

156285

На правах рукописи

УДК 629.11.012.83

КЛЮШКИН Геннадий Геннадиевич

**РАЗРАБОТКА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ
РЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДВЕСКИ АВТОБУСА,
ОБОРУДОВАННОГО АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ
СИСТЕМОЙ ТОРМОЗОВ**

Специальность 05.05.03 - Колёсные и гусеничные машины

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва - 1999

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель - профессор, доктор технических наук
Полунгян А.А.

Официальные оппоненты :

Доктор техн. наук, профессор Синёв А.В.

Кандидат техн. наук, доцент Петренко А.М.

Ведущая организация : Голицынский автобусный завод (ГолАЗ)



Защита диссертации состоится "21" июня 1999 г. на заседании
диссертационного Совета К 053 15.10 "Транспортное машиностроение" в
17005, Москва, 2-я Бауманская ул.,

землях, заверенные печатью,
ру.

в библиотеке МГТУ имени

1999 г.

1562685

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Зузов В.Н."

Зузов В.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ



Актуальность работы. Рост конструктивной скорости, увеличение плотности транспортного потока, периодические стрессы водителей, другие отрицательные факторы обусловили увеличение дорожно-транспортных происшествий (ДТП) при езде на дорогах с высоким коэффициентом сцепления, с равнинным ландшафтом, в светлое время суток. Увеличение безопасности транспортных средств для перевозки пассажиров приобретают в связи с этим всё большее значение. Использование пневматических подвесок и антиблокировочных систем тормозов (АБС) на автобусах класса М3 по классификации 71/320/EWG в Европе стало уже нормой. В России подобное законодательство вступит в силу в ближайшее время.

Возможность дальнейшего улучшения показателей эргономики и безопасности автобусов заключается в регулировании упругих и демпфирующих элементов подвески.

Опыт проектировщиков в разработке эффективной структуры и параметров регулирования показывает актуальность разработки методики проектирования эффективных пневматических регулируемых подвесок автобусов, методики, которая включала бы анализ возможных схем подвесок, наблюдаемых и регулируемых системой управления параметров, а также различных законов управления.

Существующие к настоящему моменту математические модели движения транспортных средств не позволяют провести комплексное математическое моделирование с целью прогнозирования как параметров плавности хода, так и параметров тормозной динамики автобуса с учётом работы АБС. Таким образом, актуальной задачей является создание математической модели автотранспортного средства (АТС) и структурной схемы системы управления для дальнейшего расчёта параметров плавности хода и тормозной динамики автобуса.

Целью исследования является разработка оптимальной по плавности хода и тормозной динамике пневмоподвески автобуса, оборудованного АБС.

В диссертации решаются следующие задачи:

1. Разработка методики проектирования оптимальных пневматических регулируемых подвесок автобусов, оборудованных АБС.

2. Разработка математической модели движения АТС по произвольному профилю для расчёта параметров вибронегруженности и тормозной динамики автобуса с АБС.

3. Оценка изменения показателей тормозной динамики и плавности хода при регулировании амортизаторов, пневморессор с дополнительным объёмом и совместного регулирования амортизаторов и пневморессор с дополнительным объёмом.

4. Оптимизация законов управления амортизаторами и пневморессорами с целью максимизации замедления при экстренном торможении для разной загрузки транспортного средства.

1562685

5. Проведение стендовых и дорожных испытаний автобуса ГолАЗ 5225, оборудованного пневматической подвеской и АБС с целью проверки адекватности математической модели и подтверждения результатов исследования.

Основные методы исследования. В теоретической части работы использованы аналитические методы исследования, методы теории колебаний и статистической динамики, а также математическое моделирование с применением ЭВМ. Для исследования торможения автобусов ГолАЗ 5225, оборудованных АБС, проводились дорожные испытания.

Научная новизна. Разработана методика создания оптимальной пневматической регулируемой подвески: её оптимального состава, законов изменения жёсткости и коэффициента демпфирования. Предложен критерий оценки эффективности пневмоподвески на базе показателей тормозной динамики и плавности хода.

Разработана оригинальная математическая модель для прогнозирования тормозной динамики и плавности хода АТС, оборудованного антиблокировочной системой тормозов. Проведён анализ изменения показателей тормозной динамики при изменении параметров амортизаторов и пневморессор. Найдены оптимальные по тормозной динамике законы изменения коэффициентов демпфирования.

Практическая ценность. Разработанная методика и результаты исследования позволяют спроектировать регулируемую пневматическую подвеску автобуса, обеспечивающую максимальное замедление в режиме экстренного торможения: до 6% при экстренном торможении на асфальте и до 36% - на булыжнике. В качестве примера в работе приводится подбор наиболее оптимальной по тормозной эффективности пневмоподвески автобуса ГолАЗ 5225. Оценка эффекта по показателям плавности хода и тормозной динамики позволяет использовать разработанную методику и пакет программ для расчёта интегрального показателя эффекта для всего спектра условий движения. Математическое моделирование дало возможность проанализировать характер влияния работы пневмоподвески на эффективность торможения и выработать основные принципы регулирования параметров пневмоподвески при торможении автобуса с включённой АБС.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены на научных семинарах кафедры „Колёсные машины“ МГТУ им. Н.Э.Баумана в 1993-1998 г.г., на конференциях Ассоциации автомобильных инженеров по активным системам безопасности 1996 и 1998 годов.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 1 пособии и 4 печатных работах.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из четырёх глав, выводов, списка литературы и приложений. Содержит 125 страниц, из них 25 стр. рисунков, 13 стр. таблиц. Список литературы включает 116 наименований работ отечественных и зарубежных авторов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

В первой главе проводится обзор и анализ опубликованных работ, посвящённых исследованию и совершенствованию перспективных систем поддрессирования и проектированию систем управления регулируемыми подвесками.

В развитие теории проектирования регулируемых и нерегулируемых подвесок грузовых автомобилей существенный вклад внесли такие учёные, как: Агеев М.Д., Аксёнов П.В., Беленький Ю.Б., Бидерман В.Л., Бородин В.П., Верещака В.А., Галашин В.А., Горелик А.М., Густомясов А.Н., Дербаремдикер А.Д., Елисеев Б.М., Конев А.Д., Кузнецов Ю.И., Литвинов А.С., Морозов Б.И., Райхлин Р.И., Пархиловский И.Г., Певзнер Я.М., Платонов В.Ф., Прутчиков О.К., Ротенберг Р.В., Силаев А.А., Синев А.В., Устименко В.С., Фурунжиев Р.И., Хачатуров А.А., Яценко Н.Н. и др.

Вопросам оценки влияния работы подвески автомобиля на тормозную динамику, устойчивость и управляемость транспортного средства посвящены работы учёных: Антонова Д.А., Енаева А.А., Иванова В.В., Иларионова В.А., Павлюка А.С., Пчелина И.К., Рабиновича В.И., Ринчиндорж Гомбоцэдэгийн, Родионова С.Н. и др.

Общим вопросам проектирования автомобильных систем управления посвящены работы Брюханова А.Б., Мороза С.М., Соколова А.В., Строганова Р.П., Шварца Г. и др.

Анализ опубликованных работ показал, что рост требований к виброизоляции и безопасности транспортных средств с одной стороны и бурное развитие электроники и микропроцессорной техники с другой стороны обусловили широкое распространение регулируемых пневматических подвесок с РКО. В главе даётся описание некоторых схем регулируемых пневмоподвесок и приводится состав современных систем управления.

Приведённые в главе структурные схемы показывают большое множество возможных вариантов систем управления пневмоподвеской, как по составу, так и по параметрам управления. Это делает необходимым придерживаться в процессе разработки некоторой методики, направленной на поиск оптимального варианта схемы и параметров системы управления. Отсутствие в настоящее время подобной методики проектирования может существенно снизить эффективность использования проектируемой системы управления. После анализа возможных вариантов решения этой задачи принимается за наиболее обоснованное - использование методики функционального макропроектирования систем управления, разработанной пока в общих чертах для систем управления двигателями внутреннего сгорания.

Во второй главе разработана методика проектирования оптимальных параметров пневматической регулируемой подвески автобуса.

С использованием предлагаемых математических моделей и теории функционального макропроектирования была разработана методика

проектирования систем управления пневматической регулируемой подвески автомобиля, обобщенный алгоритм которой состоит из следующих этапов:

1. Постановка задачи.

Определение границ разрабатываемой системы по плавности хода и тормозной динамике. Рассмотрение законодательных норм и специальных требований.

2. Создание множества вариантов состава подвески и её систем управления.

Задание целей применения системы управления, выявление функций, обеспечивающих достижение целей, выявление функций, оказывающих наибольшее влияние на достижение заданных функций, построение иерархического графа целей, генерация возможных вариантов составов систем управления и подвесок.

3. Использование метода экспертных оценок для определения вероятностных оценок и весовых коэффициентов:

3.1. Определение вероятностей движения заданного АТС по выбранным типам дорожных покрытий и при выбранных состояниях загрузки.

3.2. Определение весовых коэффициентов показателей плавности хода и тормозной динамики.

4. Решение задачи оптимизации нерегулируемых и регулируемых параметров для каждого варианта схем подвески и системы управления.

4.1. Задание ограничений параметров оптимизационной задачи.

4.2. Решение уравнений математической модели.

4.3. Расчёт комплексного параметра оптимизации.

4.4. Нахождение оптимального решения для нерегулируемых и регулируемых параметров.

5. Расчёт показателей системы управления пневмоподвеской и её эффективности.

5.1. Определение показателей плавности хода (среднеквадратичных значений вертикальных ускорений центра масс) и тормозной динамики (замедление).

5.2. Расчёт комплексных показателей с использованием вероятностей движения, найденных на этапе 3.1.

5.3. Расчёт эффекта на базе весовых коэффициентов, найденных на этапе 3.2.

5.4. Расчёт эффективности системы управления.

6. Перебор вариантов схем подвесок и систем управления и выдача оптимального варианта. Результат проектирования: тип и состав подвески, состав системы управления, тип блока управления, наблюдаемые, нерегулируемые и регулируемые параметры, законы управления.

В главе предлагается для определения эффективности системы воспользоваться отношением показателя эффекта от применения данного варианта регулируемой подвески (в процентах) к затратам на реализацию этого варианта (в денежном выражении), получаемым суммированием затрат на реализацию каждого элемента схемы подвески автомобиля.

Эффект от реализации данного варианта предлагается вычислять по формуле (2.1).

$$E_k = 100[(R_{kпх} - R_{анх}) \frac{\xi_{пх}}{R_{анх}} + (R_{ктд} - R_{атд}) \frac{\xi_{тд}}{R_{атд}}] \quad (2.1)$$

где: $R_{кпх}$, $R_{анх}$ - показатели плавности хода автомобиля оборудованного и необорудованного системой управления, соответственно, а $R_{ктд}$ и $R_{атд}$ - показатели тормозной динамики транспортного средства. Для решения задачи синтеза оптимальной в режиме экстренного торможения пневмоподвески используется весовой коэффициент тормозной динамики $\xi_{тд}=1$.

Расчёт комплексных показателей плавности хода и тормозной динамики автобуса, оборудованного данным вариантом подвески, и базового варианта определяется суммой показателей в спектре условий движения по уравнениям (2.2) и (2.3).

$$R_{анх} = \sum R_{анх, \mu}; R_{кпх} = \sum R_{кпх, \mu} \quad (2.2)$$

$$R_{атд} = \sum R_{атд, \mu}; R_{ктд} = \sum R_{ктд, \mu} \quad (2.3)$$

В качестве эксплуатационных показателей плавности хода и тормозной динамики используются соответственно среднеквадратичные значения (СКЗ) виброускорений над передней и задней осью и замедление автобуса при торможении с максимальной конструктивной скоростью.

Для адекватного решения задачи проектирования оптимальной по эффективности системы поддрессоривания необходимо рассмотрение основных ситуаций, в которых происходит управление. В этом случае конструктор сможет рассчитать эффективность использования того или иного варианта схемы СУ для всего диапазона ситуаций. Для последующих расчётов эксплуатационных показателей в работе предложены к рассмотрению наиболее вероятные ситуации (см.табл.1). Как предполагает методика, для каждого АТС должны быть синтезированы соответствующие варианты условий движения. ϵ_3 и ϵ_4 являются экспертными оценками.

Таблица 1

Ситуации движения

№	Классификация				Вероятность движения в ситуации(ϵ_3, ϵ_4)
	по состоянию загрузки		по типу дороги		
	Варианты	ϵ_3	Варианты	ϵ_4	
1	Полная масса	0.7	Бульжник	0.6	0.42
2	Снаряжённая	0.3	Бульжник	0.6	0.18
3	Полная масса	0.7	Асфальт	0.4	0.28
4	Снаряжённая	0.3	Асфальт	0.4	0.12

В главе приводится подход к синтезу возможных вариантов схем подвесок и их систем управления, основанный на построении иерархического графа целей. После построения иерархического графа целей были синтезированы 30 вариантов схем подвесок. Используя статистические данные по компонентам систем управления пневмоподвески были подсчитаны также затраты на реализацию вариантов (см.табл. 2).

Таблица 2

Варианты комплектации системы регулирования пневмоподвески

№	Ось 1		Ось 2		БУ	ДД	ИМПР	ИММ	З, руб
	ПР	АМ	ПР	АМ					
1	0	0	0	0	-	-	-	-	-
2	1	0	0	0	1С/2К	-	2	-	2108,00
3	0	1	0	0	1С/2К	-	-	2	2312,00
4	1	1	0	0	1С/4К	-	2	2	3468,00
5	0	2	0	0	3С/2К	2	-	2	2856,00
6	1	2	0	0	3С/4К	2	2	2	4012,00
7	1	0	1	0	1С/4К	-	6	-	4284,00
8	0	1	1	0	1С/4К	-	4	2	4488,00
9	1	1	1	0	1С/6К	-	6	2	5644,00
10	0	2	1	0	3С/4К	2	4	2	5032,00
11	1	2	1	0	3С/6К	2	6	2	6188,00
12	1	0	0	1	1С/4К	-	2	4	4692,00
13	0	1	0	1	1С/4К	-	-	6	4896,00
14	1	1	0	1	1С/6К	-	2	6	6052,00
15	0	2	0	1	3С/4К	2	-	6	5440,00
16	1	2	0	1	3С/6К	2	2	6	6596,00
17	1	0	1	1	1С/6К	-	6	4	6868,00
18	0	1	1	1	1С/6К	-	4	6	7072,00
19	1	1	1	1	1С/8К	-	6	6	8228,00
20	0	2	1	1	3С/6К	2	4	6	7616,00
21	1	2	1	1	3С/8К	2	6	6	8772,00
22	1	0	0	2	3С/4К	2	2	4	5236,00
23	0	1	0	2	3С/4К	2	-	6	5440,00
24	1	1	0	2	3С/6К	2	2	6	6596,00
25	0	2	0	2	3С/4К	2	-	6	5440,00
26	1	2	0	2	3С/6К	2	2	6	6596,00
27	1	0	1	2	3С/6К	2	6	4	7412,00
28	0	1	1	2	3С/6К	2	4	6	7616,00
29	1	1	1	2	3С/8К	2	6	6	8772,00
30	0	2	1	2	3С/6К	2	4	6	7616,00
31	1	2	1	2	3С/8К	2	6	6	8772,00
32	0	0	1	0	1С/2К	-	4	-	3128,00
33	0	0	1	1	1С/4К	-	4	4	5712,00
34	0	0	1	2	3С/4К	2	4	4	6256,00
35	0	0	0	1	1С/2К	-	-	4	3536,00
36	0	0	0	2	3С/2К	2	-	4	4080,00

При синтезе вариантов использовались следующие обозначения.

Для пневморессор (ПР): 0 - базовый вариант, с датчиком уровня пола (регулируемый подачей газа); 1 - вариант с дополнительным объемом, подключаемым при начале торможения.

Для амортизатора (АМ): 0 - базовый вариант (нерегулируемый); 1 - вариант с регулированием по скорости и состоянию загрузки; 2 - вариант с регулированием по скорости, состоянию загрузки и типу полотна.

БУ - требуемая конфигурация блока управления (количество датчиков/ количество каналов управления).

ДД - требуемое количество датчиков давления (для определения типа дорожного полотна).

ИМПР - требуемое количество исполнительных механизмов пневморессор.

ИМАМ - требуемое количество исполнительных механизмов амортизаторов.

В работе предлагается пространственная математическая модель. Рассматриваются малые колебания, что даёт возможность пренебречь вторыми членами дифференциальных уравнений. При моделировании рассматриваются режимы прямолинейного безанального движения и безанального (в пределах допустимого коридора) экстренного торможения, т.к. расчёты показали достаточный запас боковой силы в пятне контакта колёс с дорогой в любой момент времени за счёт работы АБС. Ниже приведена расчётная схема математической модели АТС (рис. 1).

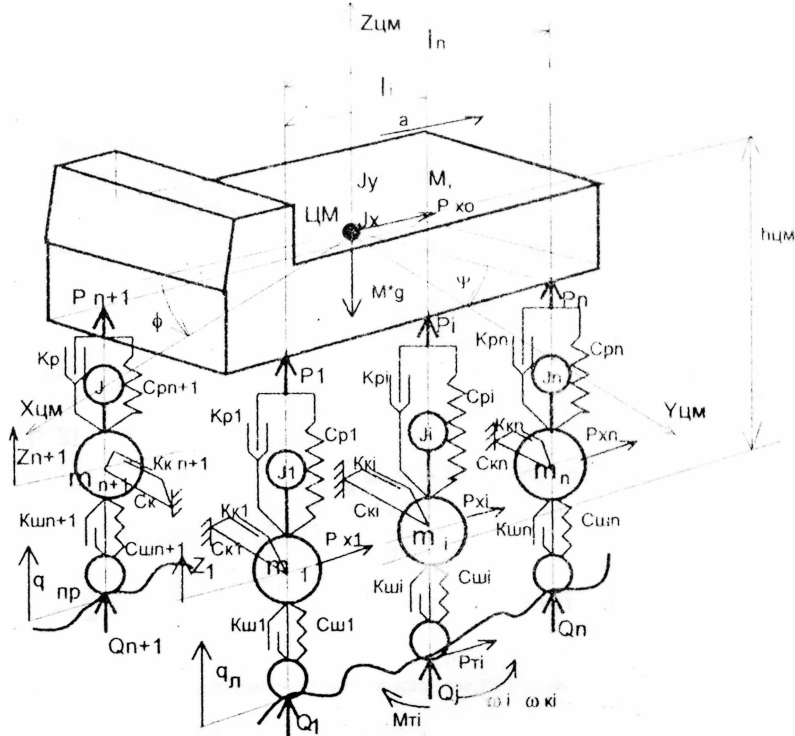


РИС. 1

Математическая модель учитывает кроме вертикальных, продольно и поперечно-угловых колебаний также и работу тормозных механизмов с их

временем задержки, моментами инерций и характеристиками пневматического привода. После проведения детального анализа существующих расчётных моделей было принято решение при моделировании учитывать крутильные колебания шин и колебания направляющего аппарата подвески. Эти колебания могут существенно влиять на картину торможения. С целью определения приведённой крутильной жёсткости и коэффициента демпфирования крутильных колебаний были проведены испытания автобуса ГолАЗ 5225. Усреднённые записи процессов изменения давления и тормозных сил приведены на рисунках 2 и 3. Максимальное отклонение характеристик при повторных замерах не превышает 2%. При дальнейших расчётах в работе использовался алгоритм работы прототипа АБС, разработанной в МГТУ им Н.Э.Баумана. Принимается трёхступенчатая работа АБС, с фазами подъёма, стабилизации и сброса давления. Алгоритм работы АБС двухкритерийный: по величине проскальзывания и по величине замедления-ускорения колеса. Конфигурация АБС принята с индивидуальным управлением каналов.

Система уравнений математической модели приведена далее (2.4).

$$\begin{aligned}
 \frac{d\varpi_x}{dt} &= \frac{1}{J_x} \sum_i Mx(P_i); & \varpi_x &= \frac{d\varphi}{dt} \\
 \frac{d\varpi_y}{dt} &= \frac{1}{J_y} \sum_i My(P_i); & \varpi_y &= \frac{d\psi}{dt} \\
 \frac{dZ_{цм}}{dt} &= \sum_i P_i / M - g; & \ddot{Z}_{цм} &= \frac{dZ_{цм}}{dt} \\
 \frac{dZ_i}{dt} &= \sum_i (Q_i - P_i) / m_i - g; & \dot{Z}_i &= \frac{dZ_i}{dt} \\
 q_{i, \sigma} &= \frac{1}{a_{i, \sigma, 2}} \int_{a_{i, \sigma, 1}}^{1+a_{i, \sigma, 2}} q(l) dl \\
 Q_i &= C u_i \delta u_i + K u_i \delta u_i \\
 P_i &= P_p + P_o + P_m \\
 M m_i &= p_i(t) K m m_i; & p_i(t) &= V_p t; & p_i &\leq P_{\max} \\
 M m_i - P m_i r_{ki} &= J_i \varepsilon_i; & \varepsilon_i &= \frac{d\omega_i}{dt} & \omega_i &= \frac{d\varphi_i}{dt} & P m_{i \max} &= Q_i \mu_{0i}(\lambda_i) \\
 J_i v_i + K \kappa_i v_i + C \kappa_i \eta_i &= M m_i - P m_i r_{ki}; & v_i &= \frac{d\eta_i}{dt} \\
 \mu_{0i}(\lambda_i) &= \mu_i(\lambda_i) + \mu_{i, \sigma}; \\
 P_{x0} &= \sum_i P_{mi} = M \frac{d^2 X_{цм}}{dt^2};
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

Где, P_p, P_o, P_t - усилия от рессоры, амортизатора и сухое трение в подвеске;

$C_{ш}$, $K_{ш}$ - радиальные жёсткость и коэффициент демпфирования шины;
 $\delta_{ш}$ - прогиб шины; a - длина пятна контакта шины с дорогой;
 $q(l)$, $q_{\sigma}(l)$ - координаты микропрофиля реального и сглаженного;
 P_i , Q_i - силы в контакте подвески и кузова и в пятне контакта шины с дорогой
 $Z_{ум}$ - координата центра масс; m_i , M , M_a - неподрессоренная, поддрессоренная и полная масса автомобиля; $M_x(P_i)$, $M_y(P_i)$ - моменты от сил в подвеске относительно продольной и поперечной оси кузова автомобиля;
 J_x , J_y - моменты инерции кузова относительно осей X и Y ; φ , ψ - углы тангажа и крена кузова автомобиля; ω_x , ω_y - угловые скорости поперечно- и продольно-угловых колебаний; V_0 , S_0 - величины начальных скорости и тормозного пути (при пошаговом моделировании); $M_{тi}$ - тормозной момент, обусловленный работой тормозного механизма; p_i , $K_{тi}$ - давление воздуха в тормозном приводе и коэффициент тормозного механизма; V_p - скорость подъёма/сброса давления в тормозном контуре; p_{max} - максимальное давление в тормозном приводе; J_{ki} - момент инерции колеса;
 K_{ki} , S_{ki} - крутильный коэффициент демпфирования и крутильная жёсткость подвески и шины; r_{ki} - радиус качения колеса; P_{ti} - реализуемый тормозной момент; μ_i - текущий коэффициент сцепления под данным колесом;
 λ_i - проскальзывание колеса; ω_i - угловая скорость вращения колеса;

Для нахождения коэффициентов тормозных механизмов и крутильной жёсткости подвески и шины использовался тормозной стенд завода ГолАЗ. После расчёта были получены коэффициенты тормозных механизмов: для передней оси $K_{тm1} = 0.01$ Нм/Па, для задней оси $K_{тm2} = 0.016$ Нм/Па. Приведённые крутильные жёсткости шины и направляющего аппарата подвески для колёс передней оси $S_{k1} = 0.4 \cdot 10^5$ Нм/рад, а задней оси $S_{k1} = 0.9 \cdot 10^5$ Нм/рад.

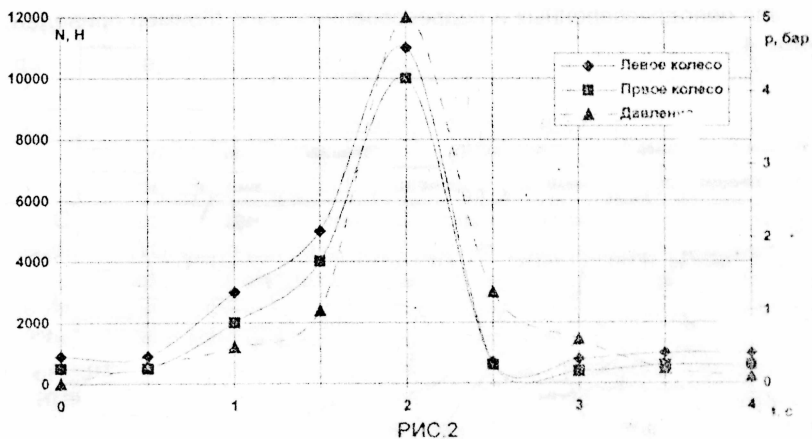


РИС. 2
Замеры тормозной силы и давления в цилиндрах переднего моста

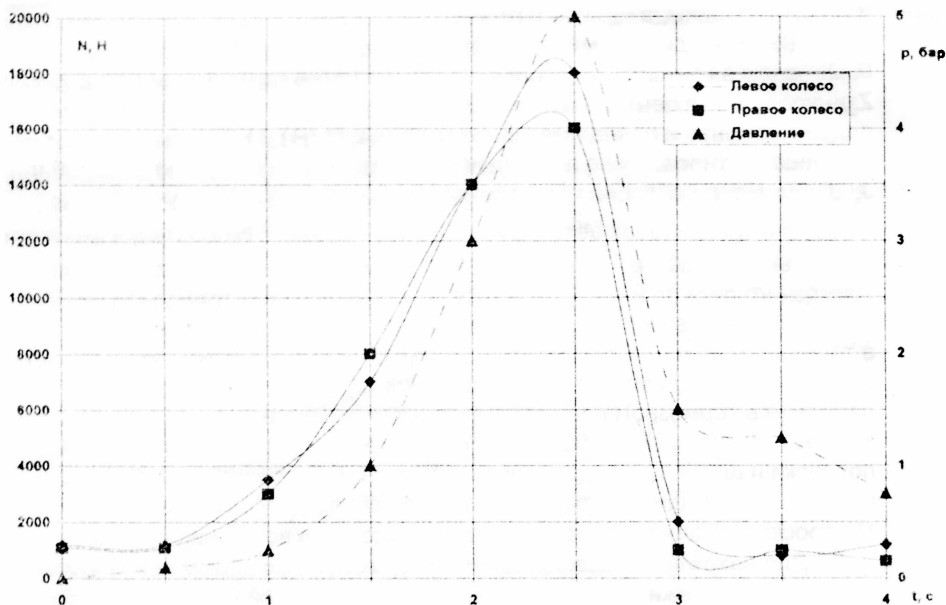


РИС.3

Замеры тормозной силы и давления в тормозном цилиндре заднего моста

После математического моделирования были получены характеристики изменения продольной скорости и замедления, угловой скорости, ускорения колёс, а так же вертикальных координат, скоростей и ускорения неподрессоренных и прдрессоренных масс (пример приведён на рисунке 4).

■ m/c^2 V, м/с

□, мм

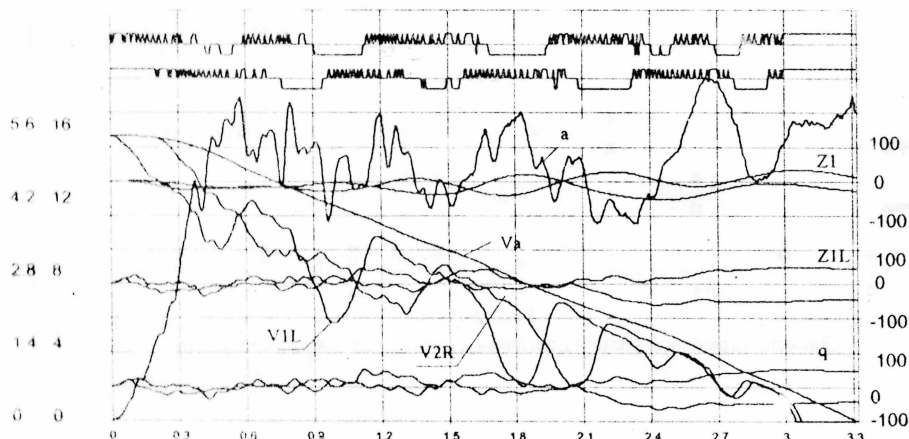


РИС. 4

В главе производится проверка адекватности разработанной математической модели реальному процессу торможения автобуса и его колебаний. С этой целью в разработанную программу закладываются технические параметры автобуса ГолАЗ 5225. Моделирующая программа построена на модульном принципе и включает центральную управляющую программу, управляющую процессом оптимизации, и модули моделирования движения автомобиля, работы тормозной системы, АБС, демпфирующих и упругих элементов.

Опытные заезды автобуса, оборудованного экспериментальной системой АБС, разработанной в МГТУ им. Баумана, осуществлялись на автомобильном полигоне НИЦИАМТ в г. Дмитров. Заезды проводились на сухом асфальте со скорости 60 км/ч на снаряжённом автобусе. Для достижения большей точности расчёта параметров тормозной динамики из опытных данных был рассчитан коэффициент сцепления шин с дорогой. График прогнозируемого коэффициента сцепления строился по точкам с максимальным проскальзыванием и с максимальным коэффициентом сцепления.

Результаты сравнения расчётных и экспериментальных данных приведены в таблице 3. Как видим ошибка моделирования не превышает 13% по показателю тормозной динамики и 6% по показателю виброагруженности. Достаточно высокая погрешность обусловлена постоянно изменяющимися характеристиками дорожного полотна и неточностью оценки коэффициента сцепления.

Таблица 3

Результаты сравнения значений замедления автобуса при реальном торможении и математическом моделировании

№ заезда	Эксперимент		Расчёт,	Ошибка,
	$a, \text{м/с}^2$	$a_{\text{сред}}, \text{м/с}^2$	$a, \text{м/с}^2$	%
1	5.11	5.61	6.32	12.7
2	5.22			
3	5.93			
4	6.18			

С целью проверки правильности моделирования вертикальных колебаний АТС была создана упрощённая двухмассовая математическая модель и построены амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний для порожнего и гружёного состояний автобуса и четырёх типов амортизаторов с коэффициентами демпфирования $k_{\text{ном}}/2$, $k_{\text{ном}}$, $k_{\text{ном}} \cdot 2$, $k_{\text{ном}} \cdot 4$, где $k_{\text{ном}}$ - коэффициент демпфирования базового амортизатора, рассчитанный как среднее значение по характеристикам сжатие-отбой. Расчётная схема математической модели приведена на рисунке 5. Уравнений приведены в системе уравнений 2.5.

Используя предложенную математическую модель и разработанный пакет программ можно провести расчёт любых эксплуатационных показателей транспортного средства. Для проектирования регулируемой

подвески автобуса провести расчёт выбранных эксплуатационных показателей для всех режимов движения и всех возможных вариантов исполнения, причём в каждом случае должна производиться оптимизация законов управления. По приведённым выше данным ясно, что общее число расчётов будет равняться 144 и требовать порядка 17000 часов расчётного времени, что является нереализуемым. Для сужения границ поиска был проведён анализ чувствительности параметров оптимизации при регулировании дополнительного объёма пневморессор и амортизаторов.

$$\begin{aligned}
 W_y, q(S) &= \frac{(K_{uu}S + C_{uu})(C_p + KaS)}{[A] * [mS^2 + (K_{uu} + Ka)S + C_{uu} + C_p] - [C_p + KaS]^2} \\
 W_x, q(S) &= \frac{(K_{uu}S + C_{uu})(C_p + KaS + C_p)}{[A] * [mS^2 + (K_{uu} + Ka)S + C_{uu} + C_p] - [C_p + KaS]^2} \\
 W_y, x(S) &= \frac{(KaS + C_p)}{MS^2 + KaS + C_p} \\
 W_y - x, q(S) &= \frac{-MS^2(K_{uu}S + C_{uu})}{[A] * [mS^2 + (K_{uu} + Ka)S + C_{uu} + C_p] - [C_p + KaS]^2}
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

$$A = MS^2 + C_p + KaS$$

Расчёт показал уменьшение амплитуд вертикальных колебаний при увеличении коэффициента демпфирования и увеличение амплитуд в межрезонансной зоне. Интегральный показатель среднеквадратичных значений виброускорений будет также увеличиваться при росте коэффициента демпфирования амортизатора. Расчёт площадей кривых АЧХ показал ≈20%-ый рост вибронегруженности транспортного средства при увеличении коэффициента демпфирования амортизатора на 100%.

В третьей главе производится анализ влияния регулирования пневморессор и амортизаторов автобуса на его тормозную динамику. С целью сокращения количества вариантов структурных схем систем управления, сравниваемых по эффективности, а также для анализа достигаемых эффектов от регулирования пневморессор и гидроамортизаторов были просчитаны эксплуатационные показатели для четырёх типичных вариантов: базового (№ 1), регулирования дополнительного объёма (ДО) пневморессор (№ 7), регулирования амортизаторов (№ 25) и совместного регулирования ДО пневморессор и амортизатора (№ 31). Для каждого из вариантов 7, 25, 31 была проведена оптимизация параметров и получены законы управления. Рисунки 6 и 7 представляют оптимальные по замедлению законы изменения характеристик амортизаторов в процессе экстренного торможения с максимальной скорости на асфальте снаряжённого и гружёного автобуса оборудованного подвеской по варианту 25.

При оснащении автобуса подвеской по варианту 31 оптимальные законы изменения коэффициента демпфирования имеют тот же характер, что и для варианта 25, но отличаются абсолютными значениями.

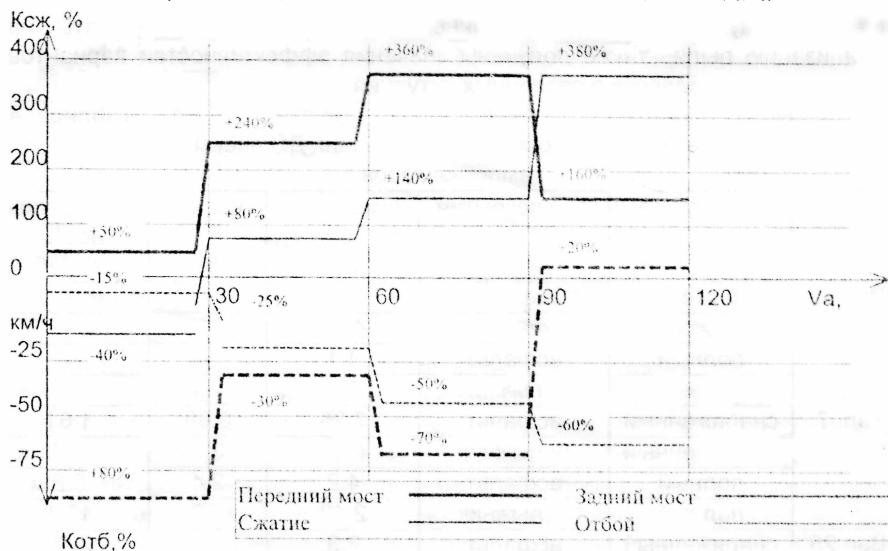


РИС 6.

Оптимальный закон изменения коэффициента демпфирования амортизаторов при торможении на асфальте снаряжённого автобуса с подвеской по варианту 25

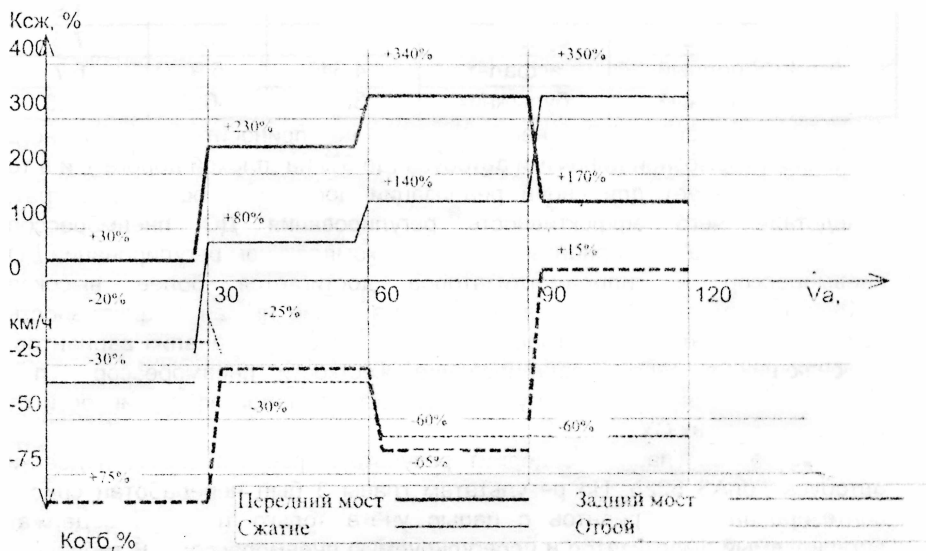


РИС 7.

Оптимальный закон изменения коэффициента демпфирования амортизаторов при торможении на асфальте гружёного автобуса с подвеской по варианту 25

После расчётов с использованием оптимальных законов управления были получены следующие значения замедлений при торможении на асфальте с максимальной скорости в снаряжённом и гружённом состоянии (см. таблицу 4). Используя приведённые в таблице 1 затраты на реализацию были также получены значения эффективностей вариантов регулируемых подвесок в различных ситуациях.

Таблица 4

Сравнение эффективностей регулирования ДО пневморессор и амортизаторов

Вар	Состояние	Тип покрытия	Замедлени е, м/с ²	Эффект , %	Эффектив- ность, %/руб
Вар.1	снаряжённый	асфальт	7.20	-	-
	снаряжённый	булыжник	4.53	-	-
	полный	асфальт	4.1	-	-
	полный	булыжник	2.3	-	-
Вар. 7	снаряжённый	асфальт	7.25	0.69	1.61
	снаряжённый	булыжник	4.68	3.3	7.7
	полный	асфальт	4.2	2.4	5.6
	полный	булыжник	2.42	5.2	12.1
Вар.25	снаряжённый	асфальт	7.3	1.4	2.57
	снаряжённый	булыжник	4.81	6.2	11.4
	полный	асфальт	4.3	4.8	8.8
	полный	булыжник	3.11	35.2	64,7
Вар.31	снаряжённый	асфальт	7.32	1.67	1.9
	снаряжённый	булыжник	4.83	6.6	7.5
	полный	асфальт	4.34	5.9	6.7
	полный	булыжник	3.14	36.5	41.6

Регулирование ДО пневморессоры не приносит существенного улучшения тормозной динамики автобуса (до 3% на „плохой дороге“), и в то же время требует для своей реализации достаточно больших затрат, вследствие чего эффективность регулирования ДО пневморессор достаточно низка (см варианты 7 и 31). При комплексном регулировании ДО пневморессор и гидроамортизаторов достигается более высокая эффективность торможения, в тоже время более низкая эффективность использования этой СУ. В главе делается вывод, что анализ вариантов, включающих в себя регулирование жёсткости пневморессор при дальнейших расчётах не требуется, вследствие малой эффективности от применения таких СУ.

Четвёртая глава содержит результаты расчёта схемы подвески автобуса ГолАЗ 5225. По результатам главы 3 был переработан список синтезированных вариантов с целью учёта только тех, что содержат регулируемый амортизатор и нерегулируемую пневморессору. В таблице 5 приведены анализируемые варианты с рассчитанными затратами на их реализацию. При анализе вариантов использовались законы управления,

приведённые в главе 3, а так же формулы для расчёта показателей эффекта и эффективности систем, приведённые в главе 1.

Таблица 5

Варианты, синтезированные для подбора к автобусу ГолАЗ 5225

№	AM 1	AM 2	Затраты, руб	Эффект, %	Эффективность, %/р.
3	1	0	2312,00	4.183	1.809
5	2	0	2856,00	6.207	2.173
35	0	1	3536,00	5.925	1.676
13	1	1	4896,00	9.567	1.954
15	2	1	5440,00	10.375	1.907
36	0	2	4080,00	8.911	2.184
23	1	2	5440,00	12.238	2.25
25	2	2	5440,00	14.784	2.718

Результаты расчётов, приведённые в таблице 5 показывают, что варианты, обладающие наибольшей эффективностью включают регулируемые по скорости, состоянию загрузки и типу дорожного полотна гидроамортизаторы, причём эффективность варианта с регулированием амортизаторов заднего моста на 0.5 % выше варианта с регулированием амортизаторов переднего моста и на 24 % хуже варианта комплексного регулирования амортизаторов обоих мостов. Последний вариант (№ 25) рекомендуется к реализации для городского автобуса ГолАЗ 5225 как наиболее эффективный по тормозной динамике. Этот вариант показывает на 12 % большее замедление чем базовое исполнение подвески.

ВЫВОДЫ

- 1).Проектируемая с использованием предложенной методики и математической модели пневматическая регулируемая подвеска автобуса с АБС является оптимальной по плавности хода и по тормозной динамике. Улучшение комплексного показателя эффекта от реализации регулирования подвески составит 32% по сравнению с базовым вариантом.
- 2).Разработана методика, которая может служить основой для проектирования регулируемых подвесок, оптимальных по замедлению при экстренном торможении и по вибронегативности при равномерном движении и, таким образом, существенно показатели транспортного средства: увеличение замедления до 6% при торможении на асфальте и до 36% - на булыжнике по сравнению с базовым вариантом.
- 3).Введение крутильной податливости шин, моста и направляющего аппарата подвески обязательно для адекватного моделирования торможения транспортного средства. Неучёт этих величин приводит к росту ошибки расчёта максимального замедления на 10%, а ошибки расчёта средних квадратичных значений виброускорений на 14%.
- 4).Выполненное в работе математическое моделирование показывает нецелесообразность регулирования пневматических рессор по сравнению с регулированием амортизаторов вследствие высокой себестоимости и

низкого эффекта. Эффективность данного варианта регулирования ниже на 60% эффективности варианта регулирования амортизатора.

5). Законы регулирования гидроамортизатора отличаются для различных состояний загрузки на $\approx 5\%$. При этом увеличение показателя тормозной динамики составляет также порядка 5% по сравнению с вариантом без регулирования амортизатора по состоянию загрузки. Вследствие небольших затрат на реализацию варианта с регулированием по состоянию загрузки расчетная эффективность у этих вариантов на 8% на один рубль затрат больше, чем у вариантов без регулирования по состоянию загрузки.

6). Проведённые стендовые испытания позволили определить характеристики работы тормозных контуров, тангенциальной податливости шин и приведённой тангенциальной податливости направляющего аппарата подвески. Для проверки адекватности моделирования торможения автобуса были также проведены дорожные испытания автобуса ГолАЗ 5225. Ошибка моделирования составила до 12% по замедлению и 6% по виброускорениям.

7). Решение задачи синтеза оптимальной схемы регулируемой пневматической подвески автобуса ГолАЗ 5225 показало, что вариант с регулированием амортизаторов всего автобуса и регулированием амортизаторов заднего моста имеют один порядок комплексного параметра эффективности (порядка 30%) и могут быть предложены к реализации.

Содержание диссертации отражено в следующих печатных работах:

1. Ключкин Г.Г. Функциональное макропроектирование микропроцессорных систем управления автомобилей - М.: Учебная литература, 1996. - 34 с.

2. Бородин В.П., Ключкин Г.Г. Методика макропроектирования систем управления подвеской. // Автомобильная промышленность. -1998. - №2. - С.29-31

3. Ключкин Г.Г. Проектирование оптимальной по плавности хода и тормозной динамике пневматической подвески автобуса, оборудованного антиблокировочной системой тормозов // Автомобильная промышленность. -1998. - №9. - С.25 - 27

4. Ключкин Г.Г., Бородин В.П. Методика проектирования систем управления пневмоподвеской // Материалы конференций ААИ. -Дмитров, 1997. -С.87-89

5. Ключкин Г.Г. Проектирование оптимальной по плавности хода и тормозной динамике пневматической подвески автобуса, оборудованного антиблокировочной системой тормозов // Материалы конференций ААИ. -Дмитров, 1999. - С.94-95

Тип. МГТУ. Заказ 53 тираж 100 экз. Подписано к печати 10.05.99г.
Объем 1 п.л.

Ротапринт МГТУ. 107005, Москва В-5, 2-я Бауманская, д.5