

На правах рукописи



Радин Сергей Юрьевич

**Влияние изменения сопротивления дросселей на
демпфирующие свойства гидромеханических
амортизаторов транспортных средств**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры
05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин



003488557

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Орел, 2009

Работа выполнена в ГОУ ВПО «Орловский государственный технический университет» и
ГОУ ВПО «Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина»

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор Савин Л.А.

Научный консультант:

кандидат технических наук, профессор Сливинский Е.В.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Антипов В.А.
доктор технических наук, профессор Учаев П.Н.

Ведущая организация:

ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет»

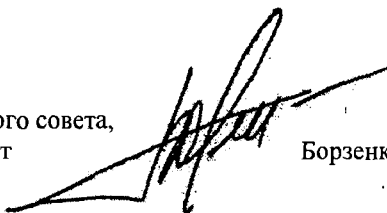
Защита состоится «24» декабря 2009 г. в 12 ч. 00 мин. на заседании
диссертационного совета Д 212.182.03 при Орловском государственном
техническом университете по адресу: 302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Орловский
государственный технический университет».

Автореферат разослан «23» ноября 2009 г.

Автореферат размещен на официальном сайте ГОУ ВПО «Орловский
государственный технический университет» www.ostu.ru

Ученый секретарь диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент



Борзенков М.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Рост скоростей движения, потребность в повышении надежности и комфортности транспортных средств требуют дальнейшего совершенствования элементной базы. В значительной степени это относится к устройствам системы подвески, в частности, гасителям колебаний.

В настоящее время в подвеске транспортных средств наибольшее распространение получили нерегулируемые гидравлические амортизаторы. Принцип действия их заключается в последовательном перемещении вязкой жидкости поршнем через дроссельные каналы с большим гидравлическим сопротивлением, в результате чего происходит диссипация механической энергии с последующим её рассеиванием в окружающую среду. Несмотря на свою эффективность, такие гасители обладают рядом недостатков, наиболее существенные из которых являются сложность конструкции, обусловленную наличием клапанных устройств, а также невозможность в автоматическом режиме изменять параметры демпфирования в зависимости от режима работы. Весьма перспективным является применение гасителей колебаний с переменным уровнем демпфирования, что особенно актуально для элементов подвески автомобилей, локомотивов и вагонов. В рамках выполнения данной работы был предложен ряд технических решений гидромеханических демпферов поршневого типа, в которых обеспечивается переменный уровень диссипации энергии колебаний в результате изменения поперечного сечения дросселей вследствие угловых перемещений штоков, связанных с элементами составного поршня. Речь идет о разработке принципиально новых устройств адаптивного типа, в которых может быть реализована заданная функция изменения коэффициента демпфирования.

Можно констатировать отсутствие теоретических и экспериментальных исследований в этой области, что во многом определяет актуальность данной работы. Приоритетность исследований в данной области подтверждается соответствием её содержания проблемным темам Плана НИР и ОКР ОАО «РЖД» на 2006г. (раздел 6 - «Программа скоростного и высокоскоростного движения», раздел 7 - «Программа локомотивного хозяйства» и раздел 8 - «Программа вагонного хозяйства»), а также договорами о творческом содружестве на период 2005-2010 г.г. ЕГУ им И.А. Бунина с Управлением ЮВЖД филиала ОАО «РЖД» на тему «Разработка рекомендаций по повышению качества эксплуатационной работы, а также надёжности и экономичности использования подвижного состава в грузовом и пассажирском движении на Юго-Восточной железной дороге» и Елецким отделением ЮВЖД на тему «Разработка практических рекомендаций по повышению надёжности, технико-экономических и эксплуатационных показателей подвижного состава и другого стандартного и нестандартного оборудования используемого на предприятиях Елецкого отделения ЮВЖД».

Цель работы заключается в выявлении закономерностей работы нового типа демпфирующего устройства, в котором диссипация энергии колебаний происходит за счёт комбинации гидравлических эффектов и упругих угловых перемещений штоков; разработке инструментария проектирования, включающего

математическую и программную модели, а также методику расчета гидромеханических гасителей колебаний с переменным демпфированием.

Достижение цели предполагало решение следующих задач:

1. Проведение сравнительного анализа существующих демпфирующих устройств транспортных средств и обоснование необходимости использования разработанных на уровне изобретений перспективных технических решений.

2. Разработка обобщенной математической модели и программы расчета характеристик гидромеханического демпфера с составным поршнем, снабжённым «Г»-образной формы каналами и упругими аксиально расположенными штоками.

3. Выполнение комплекса теоретических и экспериментальных исследований по оценке влияния изменения гидравлического сопротивления дросселей вследствие угловых перемещений штоков и турбулентных течений рабочей жидкости на диссипативные свойства гидромеханического демпфера.

4. Согласование динамических качеств разработанных гидромеханических демпферов транспортных средств с установленными значениями величин вертикальных и горизонтальных ускорений кузова и показателя плавности хода. Сравнение указанных параметров с нормативными значениями, используемыми в международной практике локомотиво-, вагоно- и автомобилестроения;

5. Обобщение и дополнение конструкторско-технологических и эксплуатационных принципов обеспечения работоспособности и надёжности деталей и узлов гидромеханических демпферов поршневого типа в условиях широкого варьирования амплитудно-частотного спектра воспринимаемых колебаний от динамического воздействия со стороны неподдрессоренных масс транспортных средств;

6. Разработка методики практического расчёта перспективных саморегулируемых гасителей колебаний применительно к соответствующим типам железнодорожного и автомобильного транспорта.

7. Проведение систематизации демпфирующих устройств с учетом появления нового класса гидромеханических демпферов поршневого типа с изменяемым уровнем диссипации энергии колебаний.

Объектом исследования служит новый тип демпфера поршневого типа, котором диссипация энергии колебаний происходит за счёт комбинации гидравлических эффектов и упругих угловых перемещений штоков

Предметом исследования являются динамические и гидромеханические процессы в демпфирующем устройстве, а также закономерности работы демпфера составе подвески транспортных средств.

Научная новизна диссертационной работы заключается в выявлении закономерностей функционирования и разработке инструментария проектирования включающего математическую и программные модели, нового типа гидромеханического амортизатора транспортных средств, в котором рассеяни энергии колебаний имеет переменный характер в результате изменен гидравлических сопротивлений при угловых перемещениях стержневых элементов

Научные положения, выносимые на защиту:

По специальности 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры:

1. Разработана математическая модель гидромеханического амортизатора, в котором диссипация энергии колебаний имеет переменный характер и происходит за счёт комбинации гидравлических эффектов в каналах с изменяемым гидравлическим сопротивлением и угловых перемещений штоков, основанная на совместном решении уравнений теории колебаний, гидромеханики и теории упругости, позволяющая определить коэффициенты демпфирования, а также установить силовое нагружение элементов конструкций гасителей колебаний.

2. На основании формулы Блазиуса получено расчётное соотношение для определения коэффициента демпфирования гидромеханического амортизатора поршневого типа с переменным уровнем диссипации энергии колебаний, отличающееся возможностью учета влияния турбулентности течения потока жидкости в дроссельном канале, гидравлических потерь местных сопротивлений, а также изменения поперечного сечения канала.

3. Получены закономерности влияния геометрических, упругих, силовых и термодинамических характеристик, а именно, диаметров дросселей и поршня, жесткости штоков, вязкости рабочей жидкости, гидравлических сопротивлений, факторов силового и кинематического возбуждения на динамические свойства гидромеханических амортизаторов транспортных средств.

По специальности 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин.

4. Предложена расширенная классификация демпфирующих устройств, отличающаяся присутствием нового класса гидромеханических демпферов поршневого типа с изменяемым уровнем диссипации энергии колебаний, основанная на комплексе новых технических решений, в которых переменные демпфирующие свойства обеспечиваются изменением гидравлических сопротивлений в результате упругих угловых смещений штоков под действием гидродинамических сил.

5. Разработана методика и программа расчета гидромеханических амортизаторов поршневого типа с переменным уровнем демпфирования, позволяющая определить рациональные геометрические и рабочие параметры, удовлетворяющие требуемым характеристикам транспортных средств.

Методы исследования. Теоретические зависимости, используемые в математической модели гидромеханического демпфера, базируются на фундаментальных законах, определяющих физические процессы сохранения, превращения и взаимосвязи.

При выполнении работы использован метод системного анализа, математического моделирования и взаимного влияния кинематических и динамических параметров гидромеханического демпфера, численные методы, в том числе аппарат дифференциальных и алгебраических уравнений с применением традиционных способов их решения на базе разработанных алгоритмов, компьютерной программы и базы данных.

Достоверность результатов обеспечена корректностью постановки задач исследования, обоснованностью используемых теоретических построений, принятых допущений, применением апробированных аналитических и численных методов анализа, а также подтверждена качественным и количественным согласованием полученных результатов с собственными аналитическими и экспериментальными данными, в том числе полученными другими исследователями, и возможным внедрением в практику структурами ОАО «РЖД» и промышленными предприятиями автомобилестроения.

Практическая ценность работы

1. Проведённая общая оценка известных мировой практике гидравлических демпферов и обоснование конструктивных особенностей предложенных технических решений, способных в автоматическом режиме регулировать силы сопротивления при прямом и обратном ходе поршня позволяют выполнить:

- качественное ознакомление с результатами систематизации известных технических решений в области повышения плавности хода рельсовых и безрельсовых транспортных средств, примерами их конструктивного исполнения и рациональный выбор конструктивной схемы разрабатываемого гидравлического гасителя колебаний с соответствующим упрощением конструкции, снижением финансовых и временных затрат на его проектирование, доводку выходных параметров и эксплуатацию;

- установление конструкционных недостатков существующих гидравлических демпфирующих устройств, препятствующих ограничению амплитуд основных видов вынужденных колебаний, вызывающих перемещения кузовов экипажей и с использованием предложений, представленных патентных разработок повысить плавность хода их с более низким порогом динамического нагружения конструкционных элементов подобного класса машин.

2. Систематизированы в единый комплекс:

методика оценки нагруженности штоков демпфера, имеющих сплошное круглое и полое кольцевое сечения, а также деталей сопряжения их с половинами поршня; аналитические соотношения для оценки динамических нагрузок, воздействующих на систему «колесо - демпфер - кузов» для их сопоставления с ожидаемыми при варьировании конструктивными характеристиками гидромеханического демпфера; научно обоснованные рекомендации по расширению воспринимаемых частот колебаний экипажа гидромеханическим демпфером при движении транспортных средств со скоростями более 150 км/ч, исключая резонансные явления в системе «колесо - демпфер - кузов»; наборы расчётных соотношений, необходимых для оценки кинематических и геометрических параметров гидромеханических демпферов, предназначенных для различных моделей подвижного состава.

Указанный комплекс обеспечивает несущую и качественную способность гидромеханического демпфера за счёт распределения сил сопротивления между перемещаемой поршнем вязкой рабочей жидкостью и упругими угловым

деформациями сплошного и полого штоков с соответствующим рассеиванием энергии в окружающую среду.

Реализация работы. Результаты диссертационной работы внедрены и используются службами ЮВЖД при разработке конструкторской документации при создании новых поколений локомотивов и вагонов. (акт внедрения прилагается).

В настоящее время проводится НИР совместно с Институтом транспортной техники и организации производства Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), тематика которой направлена на совершенствование конструкций рессорного подвешивания рельсовых транспортных средств, промежуточные результаты исследования в виде экспресс-отчетов депонированы во ВИНТИ 2008-2009 г.г.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научно-технических и научно-практических конференциях различного уровня: Ежегодная научно-практическая конференция преподавателей, докторантов, аспирантов, студентов. (Елец 2003г.); Школа молодых учёных области. «Актуальные проблемы технических наук и их преподавание» (Липецк, 2005); Первая межрегиональная конференция Липецкого регионального отделения Российского союза молодых учёных. «Молодёжь в науке: проблемы и перспективы» (Липецк, 2006); 2-я Всероссийская научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития сервиса» (Самара, 2006); 3-й международный симпозиум «Ударно-вибрационные системы, машины и технологии» (Орел, 2006); Международная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения. Основы проектирования и Детали машин – 21 век» (Орёл, 2007); Липецкий областной профильный семинар «Школа молодых ученых» по проблемам технических наук (Липецк, 2008); Областная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы технических наук» (Липецк, 2009).

Работа была заслушана, одобрена и рекомендована к защите на заседании кафедры теоретической механики и мехатроники Курского государственного технического университета.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 13 научных трудов., включая 6 статей в научных сборниках и журналах и 7 патентов РФ на изобретения.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников и приложений. Рукопись имеет 154 страницы текста, включая 52 рисунка и 3 таблицы. Библиография включает 122 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, описаны объект и предмет исследования, сформулированы цели и задачи, показаны научная новизна и практическая ценность работы, приведена структура диссертационного исследования.

В первой главе проведен анализ конструкций демпфирующих устройств, используемых в рессорном подвешивании рельсовых и безрельсовых транспортных

средств как отечественного, так и зарубежного производства. Рассмотрен принцип действия и способы установки наиболее распространённых и эффективных в настоящее время гидравлических двухтрубных демпферов, указаны их основные характеристики, а также методы диагностирования их работоспособности. Выявлены преимущества и недостатки тех или иных технических решений. Приведена классификация демпферов и направлений исследования в зависимости от принципов действия и конструктивных особенностей. Выполнен обзор работ по исследованию колебаний и силового нагружения рессорного подвешивания подвижного состава таких авторов как Дербаремдикера А.Д., Гайон М., Пархиловского И.Г., Певзнера Я.М., Сафонова И.А., Прутчикова О.К., Доронина И.С., Антипова В.А., Осиновского Л.Л., Челнокова И.И., и др. и патентных источников, посвященных конструкциям гидравлических гасителей колебаний.

Анализ существующих конструкций гидравлических демпферов и патентных источников позволил на уровне изобретения разработать гидромеханический демпфер поршневого типа (RU2230241), принципиальная схема которого представлена на рисунке 1.

Гидромеханический демпфер работает следующим образом. Рабочая жидкость, протекая по каналам, на выходе взаимодействует с радиальными ребрами. Такое взаимодействие связано с образованием крутящего момента на штоке и приводит к его упругому закручиванию. За счет углового поворота одной из частей поршня, жестко закрепленной на одном из штоков, относительно другой каналы сместятся друг относительно друга и окажутся частично перекрытыми, так как они будут располагаться за радиальной кромкой углублений дугообразной формы, сопряженных с вышеупомянутыми каналами. Такое взаимное положение каналов способствует возникновению дополнительных сил сопротивления. Таким образом, чем выше приложенная динамическая нагрузка, тем больше будет угол поворота штока, а, следовательно, и частей поршня друг относительно друга, что приведет к более полному перекрытию каналов и повышению диссипативных свойств демпфера.

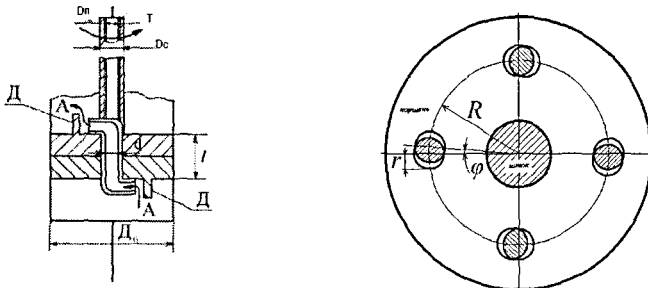


Рисунок 1 – Гидромеханический демпфер с составным поршнем и аксиально расположенными штоками (RU2230241)

Рассмотрены перспективные направления совершенствования элементной базы транспортных средств, в частности, создание демпфирующих устройств, основанных на комбинации различных физических процессов, что может обеспечить радикальное повышение динамических качеств. На основе проведенного анализа состояния проблемы сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена разработке математической модели и исследованию динамических процессов в гидромеханическом демпфере с составным поршнем, снабжённым «Г»-образной формы каналами и упругими аксиально расположенными штоками (RU2230241). Для исследования динамических процессов в гидромеханическом демпфере была использована упруго-вязкая модель Фойхта-Кельвина (рисунок 2).

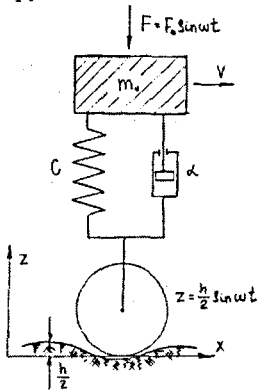


Рисунок 2 – Схема динамической модели

При составлении математической модели были приняты следующие допущения:

1. Не учитываются изгибные колебания штоков и других деталей гидравлического демпфера.
2. Коэффициент трения сопрягаемых поверхностей принимается постоянным.
3. Закон возбуждения вследствие неровности микро- и макропрофиля условного дорожного полотна изменяется во времени по гармоническому закону.
4. Не учитывается гироскопический эффект вращающейся массы колеса, а также сопротивление воздуха при её поступательном движении.
5. Процессы, протекающие в гидромеханическом демпфере, считаем изотермическими с учетом заданных коэффициентов вязкости рабочего тела.

Движение демпфируемой массы рассматривается относительно системы координат ХОУ, расположенной на уровне дорожного полотна и движущейся вдоль нее с постоянной скоростью. Для учета движения поршня и штоков относительно системы отсчета при продольных колебаниях применена обратная форма задания координат, а при крутильных – прямая. Векторы сил сухого трения в поступательной кинематической паре поршень – рабочий цилиндр направлялись в обратную сторону относительно системы координат.

При формировании математической модели были использованы уравнения динамики, теории упругости и гидромеханики. В качестве базового расчетного соотношения было принято уравнение движения сосредоточенной массы m_0 , которое для случаев силового, кинематического и смешанного возбуждения имеет вид:

$$m_0 \ddot{z} + \alpha(t) \dot{z} + cz = F_0 \sin \omega t;$$

$$m_0 \ddot{z} + \alpha(t) \dot{z} + cz = c \frac{h}{2} \sin \omega t + \alpha(t) \frac{h}{2} \omega \cos \omega t; \quad (1)$$

$$m_0 \ddot{z} + \alpha(t) \dot{z} + cz = F_0 \sin \omega t + c \frac{h}{2} \sin \omega t + \alpha(t) \frac{h}{2} \omega \cos \omega t,$$

где m_0 – поддресоренная масса; c – жёсткость упругого элемента подвески;
 $\alpha(t)$ – переменный коэффициент демпфирования; F – динамическая нагрузка;
 z – перемещение по вертикальной оси; h – высота неровности пути;
 ω – частота колебаний кузова.

Коэффициент демпфирования $\alpha(t)$ зависит от гидравлических сопротивлений в канале, вязкости жидкости, турбулентности потока и может быть определен по формуле:

$$\alpha(t) = \frac{128 \cdot \mu \cdot K \cdot l \cdot S^2 \cdot \zeta}{\pi \cdot d^4}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости; $l = l_1 + l_2$ – суммарная длина канала дросселя, включающая длины вертикальных и горизонтальных участков;
 S – приведенная площадь поршня; d – эквивалентный диаметр канала;
 ζ – коэффициент гидравлических потерь в дроссельном канале, учитывающий потери на входе, в колене и по длине тракта; K – обобщенный коэффициент, учитывающий влияние турбулентности потока и местных сопротивлений на пропускную способность жиклера с острыми входными кромками:

$$K = \left(\frac{Re}{Re^*} \right)^3 + \frac{1.5 Re \cdot d}{64 \cdot l}, \quad (3)$$

где Re^* – критическое значение числа Рейнольдса; Re – число Рейнольдса определяется по зависимости:

$$Re = V_{cp} \cdot d / \nu, \quad (4)$$

где ν – кинематическая вязкость среды; V_{cp} – средняя скорость течения:

$$V_{cp} = \frac{S \cdot V_e}{n \cdot f_k}, \quad (5)$$

где V_e – поступательная скорость поршня; n – число дросселей; f_k – площадь одного дросселя;

Эквивалентный диаметр канала определяется из условия изменения площади поперечного сечения при угловых перемещениях штоков (рисунок 3):

$$d = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \sqrt{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot r^2}{360^\circ} \cdot 2 \cdot \arccos \left(R \cdot \sin \left(\frac{\varphi}{2} \right) / r \right) - r \cdot R \cdot \sin \left(\frac{\varphi}{2} \right) \right)}, \quad (6)$$

где r – радиус дроссельного канала; R – радиус расположения дроссельных каналов.

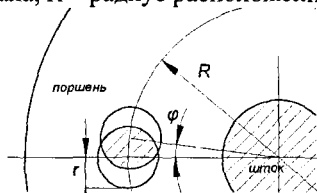


Рисунок 3 – Перекрывание каналов при угловых перемещениях штока

Угловые перемещения штоков, обусловленные крутящим моментом, возникающим при взаимодействии струи рабочей жидкости с ребром D (рисунок 1) составного поршня, определяются:

$$\text{для полого штока с кольцевым сечением: } \varphi_n = \frac{T \cdot 180^\circ}{0,04\pi G D_n^4};$$

$$\text{для сплошного штока круглого сечения: } \varphi_c = \frac{32 \cdot T \cdot 180^\circ}{\pi^2 D_c^4 G}, \quad (7)$$

где D_n – наружный диаметр полого штока; D_c – диаметр сплошного штока;

G – модуль упругости второго рода; T – крутящий момент, возникающий на штоках демпфера, который определяется:

$$T = n F_1 R, \quad (8)$$

где n – число дроссельных каналов; F_1 – усилие, создаваемое потоком рабочей жидкости на ребро D поршня:

$$F_1 = \frac{\gamma \cdot f_k \cdot V_{cp} \cdot w}{f_0 \cdot g}, \quad (9)$$

где: γ – объемный вес рабочей жидкости; f_0 – сжатое сечение рабочей жидкости; w – мгновенный расход рабочей жидкости.

Мгновенный расход рабочей жидкости в дроссельном канале поршня определим по зависимости:

$$w = \mu_1 \cdot f_k \sqrt{2 \cdot \Delta p / \rho}, \quad (10)$$

где: μ_1 – коэффициент истечения рабочей жидкости, зависящий от её вязкости, перепада давления на канале и его формы и размеров.

Предварительно установив режим движения рабочей жидкости, и сравнив его с критическим значением $R_{e(кр)}$, определим перепад давлений рабочей жидкости по формуле:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{\gamma \cdot \alpha_i}{2g} (V_{cp}^2 - V_0^2) + \frac{\gamma \cdot V_{cp}^2}{2g} \left(\lambda_{mp} \frac{l}{d} + \zeta \right) \quad (11)$$

где λ_{mp} – коэффициент, учитывающий сопротивление тока рабочей жидкости на прямом участке канала поршня; α_i – коэффициент Кориолиса.

Итак, неизвестными в данной системе уравнений являются перемещение по вертикальной оси z , коэффициент демпфирования $\alpha(t)$, эквивалентный диаметр d , перемещения штоков φ , крутящий момент T , усилие F_1 , мгновенный расход w , перепад давлений Δp .

Одна из задач проведенных исследований заключалась в определении влияния крутильных колебаний штоков на изменение площади поперечного сечения. В этом случае расчет угловых перемещений штоков (рисунок 4) может быть основан на решении уравнения крутильных колебаний, которые при $J_p = const$ будут иметь вид:

$$C_{II}^2 \frac{\partial^2 \varphi_{II}}{\partial y_{II}^2} = \frac{\partial^2 \varphi_{II}}{\partial t^2}, \quad C_C^2 \frac{\partial^2 \varphi_C}{\partial y_C^2} = \frac{\partial^2 \varphi_C}{\partial t^2},$$

где C_{II}^2 и C_C^2 – крутильные жесткости соответственно полого и сплошного штоков гасителя.

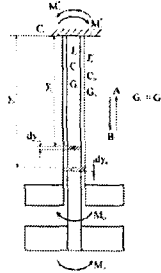


Рисунок 4 – Расчетная схема для исследования крутильных колебаний штоков

Совместное решение системы расчетных соотношений было численно реализовано. С использованием разработанной программы был проведен комплекс вычислительных экспериментов, в результате которого были получены развертки колебаний при различных геометрических параметрах системы и видах возбуждения.

В этой же главе охарактеризована методика и программа расчета рациональных параметров, при которых выполняются условия эффективности виброзащиты в заданном частотном диапазоне внешних воздействий. Представлены результаты вычислительного эксперимента по моделированию работы системы «колесо - демпфер - кузов» в виде графиков и зависимостей переменного коэффициента демпфирования $\alpha(t)$ (рисунки 5, 6 и 7), базирующегося на использовании обобщенной математической модели гидромеханического демпфера поршневого типа и осуществленного с помощью пакета прикладных программ MathCad, а также алгоритм расчёта параметров гидромеханического демпфера.

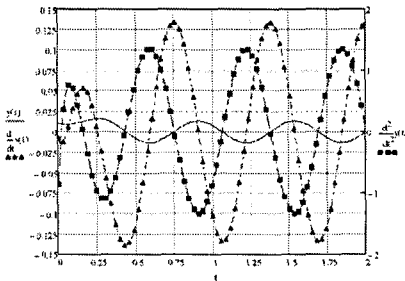


Рисунок 5 – Графики перемещения, скорости и ускорения поддрессоренной массы

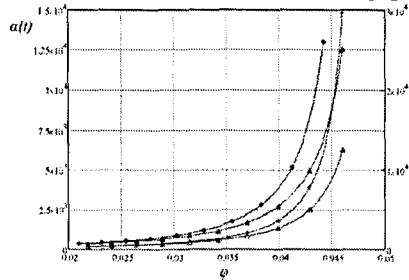


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента демпфирования $\alpha(t)$ от угла поворота штока φ

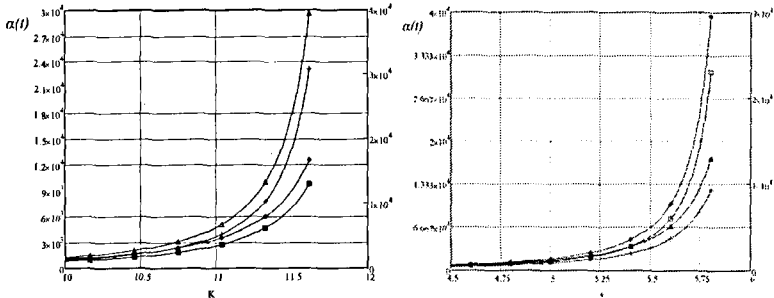


Рисунок 7 – Зависимости коэффициента демпфирования $\alpha(t)$ от обобщенного коэффициента K , учитывающего влияние турбулентности потока и поступательной скорости поршня V .

В третьей главе описана методика экспериментальных исследований разработанного гидромеханического демпфера поршневого типа на спроектированном стенде с использованием поперечно-строгального станка модели 7А33 Оренбургского станкостроительного завода (рисунок 8).

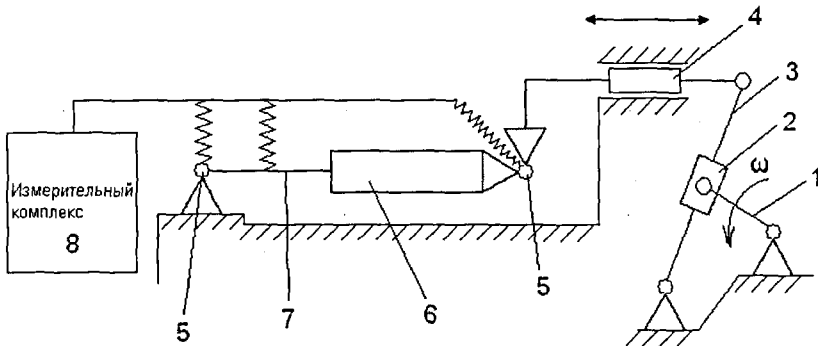


Рисунок 8 – Принципиальная схема экспериментального стенда

В результате проведенных исследований получены осциллограммы, которые были обработаны с использованием метода математической статистики и установлены среднестатистические характеристик исследуемых параметров, численные значения которых представлены в таблице.

Проведенные экспериментальные исследования элементной базы сравниваемых серийных и гидромеханических демпферов по указанной в работе методике позволили установить силовое нагружение мест крепления их к базовым элементам рессорного подвешивания и кузовов транспортных средств, а также крутящих моментов, возникающих на штоках демпферов, выполненных по патенту RU2230241. Результаты сведены в таблицу 1. Проанализированы сопоставленные данные теоретических и лабораторных исследований.

Таблица 1

Результаты экспериментальных исследований конструктивных и энергетических параметров амортизаторов транспортных средств типа МКЗ и КВЗ

Транспортное средство	Серийная конструкция гасителя					Перспективная конструкция гасителя					
	$F_{П2}$, см ²	f_0 , см ²	$P_{И}$, Н	$e_{max} \cdot 10^{-4}$, Дж/кгс	Φ_1	$F_{П2}$, см ²	f_0 , см ²	$P_{И}$, Н	$e_{max} \cdot 10^{-4}$, Дж/кгс	Φ_1	$M_{кр}$, Н·м
1. УАЗ – 451М отдача сжатие	8,0	0,016	1200	800	375	11,6	0,24	1350	850	396	$\frac{16 \times 9}{19,2 \times 16}$
	8,5	0,019	300	1200	369	11,6	0,24	460	850	380	
2. ЗИЛ – 131В отдача сжатие	10,0	0,048	7505	3000	208	14,8	0,26	6950	3100	260	$\frac{20 \times 15}{16 \times 9}$
	12,0	0,06	2003	4000	200	14,8	0,26	2200	4840	260	
3. Пассажирский вагон 24,6 м отдача сжатие	50,0	0,065	16000	12500	1450	50,0	0,49	17000	13010	1375	$\frac{46 \times 36}{34,2 \times 29}$
	54,0	0,07	4500	14200	1400	50,0	0,49	3750	14600	1375	

В четвертой главе предложен ряд технических решений конструкций гидромеханических демпферов, реализующих принцип угловой деформации штоков (рисунок 9), рассмотрены критерии их работоспособности. На основе представленных разработок дополнена и приведена расширенная классификация демпфирующих устройств (рисунок 10).

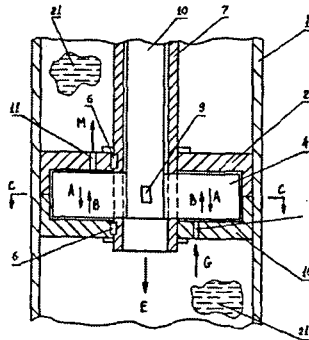


Рисунок 9 – Гидромеханический демпфер с лопастью (RU2324090)

Методика и рекомендации по проектированию гидромеханических демпферов поршневого типа выработаны на основании результатов проведенных исследований и включают в себя подходы по предварительному выбору основных кинематических и геометрических их параметров, определение предельных значений жесткости, согласование параметров и условий работы транспортного средства с параметрами демпфера, расчет элементов на прочность и жесткость, определение гидравлических сопротивлений каналов, расчет числа дроссельных каналов и т.д.

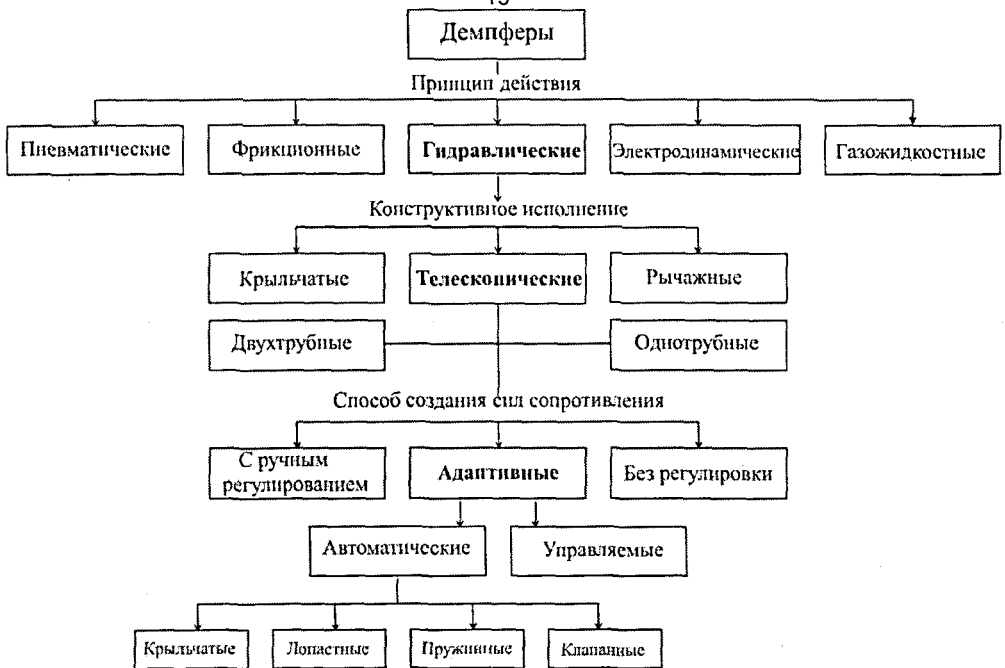


Рисунок 10 – Расширенная классификация демпфирующих устройств

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований решена научно-техническая задача по разработке методов расчета и принципов проектирования гидромеханических гасителей колебаний, устанавливаемых в подвесках транспортных средств, и установлена конкретная область их использования на современных транспортных машинах. Такое направление позволило получить следующие научные результаты:

1. Разработана обобщенная математическая модель гидромеханического демпфера с составным поршнем, снабженным «Г»-образной формы каналами и упругими аксиально расположенными штоками, позволяющими обеспечивать требуемый уровень диссипации.

2. Выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований по оценке влияния изменения гидравлического сопротивления дросселей вследствие угловых перемещений штоков на диссипативные свойства гидромеханического демпфера.

3. Предложены и обоснованы способы регулирования и управления переходными процессами при рассеивании механической энергии упругими штоками, осуществляемыми в автоматических режимах их нагружения.

4. Разработаны расчетные схемы по изучению силового нагружения и колебаний предложенной перспективной конструкции гидромеханического

демпфера и методики, позволяющие на современных подходах создания математических моделей провести аналитические исследования с обоснованием рациональных геометрических и кинематических параметров. Результаты расчетов показали, что эффективность демпфирования колебаний транспортных машин достигается за счет комплекса действующих сил сопротивления, возникающих в процессе поступательного движения поршня и угловых поворотов упругих штоков сплошного и полого сечений, способствующих созданию механических и гидравлических составляющих сил сопротивления их движению.

5. На основании проведенных аналитических исследований с целью упрощения расчетов вышеуказанных параметров демпферов для различного типа транспортных машин, а также анализа полученных результатов на первом этапе проектирования гасителей, разработан алгоритм для ЭВМ, созданный на базе пакета прикладных программ «MathCAD».

6. Разработаны макетные образцы предложенных гидромеханических гасителей колебаний применительно к моделям отечественных автомобилей УАЗ 451М, ЗИЛ-131В и пассажирскому цельнометаллическому купированному вагону длиной 24,6 м и проведена серия сравнительных их испытаний в стендовых условиях с существующими конструкциями гасителей, широко используемых в практике.

7. Анализ проведенных аналитических и экспериментальных исследований показал удовлетворительную сходимость полученных результатов. Причем % ошибки в среднем составляет (15-18%)

8. Расчетно-экспериментальные исследования позволили подтвердить корректность полученных результатов, сформулированной математической модели и, в частности установить, что последняя в достаточной степени отвечает реальным конструкциям демпферов, устанавливаемых в рессорное подвешивание различных транспортных машин, и позволяет дать оценку таким техническим решениям при синтезе основных конструктивных их элементов, как на стадии проектирования, так и конструирования.

9. Полученные результаты исследования процессов, протекающих в структуре взаимодействия деталей демпфирующего устройства, позволяют разрабатывать подобные конструкции не только для рельсовых и безрельсовых транспортных средств, но и для других устройств, используемых, например, в летательных аппаратах, а также в различном промышленном стандартном и нестандартном оборудовании. Это дает возможность проектировать узлы и агрегаты различных технических средств, использующих гидромеханические гасители колебаний с заранее заданными функциональными свойствами.

10. Разработан комплекс научно-обоснованных, взаимосвязанных рекомендаций и принципов проектирования гидравлических гасителей колебаний с выдачей практических рекомендаций, которые переданы службе технической политики управления ЮВЖД ОАО «РЖД» с целью возможности создания опытных конструкций предложенных гасителей для современного железнодорожного подвижного состава и ВСНТ, а также испытания их в стендовых и

эксплуатационных условиях. Акт передачи результатов исследований передан заказчику совместно с экспресс отчетом по данной тематике.

11. Предложена расширенная классификация демпфирующих устройств, отличающаяся присутствием нового класса демпферов поршневого типа с переменными свойствами.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ ОТРАЖЕНО В СЛЕДУЮЩИХ НАУЧНЫХ ТРУДАХ АВТОРА:

1. Зайцев А.А., Радин С.Ю., Сливинский Е.В. Перспективный амортизатор для АТС // Автомобильная промышленность. Машиностроение. – 2007, №9-с. 26-28
2. Зайцев А.А., Радин С.Ю., Сливинский Е.В. Перспективная конструкция гидравлического гасителя // Локомотив. Транспорт. – 2007, №10- с. 36-37
3. Радин С.Ю., Савин Л.А., Сливинский Е.В. Исследование силового нагружения конструкционных элементов перспективных гасителей колебаний // Известия ОрёлГТУ. – Орел, 2008, - с. 36-46
4. Игнатьев М. А., Радин С.Ю., Сливинский Е.В. К снижению трудоемкости сервисного обслуживания высокоскоростного железнодорожного подвижного состава за счет модернизации его рессорного подвешивания и тормозного оборудования. // Состояние и перспективы развития сервиса: образование, управление технологии: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции. – Самара: СГПУ, 2004 - с. 42-44
5. Радин С.Ю. К вопросу модернизации гидравлических гасителей колебаний рельсовых транспортных средств. // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии. Материалы III международного научного симпозиума.- Орел: ОрелГТУ, 2006 - с. 501-503
6. Радин С.Ю., Сливинский Е.В. Гидравлический гаситель колебаний для магистральных локомотивов // Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: материалы международной научно-технической конференции – Орёл: Орёл ГТУ, 2007 - с.213-215
7. Патент РФ №2230241. Гидравлический демпфер/ Сливинский Е.В., Радин С.Ю. – Опубл. 10.06.04
8. Патент РФ №2234013. Гидравлический демпфер/ Сливинский Е.В., Радин С.Ю., Игнатьев М.А. – Опубл. 10.08.04
9. Патент РФ №2324087. Гидравлический демпфер/ Сливинский Е.В., Савин Л.А., Радин С.Ю., Зайцев А.А. – Опубл. 10.05.08
10. Патент РФ №2324088. Гидравлический гаситель колебаний/ Сливинский Е.В., Савин Л.А., Радин С.Ю., Зайцев А.А. – Опубл. 10.05.08
11. Патент РФ №2324089. Гидравлический демпфер/ Сливинский Е.В., Савин Л.А., Радин С.Ю., Зайцев А.А. – Опубл. 10.05.08
12. Патент РФ №2324086. Демпфер/ Сливинский Е.В., Савин Л.А., Радин С.Ю., Зайцев А.А. – Опубл. 10.05.08
13. Патент РФ №2339856. Гидравлический амортизатор/ Сливинский Е.В., Савин Л.А., Радин С.Ю., Зайцев А.А. – Опубл. 27.11.08

ДЛЯ ЗАМЕТОК

14

Подписано к печати "17" ноября 2009 г.
Тираж 100 экз. Объем 1 п.л.
Заказ № 17/06

Отпечатано на полиграфической базе
Орловского государственного технического университета
Адрес: 302030, г. Орел, ул. Московская, 65