

## **КОМБИНИРОВАННОЕ УПРАВЛЕНИЕ УПРУГИМИ И ДЕМПФИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА**

**Подзоров А.В.**

*Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия, e-mail: legionerpav@gmail.com*

Статья посвящена исследованию плавности хода транспортного средства (ТС), оснащенного системой поддрессоривания с комбинированным управлением упругими и демпфирующими элементами. Разработана пространственная математическая модель ТС, удовлетворяющая требованиям адекватности реальному объекту. Представлены результаты компьютерного моделирования движения ТС с управляемой и пассивной системами поддрессоривания по случайному микропрофилю.

**Ключевые слова:** управляемая система поддрессоривания, плавность хода, гидропневматическая рессора (ГПР), дорожные испытания, пространственная математическая модель, транспортное средство.

## **COMBINED CONTROL OF SPRINGING AND DAMPING ELEMENTS OF THE VEHICLE SUSPENSION SYSTEM**

**Podzorov A.V.**

*The Volgograd state technical university, Volgograd, Russia, e-mail: legionerpav@gmail.com*

The article is devoted to research of a vehicle ride comfort, equipped the suspension system with combined control of springing and damping elements. The spatial mathematical model of a vehicle which meets the requirements of adequacy to real object was developed. The results of the computer simulation of movement of the vehicle with controllable and passive suspension systems on stochastic microprofile are presented.

**Key words:** controllable suspension system, ride comfort, hydropneumatic spring, road tests, spatial mathematical model, vehicle.

Пассивные системы поддрессоривания с неизменяемыми в процессе эксплуатации упругими и демпфирующими характеристиками, если не считать изменения, связанные с износом, нагревом и выходом из строя, являются наиболее распространенными на существующих ТС. Данное обстоятельство обусловлено в основном сравнительно простой и надежной конструкцией, а также отсутствием потребности во внешнем источнике энергии. Однако потенциальные возможности таких систем в удовлетворении растущих требований со стороны плавности хода весьма ограничены и практически достигли своего предела. В связи с этим существует необходимость изыскания новых путей повышения плавности хода ТС, в том числе и за счет применения различных вариантов управляемых систем поддрессоривания [5], позволяющих изменять упругие и демпфирующие характеристики по заданному алгоритму во время движения. Эти системы хоть и удорожают общую стоимость ТС, а также усложняют конструкцию, но в тоже время позволяют существенно улучшить плавность хода.

Из числа известных вариантов управляемых систем поддрессоривания можно выделить полуактивные системы [6], являющиеся наиболее оптимальными с точки зрения повышения плавности хода (преимущество перед пассивными системами поддрессоривания), энергопотребления и сложности конструктивного исполнения (преимущество перед активными системами поддрессоривания). Под полуактивными системами поддрессоривания понимаются такие системы, в которых внешняя энергия расходуется

только на изменение параметров, входящих в нее по сути пассивных упругих и демпфирующих элементов, а именно на изменение их упругодемпфирующих свойств.

В данной статье исследовалась эффективность работы системы подрессоривания с комбинированным управлением упругодемпфирующими элементами (ГПР) при движении ТС по случайному микропрофилю. Используемый алгоритм управления демпфирующим элементом ГПР можно представить аналитически следующей системой:

$$r_{si} = \begin{cases} r_1, & (\dot{z}_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{\zeta}_i) > 0) \ \& \ (-\dot{\zeta}_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{\zeta}_i) > 0); \\ r_2, & (\dot{z}_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{\zeta}_i) > 0) \ \& \ (-\dot{\zeta}_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{\zeta}_i) \leq 0); \\ r_3, & (\dot{z}_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{\zeta}_i) \leq 0) \ \& \ (-\dot{\zeta}_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{\zeta}_i) > 0). \end{cases} \quad (1)$$

где  $\dot{z}_i, \dot{\zeta}_i$  – вертикальные скорости подрессоренной и неподрессоренной масс,  $r_{si}$  – текущий коэффициент сопротивления ГПР,  $r_1, r_2, r_3$  – коэффициенты переменного сопротивления ГПР, причем  $r_1 > r_2 > r_3$ ,  $i$  – номер ГПР.

В качестве закона управления упругим элементом был предложен алгоритм, суть которого заключается в изменении упругодемпфирующих свойств ГПР, посредством коммутации двух объемов газовой полости в зависимости от текущих значений вертикальных скоростей подрессоренной и неподрессоренной масс. Эффективность данного алгоритма была также исследована на модели автобуса с управляемыми упругими элементами низкого давления в виде резинокордных пневматических рессор [3, 4].

Используя уравнение упругой характеристики пассивного гидропневматического элемента [2], можно получить упругую характеристику гидропневматического элемента с изменяемыми упругодемпфирующими свойствами, которая будет рассчитываться по следующей формуле:

$$F_{ui} = p_{iz} \cdot \left( \frac{V_o}{V_o + F_p \cdot \lambda_{ji}} \right)^k \cdot \left( \frac{V_o + V_d + F_p \cdot \lambda_{ji}}{V_o + V_d + F_p \cdot (z_i - \zeta_i)} \right)^k \cdot F_p \quad (2)$$

где  $F_{ui}$  – упругая сила ГПР,  $p_{iz}$  – начальное избыточное давление в ГПР,  $k$  – показатель политропы,  $F_p$  – площадь поршня ГПР,  $V_o, V_d$  – основной и дополнительный объемы газовой полости ГПР,  $\lambda_{ji}$  – деформация ГПР, соответствующая моменту подключения/отключения дополнительного объема.

Алгоритм управления пневматическим упругим элементом за счет изменения его рабочего объема можно представить аналитически следующей системой:

$$V_i = V_o + F_p \cdot (z_i - \zeta_i) + \begin{cases} V_d, & \dot{z}_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{\zeta}_i) \leq 0; \\ V_d, & (\dot{z}_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{\zeta}_i) > 0) \ \& \ (|z_i - \zeta_i| > |\lambda_{ji}|); \\ 0, & (\dot{z}_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{\zeta}_i) > 0) \ \& \ (|z_i - \zeta_i| \leq |\lambda_{ji}|). \end{cases} \quad (3)$$

где  $V_i$  – текущий объем газовой полости  $i$ -ой ГПР.

Исследование эффективности работы системы подрессоривания с комбинированным управлением упругими и демпфирующими элементами проводилось с использованием апробированного программного комплекса ФРУНД [1]. Данный программный

комплекс использовался при создании автомобиля ЗИЛ 32501, спортивного автомобиля КАМАЗ, легкового автомобиля ВАЗ 2123 и других машин, он также используется при проектировании и доводке различных механических систем в подразделениях ряда отечественных машиностроительных заводов. С помощью данной системы была сформирована пространственная многомассовая модель ТС, общий вид расчетной схемы которой представлен на рисунке 1.

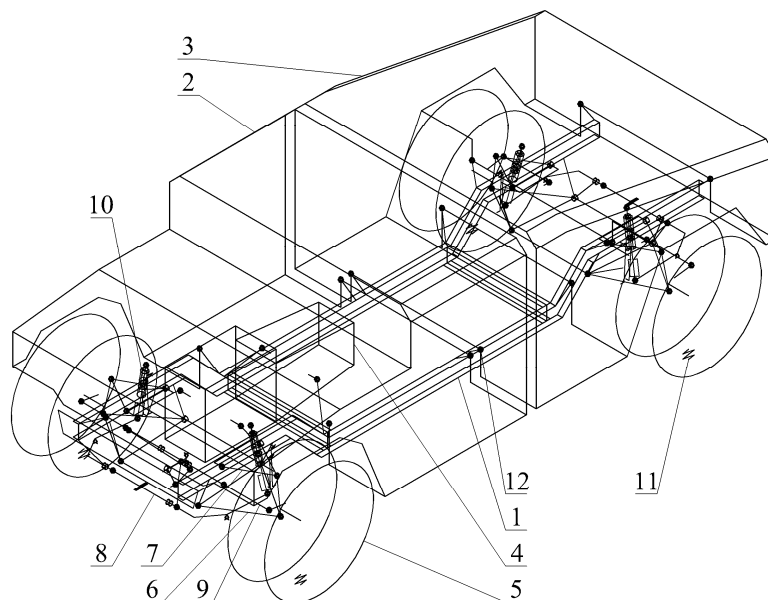


Рис. 1. Общий вид расчетной схемы транспортного средства

ТС представляет собой двухосный автомобиль повышенной проходимости с независимыми передней и задней подвесками, капотной компоновки, колесной формулы 4x4. Модель состоит из абсолютно твердых тел, а именно рамы 1, кабины 2, фургона 3, силового агрегата 4, колес 5, поперечных рычагов 6 и 7, половинок стабилизаторов поперечной устойчивости 8, тяг 9. Твердые тела соединены между собой и дорогой упругими и демпфирующими элементами: гидропневматическими рессорами (ГПР) 10, шинами 11, а также различными кинематическими парами 12. Модель системы поддрессоривания точно воспроизводит геометрию передней и задней подвесок реального объекта со всеми степенями свободы и связями.

Для проверки адекватности разработанной математической модели было проведено сопоставление расчетных данных с экспериментальными, полученными в ходе дорожных испытаний ТС с пассивной (неуправляемой) системой поддрессоривания. Экспериментальные данные в виде спектральных плотностей и СКЗ вертикальных ускорений кабины на месте сидения водителя были получены в результате замеров при прямолинейном движении по специальной дороге из булыжника удовлетворительного качества, что соответствует дорогам 2-й категории (ОСТ 37.001.275-84 – «Автотранспортные средства. Методы испытаний на плавность хода») с постоянной скоростью 55 км/ч.

Методика расчетных исследований строилась по аналогии с методикой экспериментальных измерений при дорожных испытаниях. В качестве функции возбуждения была выбрана реализация микропрофиля дороги из булыжника удовлетворительного качества.

На рисунке 2 представлены графики расчетных 1 и экспериментальных 2 спектральных плотностей вертикальных ускорений кабины на месте сидения водителя при прямолинейном движении ТС с пассивной системой поддрессоривания по дороге из бу-

лыжника удовлетворительного качества с постоянной скоростью 55 км/ч.

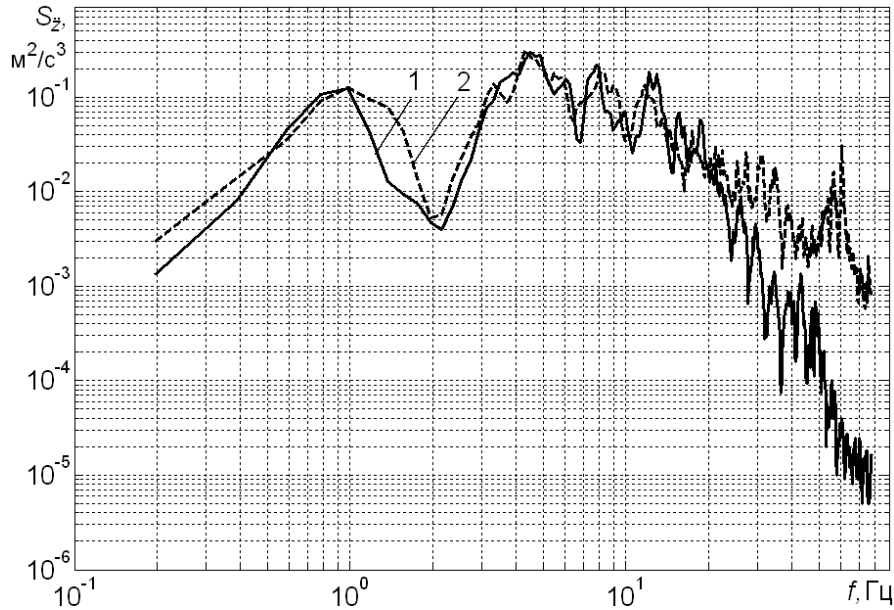


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные спектральные плотности вертикальных ускорений кабины ТС на месте сидения водителя:  
1 – расчет ( $СКЗ=1,27 \text{ м/с}^2$ ), 2 – эксперимент ( $СКЗ=1,37 \text{ м/с}^2$ )

В таблице 1 представлены экспериментальные и расчетные СКЗ вертикальных ускорений кабины ТС на месте сидения водителя в 1/3 октавных полосах частот.

**Таблица 1**

Расчетные и экспериментальные СКЗ вертикальных ускорений кабины ТС на месте сидения водителя,  $\text{м/с}^2$  (1 – расчет, 2 – эксперимент)

$f_{\Gamma}$ , Гц	0,80	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50	16,00	20,00
1	0,144	0,154	0,091	0,043	0,041	0,064	0,203	0,384	0,434	0,380	0,459	0,316	0,556	0,350	0,318
2	0,133	0,157	0,136	0,091	0,046	0,086	0,239	0,371	0,432	0,397	0,463	0,377	0,478	0,316	0,300
$\delta$ , %	8,3	1,9	33,1	52,7	10,9	25,6	15,1	3,5	0,5	4,3	0,9	16,2	16,3	10,8	6,0

$f_{\Gamma}$  – среднегеометрические частоты,  $\delta = (\text{эксперимент} - \text{расчет} / \text{эксперимент}) \cdot 100\%$ .

Сопоставление графических зависимостей спектральных плотностей вертикальных ускорений, а также СКЗ вертикальных ускорений в 1/3 октавных полосах частот, полученных расчетным и экспериментальным путями, показывает приемлемую сходимость в диапазоне частот 0,7-22,4 Гц для рассматриваемого режима движения ТС. Среднее отклонение расчетных ускорений от экспериментальных не превышает 15%, что для случайного характера процесса вполне допустимо. Исходя из этого, можно заключить, что пространственная многомассовая модель ТС удовлетворяет требованиям адекватности реальному объекту и может быть использована для дальнейших расчетов.

Далее было проведено моделирование движения ТС, оснащенного системой подпрессоривания с комбинированным управлением ГПР, при аналогичных условиях движения. Результаты моделирования изображены на рисунке 3 и сведены в таблицу 2.

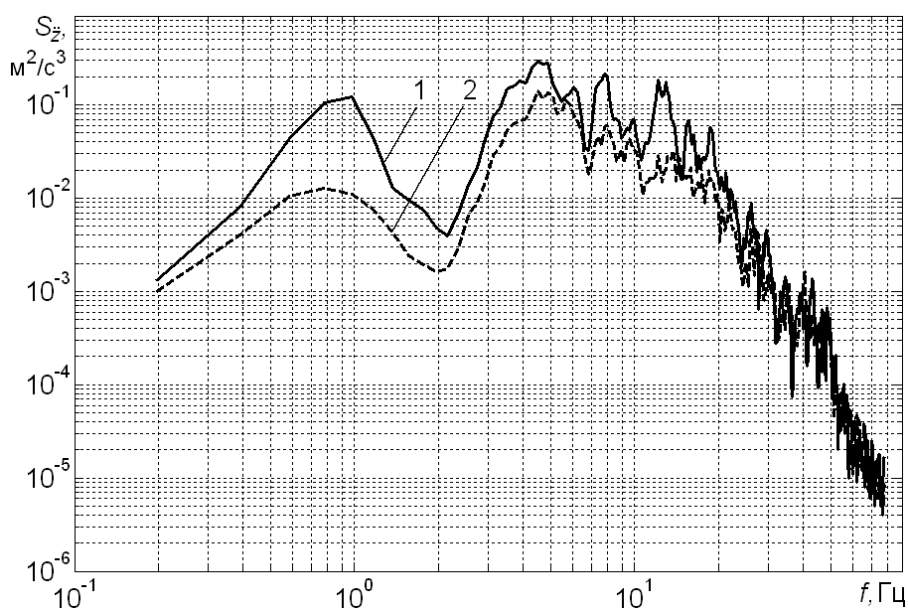


Рис. 3. Расчетные спектральные плотности вертикальных ускорений кабины ТС на месте сидения водителя:

1 – пассивная система поддрессоривания ( $SK3=1,27 \text{ м/с}^2$ ), 2 – управляемая система поддрессоривания ( $SK3=0,81 \text{ м/с}^2$ )

**Таблица 2**

Расчетные СКЗ вертикальных ускорений кабины ТС на месте сидения водителя,  $\text{м/с}^2$  (1 – пассивная система поддрессоривания, 2 – управляемая система поддрессоривания)

$f_{\Gamma}$ , Гц	0,80	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50	16,00	20,00
1	0,144	0,154	0,091	0,043	0,041	0,064	0,203	0,384	0,434	0,380	0,459	0,316	0,556	0,350	0,318
2	0,050	0,046	0,038	0,022	0,026	0,043	0,125	0,243	0,326	0,307	0,258	0,236	0,253	0,245	0,203
$\delta$ , %	65,3	70,1	58,2	48,8	36,6	32,8	38,4	38,0	24,9	19,2	43,8	25,3	54,5	30,0	36,2
$\delta = (\text{пассивная-управляемая/пассивная}) \cdot 100\%$ .															

Из анализа результатов моделирования можно констатировать значительное повышение плавности хода ТС, оснащенного управляемой системой поддрессоривания. Снижение вертикальных ускорений кабины на месте сидения водителя для рассмотренного режима движения составило в среднем 40 %, что для данного класса управляемых систем поддрессоривания является в принципе предельным значением.

Подводя итоги можно отметить, что система поддрессоривания с комбинированным управлением упругими и демпфирующими элементами являются весьма эффективной с точки зрения снижения динамической нагруженности поддрессоренных частей ТС, что в совокупности с низким энергопотреблением делает ее весьма конкурентоспособной. Представленные в работе результаты исследования и законы управления упругими и демпфирующими элементами могут служить основой для создания конструктивно относительно простых управляемых систем поддрессоривания.

## Список литературы

1. Горобцов А. С., Карцов С. К., Кушвид Р. П. Комплекс ФРУНД – инструмент исследования динамики автомобиля // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 4. – С. 27-28.
2. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. – Л.: [б. и.], 1963. – 316 с.
3. Подзоров Ал. В. Исследование управляемой системы поддрессоривания автобуса посредством пространственной математической модели // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы": межвуз. сб. науч. ст. ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – Вып. 3, № 10. – С. 67-73.
4. Подзоров Ал. В., Горобцов А. С., Ляшенко М. В. Математическая модель управляемой системы поддрессоривания АТС // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 9. – С. 16-19.
5. Савченко А. Современные активные подвески легковых автомобилей // Автостроение за рубежом. – 2008. – №2. – С. 13-15.
6. Fischer D., Isermann R. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions // Control Engineering Practice. – 2004. – Vol. 12. – pp. 1353–1367.

### Рецензенты:

Герасун В.М., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Сопротивление материалов и детали машин» Волгоградской государственной сельскохозяйственной академии, г. Волгоград.

Новиков В.В., д.т.н., профессор, заместитель директора по учебной работе НОУ СПО «Волгоградский колледж газа и нефти» ОАО «Газпром», г. Волгоград.

**Работа получена 09.08.2011.**