$	772,6	$1,46 \cdot 10^3$

Таблица А.6 - Результаты расчета предельного гарантированного значения критерия качества для активных систем виброзащиты промышленного оборудования

Вид возмущения	Параметр	
	$m^2$	$J_{ГАР}$
Колебание фундамента	2	$15,9 \cdot 10^{-6}$

## Приложение Б

Таблица Б.1 – Результаты расчета показателя качества управления в системе виброзащиты замкнутой оптимальным ( $J_0$ ), квазиоптимальным ( $J_{ko}$ ), гарантирующим регулятор для детерминированного возмущения ( $J_{zd}$ ), гарантирующим регулятором для случайного возмущения ( $J_{zc}$ ) для возмущения в виде колебаний опорного фундамента ( $\alpha_n=0,5$ ,  $\omega_0=0,05$ ,  $D=16\cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $m^2=2$ ) при вариации параметра  $\alpha$  спектральной плотности мощности

$J_0$	$J_{ko}$	$J_{zd}$	$J_{zc}$	$\alpha/\alpha_n$
$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	0
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	1
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	2
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	3
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	4
$1,05\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	5
$1,05\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	6
$1,05\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	7
$1,05\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	8
$1,05\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	9
$1,05\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	10

Таблица Б.2– Результаты расчета показателя качества управления в системе виброзащиты замкнутой оптимальным ( $J_0$ ), квазиоптимальным ( $J_{ko}$ ), гарантирующим регулятор для детерминированного возмущения ( $J_{zd}$ ), гарантирующим регулятором для случайного возмущения ( $J_{zc}$ ) для возмущения в виде колебаний опорного фундамента ( $\alpha_n=0,5$ ,  $\omega_0=0,05$ ,  $D=16\cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $m^2=2$ ) при вариации параметра  $\omega$  спектральной плотности мощности

$J_0$	$J_{ko}$	$J_{zd}$	$J_{zc}$	$\omega/\omega_0$
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	0
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	1
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	2
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	3
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	4
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	5
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	6
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	7
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	8
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	9
$1,06\cdot 10^{-5}$	$1,07\cdot 10^{-5}$	$1,44\cdot 10^{-5}$	$1,50\cdot 10^{-5}$	10

Таблица Б.3 – Результаты расчета показателя качества управления в системе виброзащиты замкнутой оптимальным ( $J_0$ ), квазиоптимальным ( $J_{ko}$ ), гарантирующим регулятором для детерминированного возмущения ( $J_{zd}$ ) и гарантирующим регулятором для случайного возмущения ( $J_{zc}$ ) для возмущений в виде неровностей дороги ( $\alpha_n = 0,13$ ,  $\omega_0 = 1,05$ ,  $D = 66,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $m^2 = 2$ ) при вариации параметра  $\alpha$  спектральной плотности мощности

$J_0$	$J_{ko}$	$J_{zd}$	$J_{zc}$	$\alpha/\alpha_n$
$5,10 \cdot 10^{-5}$	$5,10 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	0
$4,50 \cdot 10^{-5}$	$4,50 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	1
$4,50 \cdot 10^{-5}$	$4,50 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	2
$4,50 \cdot 10^{-5}$	$4,50 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	3
$4,50 \cdot 10^{-5}$	$4,50 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	4
$4,50 \cdot 10^{-5}$	$4,50 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	5
$4,50 \cdot 10^{-5}$	$4,50 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	6
$4,50 \cdot 10^{-5}$	$4,50 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	7
$4,40 \cdot 10^{-5}$	$4,40 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	8
$4,40 \cdot 10^{-5}$	$4,40 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	9
$4,40 \cdot 10^{-5}$	$4,40 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	10

Таблица Б.4 – Результаты расчета показателя качества управления в системе виброзащиты замкнутой оптимальным ( $J_0$ ), квазиоптимальным ( $J_{ko}$ ), гарантирующим регулятором для детерминированного возмущения ( $J_{zd}$ ) и гарантирующим регулятором для случайного возмущения ( $J_{zc}$ ) для возмущений в виде неровностей дороги ( $\alpha_n = 0,13$ ,  $\omega_0 = 1,05$ ,  $D = 66,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $m^2 = 2$ ) при вариации параметра  $\omega$  спектральной плотности мощности

$J_0$	$J_{ko}$	$J_{zd}$	$J_{zc}$	$\omega/\omega_0$
$4,42 \cdot 10^{-5}$	$4,42 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	0
$4,50 \cdot 10^{-5}$	$4,50 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	1
$4,57 \cdot 10^{-5}$	$4,65 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	2
$4,92 \cdot 10^{-5}$	$5,05 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	3
$5,30 \cdot 10^{-5}$	$5,50 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	4
$5,61 \cdot 10^{-5}$	$5,75 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	5
$6,00 \cdot 10^{-5}$	$6,20 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	6
$6,85 \cdot 10^{-5}$	$6,96 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	7
$8,70 \cdot 10^{-5}$	$8,90 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	8
$1,12 \cdot 10^{-5}$	$1,09 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	9
$1,29 \cdot 10^{-5}$	$1,29 \cdot 10^{-5}$	$6,11 \cdot 10^{-5}$	$6,41 \cdot 10^{-5}$	10



## Приложение Г

УТВЕРЖДАЮ

Первый заместитель

Генерального директора –

Генеральный конструктор,

доктор технических наук

Р.Н. Ахметов

2016 г.

**СПРАВКА**

о использовании результатов диссертационной работы

Рандина Дмитрия Геннадьевича

на тему «Исследование и разработка электротехнической системы активной виброзащиты»

Материалы кандидатской диссертации Рандина Дмитрия Геннадьевича приняты к использованию при разработке системы активной виброзащиты оптико-механической коллимационной скамьи ОСВК-1000 из состава ТВУ400-05, предназначенного для аттестации длиннофокусных объектов.

Разработанная методика синтеза регуляторов активной виброзащитной системы позволяет повысить точность и достоверность информации при проведении экспериментальных исследований.

Главный конструктор, к.т.н.

Н.Р. Стратилатов

Заместитель главного конструктора, к.т.н.

Г.Н. Мятов

Начальник отдела, к.т.н.

А.А. Юдаков

## Приложение Д

Общество с ограниченной ответственностью

**“АДВЕРС”**

Почтовый адрес: 443068, г. Самара, Ново-Садовая, 106  
 Юридический адрес: 443068, г. Самара, Ново-Садовая, 106  
 тел (846) 263-07-97, 263-07-94, КПП 631601001, ОКВЭД 34.30  
 р/с 40702810800000000574 в ПАО «Первобанк»  
 БИК 043601927, ИНН 6316039326, ОГРН 1026301426656,  
 ОКПО 40991176, к/с 30101810100000000927  
 E-mail: [advers@autoterm.ru](mailto:advers@autoterm.ru)

ООО "Адверс"

23.12.15 № 562

## СПРАВКА

о использовании результатов диссертационной работы  
 Рандина Дмитрия Геннадьевича на тему  
 «Исследование и разработка электротехнической системы активной  
 виброзащиты»

Материалы кандидатской диссертации Рандина Д.Г. использовались при модернизации систем виброзащиты производственного оборудования.

Автором разработана электронная система управления виброзащитой с исполнительным элементом в виде магнитореологического демпфера колебаний. Теоретически и экспериментально доказана эффективность разработанной системы.

Предложенная система виброзащиты может обеспечить эффективную защиту механического оборудования от внешних возмущающих воздействий и повысить точность обработки деталей на металлообрабатывающих станках за счет снижения величины перемещений, передаваемых от опорной поверхности к режущему инструменту.

Генеральный директор  
 ООО «АДВЕРС»



Комаров С.А.