

На правах рукописи
УДК 629.11.012.8



Андреев Максим Андреевич

**СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ
ПОДВЕСКИ МНОГООСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С
ИЗМЕНЯЕМОЙ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ**

Специальности: 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины,
05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва - 2014

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана»

Научный руководитель:

кандидат технических наук, доцент
Семенов Станислав Евгеньевич,
заведующий кафедрой «Гидромеханика,
гидромашины и гидро- пневмоавтоматика»,
ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана

Научный консультант:

доктор технических наук
Жилейкин Михаил Михайлович,
профессор кафедры «Колёсные машины»
ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, доцент
Новиков Вячеслав Владимирович,
профессор кафедры «Автоматические
установки» ФГБОУ ВПО «Волгоградский
государственный технический университет»

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



2061639

Андреев М.А. Способ регули

-640

кандидат технических наук
Ситников Сергей Львович,
генеральный директор
ОАО «Следящие тест-системы»

Ведущее предприятие:

Центральный научно-исследовательский
автомобильный и автомобильный институт
(ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»)

Защита диссертации состоится «13» октября 2014 г. в 14 час. 30 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 при ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул. д.5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим выслать по указанному выше адресу.

Автореферат разослан «__» _____ 2014 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета Д 212.141.07
доктор технических наук

Сарач Е.Б.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В рамках реформы Вооружённых сил России 2008-2020 гг., которая осуществляется в 3 этапа до 2015 г. планируется перевооружить армию новой техникой на 30%, а до 2020 г. не менее чем на 70%. Автомобильная техника является самым массовым классом машин в Вооружённых силах, в то время как доля старой техники по состоянию на 2012-й год составляет около 57%. Важную роль в автомобильном парке ВС РФ играют многоосные колёсные машины, являющиеся составной частью современных ударных комплексов.

К эксплуатационным показателям многоосных колёсных машин в связи со спецификой тактических приёмов применения, устанавливаемых на них систем вооружения, предъявляются жёсткие требования. В частности, современные мобильные комплексы должны ходить как по дорогам, так и по неразведанной местности, что существенно ужесточает требования к проходимости и способности преодолевать единичные препятствия (эскарп, контрэскарп, траншея и др.).

Опорная проходимость автомобиля зависит от эффективности использования несущих свойств грунта и определяется главным образом конструкцией движителя и трансмиссии автомобиля. Профильная проходимость автомобиля на конкретной дороге определяется его компоновкой, геометрическими параметрами, диаметром и числом колёс, позволяющими машине преодолевать профильные препятствия.

Управляемая система подпрессоривания, позволяет обеспечить равномерное распределение нагрузок по осям многоосной колёсной машины с целью улучшения тягово-цепных возможностей и позволяет осуществлять управление вертикальным положением колёс, что в свою очередь радикально улучшает профильную проходимость.

Поэтому совершенствование систем управления подвеской, проводимое с целью повышения проходимости многоосной колёсной машины, является актуальной задачей.

Цели и задачи. Целью диссертационной работы является улучшение проходимости многоосной колёсной машины путём применения способов регулирования пневмогидравлической подвески, направленных на стабилизацию параметров упругой характеристики пневмогидравлической рессоры вне зависимости от воздействия кинематического и динамического возмущения.

Для достижения намеченной цели в работе были поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработка нелинейной математической модели регулируемой пневмогидравлической рессоры, учитывающей особенности функционирования рессоры в составе объекта, протекающих гидро- и газодинамических процессов и трение в уплотнениях гидроцилиндра.

2. Экспериментальное исследование с целью проверки адекватности и точности математической модели управляемой пневмогидравлической рессоры.

3. Разработка способа регулирования пневмогидравлической рессоры, позволяющего стабилизировать параметры упругой характеристики в условиях кинематического и динамического возмущения.

4. Разработка закона управления пневмогидравлической рессорой, позволяющего поддерживать заданное распределение статических нагрузок по осям многоосной колёсной машины, изменять статическое значение дорожного просвета и вертикальное положение колеса в процессе движения по неровностям.

5. Исследование динамики системы автоматического регулирования пневмогидравлической рессоры с целью обоснованного выбора типа распределительного устройства, а также предъявления технических требований.

Методы исследования

Исследования проводились с использованием численных методов моделирования работы пневмогидравлической рессоры, а также движения многоосной колёсной машины по неровностям; численных методов решения систем нелинейных алгебраических уравнений; методов теории автоматического регулирования; методов гидрогазодинамики.

Экспериментальные исследования основывались на использовании опытных образцов пневмогидравлических рессор и современных методов испытаний.

Объектом исследования является управляемая система поддрессоривания многоосной колёсной машины, составной частью которой является пневмогидравлическая рессора.

Научная новизна

Новизна полученных результатов работы заключается в следующем:

- разработан способ регулирования пневмогидравлической рессоры, который отличается от известных тем, что позволяет регулировать параметры упругой характеристики в процессе движения многоосной колёсной машины по неровностям;
- создан закон управления пневмогидравлической рессорой, особенностью которого является возможность поддержания равномерного распределения статических нагрузок по осям многоосной колёсной машины, а также возможность изменения статического значения дорожного просвета и вертикального положения колеса в процессе движения по неровностям;
- создана математическая модель пневмогидравлической рессоры, которая отличается от существующих тем, что учитывает нестационарность работы комбинированных уплотнений;
- разработана новая методика определения требований к динамическим характеристикам распределительных устройств системы регулирования пневмогидравлической рессоры, а также расчёта параметров регуляторов системы автоматического регулирования пневмогидравлической рессоры, которая отличается тем, что в её основе лежит оценка влияния относительной амплитуды

гармонического колебания на собственной частоте электрогидравлического усилителя на переходные процессы.

Практическая ценность. Разработанный способ и законы управления позволяют стабилизировать параметры упругой характеристики пневмогидравлической рессоры в процессе движения многоосной колёсной машины по неровностям при минимальных энергетических затратах на регулирование. Методики определения технических требований к распределительным устройствам системы регулирования пневмогидравлической рессорой, методики обоснованного выбора их типа и требований к информационному полю системы управления могут быть использованы в КБ автомобильных заводов на стадии проектирования перспективных многоосных колёсных машин. Разработано программное обеспечение для реализации законов управления пневмогидравлической рессорой.

Реализация результатов работы. Материалы диссертационной работы являются составной частью отчёта по ОКР «Платформа – О/МГТУ». Результаты работ внедрены на ОАО «КАМАЗ» и в учебный процесс кафедры гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения работы обсуждались:

- на заседаниях кафедры гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2011-2014;
- на научном семинаре кафедры колёсных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2013;
- на 16-й Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». Москва, 2012;
- на 17-й Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» Москва, 2013;
- на научно-технических советах в рамках ОКР «Платформа-О/МГТУ». Москва, 2011-2014;

Публикации. Основное содержание диссертационной работы отражена в 8 научных работах (из перечня ВАК РФ - 3 статьи) общим объёмом 9,73 п.л.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, 4-х глав, выводов по работе, списка литературы (63 наименования) и приложения. Содержание работы изложено на 174 страницах машинописного текста, в том числе 83 рисунок, 9 таблиц.

Во введении показана актуальность темы, определена цель работы, приведено краткое содержание выполненных исследований, отражены основные положения, которые выносятся на защиту.

В первой главе изложены состояние вопроса, обоснование решаемой научной задачи. Проведён анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований по созданию управляемых систем подпрессоривания колёсных машин.

Особенно отмечены работы П.В. Аксёнова, В. Бауэра, Б.Н. Белоусова, Г.О. Котиева, Н.К. Мотчаного, В.Ф. Платонова, А.А. Смирнова, А.Ф. Старикова, М.М. Жилейкина, П.А. Чуйко, труды научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Академии БТВ, НАМИ, НАТИ, 21 НИИИ МО РФ.

Проведённый анализ литературы позволяет определить следующие требования к управляемой системе подпрессоривания, обеспечивающие улучшение проходимости:

- Возможность перераспределения нагрузки между осями в процессе движения по неровностям.
- Возможность осуществлять управление вертикальным положением колёс при преодолении единичных препятствий.
- Разрабатываемые законы управления должны эффективно работать в диапазоне частот от 0,2 до 3 Гц.

В связи с вышеизложенным были поставлены цель и задачи, сформулированные выше.

Во второй главе приводится описание математической модели пневмогидравлической рессоры и сравнение результатов моделирования с экспериментом.

В соответствии с требованиями к математической модели приняты следующие допущения:

- сопротивления гидравлических линий приведены к дросселям;
- волновые процессы в трубопроводах отсутствуют;
- принимается приведённый модуль упругости рабочей жидкости с учётом газосодержания и податливости стенок конструкции;
- принимается модель идеального газа;
- обмен количеством теплоты с окружающей средой происходит по линейной модели с эмпирическим коэффициентом;

В общем случае дифференциальные уравнения, описывающие с требуемой точностью физические процессы, происходящие при работе и управлении пневмогидравлической рессоры, имеют явно выраженный нелинейный характер, что делает практически невозможным получение аналитического решения. Наибольшее распространение в настоящее время получили численные методы,

которые позволяют получать решения системы дифференциальных уравнений, полученных при минимальном количестве необходимых допущений.

Расчётная схема показана на Рис. 1.

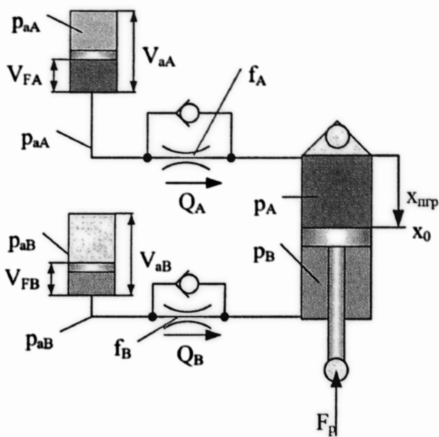


Рис. 1. Расчётная схема пневмогидравлической рессоры

С учётом принятых допущений пневмогидравлическая рессора описывается следующими уравнениями:

$$F_{гпр} = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B - F_{тр} + F_{проб} - F_{отб}$$

где $F_{гпр}$ – сила со стороны пневмогидравлической рессоры, $x_{гпр}$ – перемещение поршня гидроцилиндра пневмогидравлической рессоры, $v_{гпр}$ – скорости перемещения поршня гидроцилиндра пневмогидравлической рессоры, A_A, A_B – площади поршневой и штоковой полости гидроцилиндра пневмогидравлической рессоры соответственно, p_A, p_B – давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра пневмогидравлической рессоры соответственно, $F_{тр}$ – сила трения в уплотнениях гидроцилиндра, $F_{проб}$ – сила со стороны отбойника конца хода гидроцилиндра, $F_{отб}$ – сила со стороны отбойника начала хода гидроцилиндра.

Трение в уплотнениях гидроцилиндров оказывает существенное влияние на динамику гидроприводов. В математической модели пневмогидравлической рессоры сила трения $F_{тр}$ представляется как функция от скорости относительного перемещения $v_{гпр}$, давления в полостях гидроцилиндра p_A, p_B и принимается равной сумме силы Штрибека, кулоновской силы и силы вязкого трения. Кулоновская сила трения складывается из силы трения покоя, которая возникает из-за обжатия уплотнительных колец и силы, пропорциональной сумме давлений. Сумма кулоновской силы и силы Штрибека в литературе также упоминается как сила страгивания.

Сила приближённо описывается следующим выражением:

$$F_{\text{тр}} = \begin{cases} F_C \cdot (1 + (K_{brk} - 1) \cdot e^{-c_v |v_{\text{нгр}}|}) \cdot \text{sign}(v_{\text{нгр}}) + f_{vfr} \cdot v_{\text{нгр}} & \text{при } |v_{\text{нгр}}| \geq v_0 \\ K \cdot v_{\text{нгр}} & \text{при } |v_{\text{нгр}}| < v_0 \end{cases}$$

где: F_C - кулоновское трение; K_{brk} - коэффициент изменения силы страгивания; c_v - коэффициент, характеризующий интенсивность спада силы страгивания; f_{vfr} - коэффициент вязкого трения.

Кулоновское трение определяется по следующей зависимости:

$$F_C = F_{pr} + f_{cfr} \cdot (p_A + p_B)$$

$$K = \frac{F_C \cdot (1 + (K_{brk} - 1) \cdot e^{-c_v |v_{\text{нгр}}|}) + f_{vfr} \cdot v_0}{v_0}$$

где: v_0 - скорость перехода к линейной модели трения.

Коэффициент кулоновского трения зависит от вязкости рабочей жидкости по следующей зависимости:

$$f_c = A_r \cdot p^{-\frac{2}{3}} \cdot \nu^{-0.4} \mu^{-\frac{1}{6}} + A_{ж} \cdot p^{-\frac{1}{2}} \cdot \nu^{\frac{1}{2}} \cdot \mu^{\frac{1}{2}}$$

μ - коэффициент динамической вязкости жидкости.

Область линейной модели трения вводится для сглаживания разрыва функции при нулевой скорости.

Результаты экспериментальных исследований пневмогидравлической рессоры свидетельствуют о том, что в некоторых случаях может наблюдаться нестационарность работы комбинированных уплотнений гидроцилиндра. Предложена модель, описывающая нестационарные процессы в уплотнениях. Таким образом, уравнение, описывающее работу комбинированных уплотнений и хорошо согласующееся с результатами экспериментов, записывается в форме Коши следующим образом:

$$\frac{dF_{\text{тр}}^{\text{нс}}}{dt} = \frac{1}{T_{\text{упл}}} \cdot (F_{\text{тр}} - F_{\text{тр}}^{\text{нс}})$$

$F_{\text{тр}}^{\text{нс}}$ - сила трения с учётом динамики работы уплотнений; $T_{\text{упл}}$ - постоянная времени.

Из закона Менделеева-Клайперона выведем уравнение изменения давления газа в гидроаккумуляторе поршневой и штоковой полостей:

$$\frac{dp_G}{dt} = \frac{dV_G}{dt} \cdot \frac{p_G + p_{\text{атм}}}{V_G} + \frac{p_G}{T_G} \cdot \frac{dT_G}{dt}$$

p_{GA} – давление газа в гидроаккумуляторе поршневой полости; V_G – объём газа в гидроаккумуляторе; V_a – полный объём гидроаккумулятора; $p_{атм}$ – атмосферное давление; T_G – температура газа в гидроаккумуляторе.

Производная температуры по времени определяется из первого начала термодинамики:

$$\frac{dT_G}{dt} = \frac{1}{\nu_G \cdot C_v} \left((p_G + p_{атм}) \cdot \frac{dV_G}{dt} - q_w \right)$$

ν_G – количество вещества; C_v – теплоёмкость газа при постоянном объёме; q_w – количество теплоты отводимое от газа гидроаккумулятора.

Для оценки работоспособности алгоритмов может быть принята упрощённая модель теплообмена. В соответствии с принятой моделью, в качестве источников теплоты были приняты: доля потерь механической энергии от трения в уплотнениях гидроцилиндра, а также доля потерь энергии на дросселирование рабочей жидкости.

$$q_w = K_w \cdot (T_G - T_{возд}) - |\eta_{РЖ} \cdot Q_A \cdot (p_a - p)| - |\eta_{тр} \cdot F_{тр} \cdot v_{ПГР}|$$

K_w – приведённый коэффициент теплопередачи гидроаккумулятора поршневой полости; $T_{возд}$ – температура воздуха; $\eta_{РЖ}$ – доля теплоты передаваемой газу в гидроаккумуляторе поршневой полости от рабочей жидкости; $\eta_{тр}$ – доля теплоты передаваемой газу в гидроаккумуляторе поршневой полости от трения в уплотнениях.

В случае описания работы баллонного гидроаккумулятора, можно пренебречь динамикой разделителя и с высокой степенью точности считать, что давление жидкости равно давлению газа.

$$p_a = p_G - p_{атм}$$

Изменение объёма газа в гидроаккумуляторе описывается следующими зависимостями:

$$\frac{dV_G}{dt} = -\Sigma Q_G$$

ΣQ_G – алгебраическая сумма расходов, поступающих в гидроаккумулятор поршневой полости.

В конструкциях пневмогидравлических рессор широкое распространение получили поршневые гидроаккумуляторы. При их математическом описании

нельзя пренебречь динамикой разделителя ввиду его существенной массы, а также трения в уплотнениях.

Из уравнения движения поршней гидроаккумуляторов с учётом упоров, ограничивающих их перемещение, получим уравнения для гидроаккумулятора поршневой полости:

$$\frac{dx_p}{dt} = v_p$$

$$\text{При } (x_p > 0) \text{ или } (x_p \leq 0 \text{ и } \frac{dp_a}{dt} \geq 0)$$

$$\frac{dv_p}{dt} = \frac{1}{m_p} \cdot ((p_a - p_c) \cdot A_p - b_p \cdot v_p - F_c \cdot \text{sign}(v_p))$$

Иначе:

$$v_p = 0$$

где: x_p , v_p – перемещение и скорость поршня гидроаккумулятора поршневой полости; A_p – площадь поршня гидроаккумулятора поршневой полости; b_p – коэффициент вязкого трения в уплотнениях поршня гидроаккумулятора поршневой полости; F_c – сила трения покоя в уплотнениях гидроаккумулятора поршневой полости; m_p – масса поршня гидроаккумулятора поршневой полости.

Для проверки адекватности математической модели пневмогидравлической рессоры была исследована пневмогидравлическая рессора с поршневыми гидроаккумуляторами в поршневой и штоковой полости. Испытания в лабораторных условиях проводились КИБ систем подрессоривания и узлов трения КИО АС НТЦ ОАО «КАМАЗ». Фото испытательного стенда показано на Рис. 2.

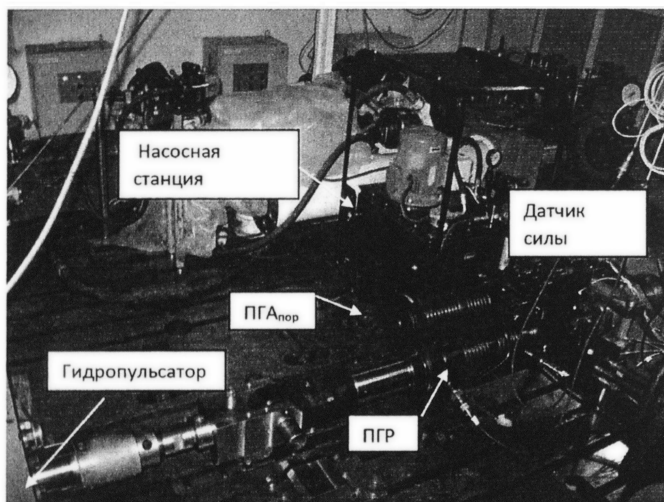


Рис. 2. Установка для проведения испытаний пневмогидравлической рессоры

Сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований проводилась по измеренным значениям силы пневмогидравлической рессоры, а также давлениям в полостях пневмогидравлической рессоры при нагружении путём задания гармонического сигнала перемещения поршня гидроцилиндра. Результаты измерений показаны на Рис. 3 и 4.

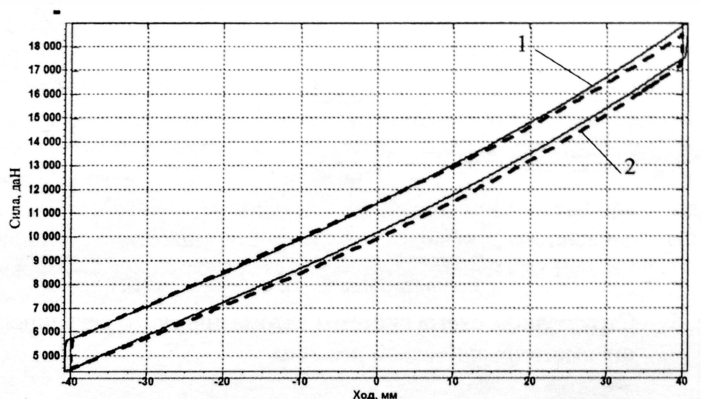


Рис. 3. Динамическая характеристика ПГР: частота 0,1 Гц, амплитуда 40 мм.
1 – экспериментальная характеристика; 2 – расчётная характеристика

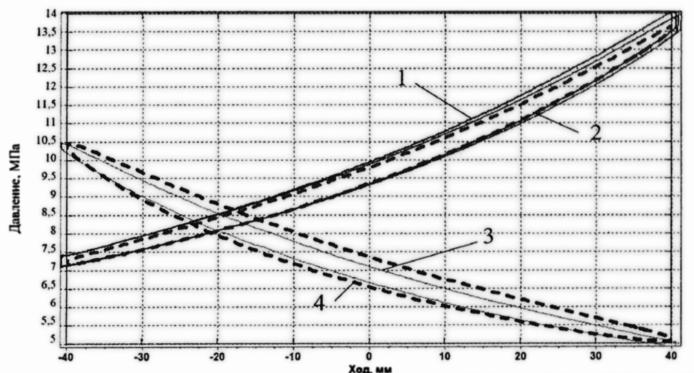


Рис. 4. Характеристики давлений в полостях гидроцилиндра ПГР: частота 0,1 Гц, амплитуда 40 мм

Расхождение результатов исследований по силе составляет не более 5%, по давлению - не более 7%, что подтверждает возможность использования разработанной математической модели для подтверждения работоспособности разработанного метода регулирования пневмогидравлической рессоры.

В третьей главе описан способ регулирования параметров упругой характеристики пневмогидравлической подвески в процессе движения транспортного средства по неровностям.

Предложена структура системы автоматического регулирования (показана на Рис. 5) пневмогидравлической рессоры.



Рис. 5. Структурная схема системы автоматического регулирования пневмогидравлической рессоры

Система с автоматическим регулированием параметров упругой характеристики состоит из пневмогидравлической рессоры как объекта регулирования и автоматического регулятора. Регулятор включает в себя блок эталонной математической модели пневмогидравлической рессоры, который, реагирует на изменение перемещения поршня гидроцилиндра и формирует желаемые значения давления в полостях гидроаккумуляторов, соответствующие заложенному закону управления; регуляторов давления в количестве, соответствующем количеству регулируемых полостей пневмогидравлической рессоры (в данном случае – два), которые служат для формирования регулирующего воздействия.

Для осуществления регулирующего воздействия регулятор давления содержит в себе гидравлическое распределительное устройство (ГУ). Распределительное устройство может соединять полость гидроаккумулятора пневмогидравлической рессоры либо с напорной линией гидросистемы, либо со сливной. Регулирование осуществляется посредством устройства управления по показанию устройства, измеряющего давление в соответствии с заданные законом регулирования давления.

Таким образом, целью регулирования является поддержание значений давлений в полостях гидроаккумуляторов пневмогидравлической рессоры на уровне, задаваемым блоком эталонной математической модели в зависимости от положения поршня гидроцилиндра. Исходя из положений, описанных выше, очевидно, что результатом регулирования будет совпадение с заданной точностью упругой характеристики пневмогидравлической рессоры с заложенной в эталонной статической модели.

Исследование физических процессов, происходящих в пневмогидравлической рессоре, показали, что эталонная математическая модель, повторяющая упругие свойства рессоры может быть описана уравнениями статики в виде функции изменения давления в полостях гидроаккумуляторов от перемещения поршня гидроцилиндра.

При разработке закона управления важно выделить параметры упругой характеристики, которые, во-первых, однозначно определяют форму характеристики, а во-вторых, отражают основные эксплуатационные параметры пневмогидравлической рессоры при движении машины по неровностям.

Для расчёта желаемой упругой характеристики производится решение системы нелинейных алгебраических уравнений. В качестве допущений принят политропный термодинамический процесс работы газа в аккумуляторах с показателем политропы 1,28.

Для разработки методики обоснованного выбора параметров управляющих устройств гидросистемы была составлена упрощённая математическая модель. Расчётная схема представлена на Рис. 6.

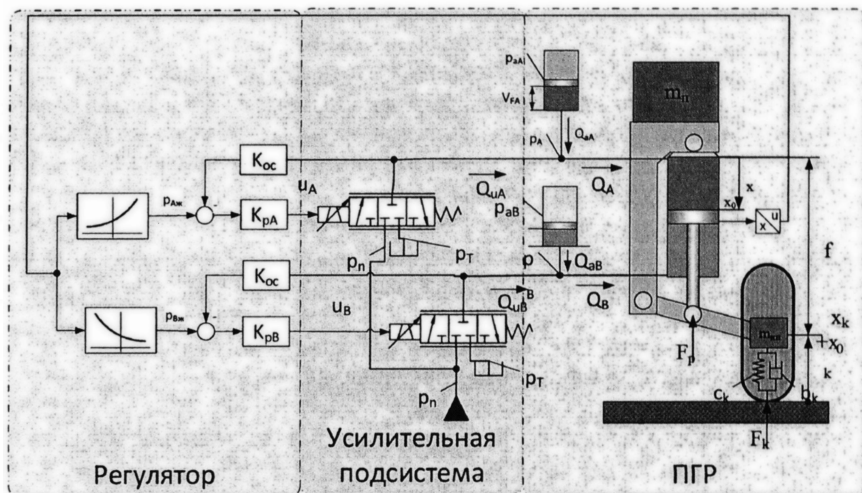


Рис. 6. Расчётная схема упрощённой математической модели

Система автоматического регулирования пневмогидравлической рессоры должна функционировать при любом уровне демпфирования, который определяется параметрами дросселирующих устройств. В связи с этим, в качестве худшего случая выбран вариант без дросселирующих устройств, как обеспечивающий наиболее жёсткие условия для работы системы регулирования. Также была введена линейная упруго-демпфирующая модель деформации шины.

Целью расчёта является определение коэффициентов усиления регулятора $K_{рА}$ и $K_{рВ}$, а также предъявление требований к динамическим характеристикам электрогидравлического усилителя. Из схемы видно, что система регулирования является астатической, т.е. процесс регулирования продолжается вплоть до полного устранения рассогласования. Коэффициент усиления в этом случае будет влиять на добротность по скорости. Для лучших динамических свойств добротность по скорости должна быть максимальной. Однако, увеличение коэффициента усиления может привести к неустойчивости. На устойчивость также влияют динамические свойства электрогидравлического усилителя.

Особенности изучаемой схемы не позволяют использовать традиционные для теории автоматического регулирования методы анализа динамики, т.к. в системе имеются существенная нелинейность в виде характеристики трения, которая имеет разрыв по первой производной в области нулевой скорости. Использование метода гармонической линеаризации не представляется возможным ввиду отсутствия свойства фильтра у рассматриваемой системы в рассматриваемом диапазоне частот.

В рамках данной работы был разработан критерий для объективной оценки качества переходного процесса. В основу такого критерия была заложена оценка влияния относительной амплитуды гармонического колебания на собственной частоте электрогидравлического усилителя на переходные процессы.

В результате были построены границы устойчивости и границы требуемого качества переходного процесса, которые позволили обосновать требования к полосе пропускания электрогидравлического усилителя и оценить запасы устойчивости системы регулирования.

В четвёртой главе проводится оценка качества разработанного способа регулирования путём моделирования работы пневмогидравлической рессоры в процессе движения многоосной колёсной машины с колёсной формулой 8х8 по неровностям, а также преодоления ей единичных препятствий.

При исследовании использовалась известная математическая модель многоосной колёсной машины, разработанная на кафедре колёсных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Разработанный способ регулирования был апробирован путём моделирования изменения положения центра масс многоосной колёсной машины при стоянке на ровной поверхности. Эффективность работы системы регулирования оценивается по уменьшению угла наклона кузова многоосной колёсной машины и выравниванию прогибов подвески. Проводился анализ быстродействия системы и энергетических затрат на регулирование. Время регулирования составило 2 секунды. Угол дифферента уменьшился с 1,2 градуса до 0,2 градуса. Средняя мощность, затраченная на регулирование составляет 4,72 кВт.

Математическое моделирование процесса движения многоосной колёсной машины полной массой 65 т с колёсной формулой 8х8 при преодолении траншеи шириной больше диаметра колеса на 5% показало, что разработанный способ регулирования позволяет не только эффективно преодолевать траншею путём

управления вертикальным положением колёс, но и обеспечить равномерное распределение нагрузок по осям после проезда препятствия. Среднее значение затрачиваемой мощности при преодолении препятствия составляет 12,2 кВт. Пиковые значения потребляемой мощности составляют 58 кВт.

Был проведён комплексный анализ эффективности работы системы регулирования пневмогидравлической рессоры при движении многоосной колёсной машины по дорогам 4-х категорий.

В качестве критерия оценки точности регулирования использовалось значение ошибки воспроизведения желаемой упругой характеристики по силе.

Был проведён анализ энергетической эффективности управляемой пневмогидравлической подвески. Затраты мощности на регулирование вычислялись по следующей зависимости:

$$N(t) = \sum_{i=1}^8 (Q_{nAi}(t) \cdot (p_n - p_{aAi}(t)) + Q_{nBi}(t) \cdot (p_n - p_{aBi}(t)))$$

где: Q_{nAi} – расход через напорную кромку электрогидравлического усилителя поршневой полости i -й пневмогидравлической рессоры; Q_{nBi} – расход через напорную кромку электрогидравлического усилителя штоковой полости i -й пневмогидравлической рессоры;

Средняя затраченная на регулирование мощность вычисляется по следующей формуле:

$$N_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T N(t) dt$$

График зависимости средней затрачиваемой на регулирование мощности от скорости движения многоосной колёсной машины по дорогам различных категорий показан на Рис. 7.

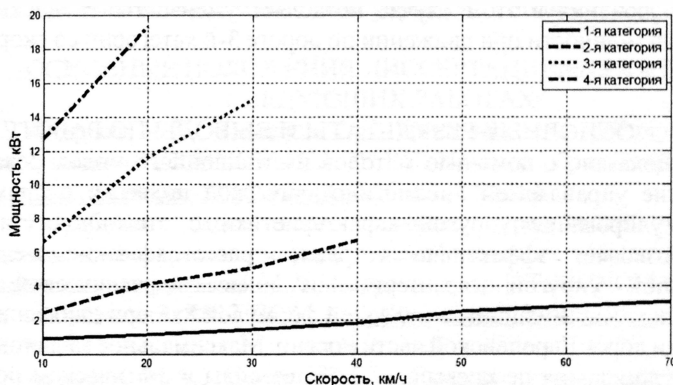


Рис. 7. Среднее потребление мощности многоосной колёсной машины на регулирование подвески при движении по дорогам 4-х категорий

Разработан критерий оценки точности системы регулирования, позволяющий оценивать чувствительность способа регулирования к параметрам информационного поля.

$$K = \frac{|\max(F_{emi} - F'_{emi})|}{F_{ст}} \cdot 100\%$$

где: F'_{emi} – значение средней ошибки по силе i -го колеса с учётом погрешности измерения.

Введение этого критерия позволило выявить, что случайная погрешность измерения датчиков давления и датчика перемещения в относительно малой степени влияет на точность регулирования, однако оказывает существенное влияние на энергетические характеристики. Изучение поведения этого критерия при варьировании частоты дискретизации системы от 6 до 1000 Гц позволило установить, что ошибка регулирования становится менее 0,5% начиная с частоты 20 Гц и перестаёт расти при всех режимах движения начиная с частоты 100 Гц. Изменение частоты дискретизации оказывает существенное влияние на потребляемую мощность при всех режимах движения при её уменьшении ниже 10 Гц. При частоте 20 Гц незначительное увеличение потребляемой мощности наблюдается при движении по неровностям. Увеличение частоты дискретизации выше 100 Гц не даёт выигрыша в потребляемой мощности и точности и может считаться нецелесообразным для многоосной колёсной машины рассматриваемого класса.

Был разработан алгоритм включения системы регулирования на основе осреднения ошибки регулирования по времени. Был проведён анализ влияния времени осреднения на энергетическую эффективность и выявлено, что наилучший результат достигается при времени осреднения равному 1 с. Алгоритм включения в этом случае позволяет уменьшить среднее значение потребляемой мощности при движении по дороге 3-й категории со скоростью 30 км/ч более чем в 8 раз.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Доказано с помощью методов имитационного моделирования, что использование управляемой пневмогидравлической подвески с применением способа регулирования упругой характеристики с эталонной статической моделью позволяет эффективно устранять рассогласование желаемой и действительной упругой характеристики пневмогидравлической рессоры многоосной колёсной машины с колёсной формулой 8x8 при движении по всей совокупности дорог Европейской части России. Максимальное значение средней ошибки регулирования не превышает 1,5% от силы в статическом положении пневмогидравлической рессоры, что на 17% меньше по сравнению с нерегулируемой пневмогидравлической рессорой.

2. Путём математического моделирования работы системы регулирования установлено, что среднее значение затрачиваемой на регулирование мощности находится в диапазоне от 1 до 20 кВт в зависимости от типа дороги и скорости движения многоосной колёсной машины.

3. Доказано с помощью методов имитационного моделирования, что использование регулируемой подвески с эталонной статической моделью в составе алгоритмов статического управления обеспечивает преодоление многоосной колёсной машиной с колёсной формулой 8х8 траншеи шириной, не более чем на 5% больше диаметра колеса. После преодоления препятствия система регулирования автоматически обеспечивает равномерное распределение нагрузок между осями многоосной колёсной машины.

4. Разработаны законы управления подвеской, гарантирующие безопасную работу пневмогидравлической рессоры во всём диапазоне перемещений вне зависимости от перевозимого груза и температуры рабочего тела.

5. Разработанная математическая модель пневмогидравлической рессоры позволяет описывать трение в уплотнениях гидроцилиндра с учётом нестационарности работы уплотнений. Установлено путём сравнения экспериментальных нагрузочных характеристик, что ошибка моделирования не превышает 7%.

6. Разработан алгоритм обоснованного выбора параметров гидравлической распределительной аппаратуры системы регулирования пневмогидравлической рессоры, в основе которого лежит гармонический анализ переходного процесса.

7. Разработан критерий оценки эффективности системы регулирования, позволяющий оценить влияние точности датчиков давления, датчиков перемещения и частоты дискретизации на точность регулирования и средней потребляемой мощности. Это позволило сформулировать технические требования к разрабатываемым системам управления подвеской.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Андреев М.А., Семенов С.Е. Динамика электрогидравлического регулятора давления//TECHNOMAG.EDU.RU: Наука и образование.2013.URL. <http://technomag.edu.ru/doc/517493.html> (0,56 п.л./0,5 п.л.)

2. Разработка адаптивного закона релейного управления трехуровневым демпфированием упруго-демпфирующих элементов подвески многоосных колесных машин/ М.А. Андреев [и др.]/TECHNOMAG.EDU.RU: Наука и образование.2013.URL. <http://technomag.bmstu.ru/doc/567756.html> (1,81 п.л./0,5 п.л.)

3. Андреев М.А., Семенов С.Е. Система управления адаптивной пневмогидравлической рессорой колёсной машины с изменяемой упругой характеристикой//TECHNOMAG.EDU.RU: Наука и образование.2013.URL. <http://technomag.bmstu.ru/doc/645542.html> (0,81 п.л./0,75 п.л.)

4. Андреев М.А., Семёнов С.Е. К вопросу о влиянии способа подключения гидроаккумулятора на динамику электрогидравлического регулятора давления //Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: сборник докладов XVI Всероссийской научн.-техн. конф. студентов и аспирантов. 2012. С. 13-16. (0,25 п.л./0,2 п.л.)

5. Андреев М.А., Семёнов С.Е. Управление адаптивной пневмогидравлической рессорой с изменяемой упругой характеристикой //Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: сборник докладов XVII Всероссийской научн.-техн. конф. студентов и аспирантов. 2013. С. 2-8. (0,5 п.л./0,4 п.л.)

6. Андреев М.А. Методика расчёта гидравлического демпфера-отбойника пневмогидравлической рессоры транспортного средства//SNTBUL.BMSTU.RU: Молодежный научно-технический вестник. 2013. URL. <http://sntbul.bmstu.ru/doc/555018.html> (0,5 п.л.)

7. Математическое моделирование рабочих процессов в гидросистеме высококомбинированной модульной платформы: Отчёт по 1-му этапу темы «Теоретическое и экспериментальное исследование процессов высококомбинированной модульной платформы нового поколения для монтажа и транспортировки перспективных вооружений и военной техники и разработка конструкторской документации отдельных систем». Руководитель темы Е.Г. Юдин. Исполнители Андреев М.А. [и др.]. ГР 01201262493. Инв. № 02201263173. М., 2011. 108 с. (6,75 п.л./1,44 п.л.)

8. Исследование гидросистемы высококомбинированной модульной платформы: Отчёт по 2-му этапу темы «Теоретическое и экспериментальное исследование процессов высококомбинированной модульной платформы нового поколения для монтажа и транспортировки перспективных вооружений и военной техники и разработка конструкторской документации отдельных систем». Руководитель темы Е.Г. Юдин. Исполнители Андреев М.А. [и др.]. ГР 01201262493. Инв. № 02201264589. М., 2012. 269 с. (16,8 п.л./5,44 п.л.)