

Б.Н. Белоусов д.т.н., С.Д. Попов к.т.н., И.В. Федотов,
НПЦ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана

«Обоснование алгоритмов управления активной подвеской».

Высокий уровень востребованности автомобиля, как средства передвижения предъявляет все более высокие требования к показателю производительности автомобиля, как к основному параметру оценки конкурентоспособности автомобиля. Одним из определяющих факторов производительности автомобиля является средняя скорость движения на маршруте, которая является ограниченной и определяется совокупностью условий движения и техническими характеристиками ТС.

Анализируя ограничения средней скорости движения на маршруте, можно выделить два основных типа ограничений: Прямые (ограничения по силе тяги) и Косвенные:

Ограничения I-й группы:

- ❖ Прямые ограничения
- ❖ Ограничения по силе тяги

Ограничения II-й группы:

- ❖ Ограничения, связанные с кинематикой трансмиссии
- ❖ Ограничения по опасности возникновения неуправляемого движения
- ❖ *Ограничения по управляемости автомобиля (способность ТС двигаться по заданной траектории при заданных скоростях)*
- ❖ *Ограничения вследствие возникновения предельных ускорений корпуса автомобиля при движении по неровностям, которые могут привести к утомляемости, травмам персонала, а также выходу из строя оборудования и повреждению перевозимого груза.*

Среди косвенных ограничений, превалирующих над прочими, следует выделить ограничения по управляемости автомобиля и ограничения по плавности хода и виброн нагруженности. Можно сказать, что одним из основных потребительских свойств колесных машин является плавность хода, поскольку оказывает непосредственное влияние на трудоспособность и здоровье экипажа и пассажиров, а также сохранность перевозимого груза и производительность автомобиля в целом.

Данным аспектом можно объяснить растущую тенденцию, ко все более широкому распространению регулируемых и управляемых систем поддрессирования, в мировом автомобилестроении.

Перед НПЦ СМ МГТУ им. Баумана была поставлена задача создания длинноходной подвески, обеспечивающей движение транспортных средств по всем видам дорог и местности. На 1-м этапе исследования этой задачи проведен анализ достижений в теории и практике современного автомобилестроения.

Теоретические аспекты активных виброзащитных систем для общего случая поддрессирования твердого тела, а также частных случаев, например для подвески сиденья водителя, исследовали многие ученые такие как: Балагуа В.Я., Гайцгори М.М., Генкин М.Д., Яблонский В.В., Елисеев С.А., Иносов С.В., Синев А.В., Фурман Ф.А и др. Примениельно к автомобилям данное направление совершенствования систем подрес-

соривания исследовали Кольцов В.И., Фурунжиев Р.И., Останин А.Н. Шарапов. И многие зарубежные исследователи как Саттон, Томпсон, Изерман и др.

Существует множество схемных решений управляемых подвесок. Однако, все многообразие можно классифицировать по небольшому числу взаимонезависимых признаков. С этой целью проф. Ф. Цвикки был предложен морфологический анализ и синтез технических решений (при помощи морфологической матрицы схемных решений).

По предложенной классификации можно выделить две большие группы регулируемых подвесок – со статическим и динамическим управлением (см. рис1).

Обзор конструкций регуляторов уровня в т.ч. с изменением номинала статического хода, относящихся к системам статичного регулирования, был проведен Акоюном Р.А. Сюда же следует отнести подвески с регулируемым амортизаторам впервые примененные на а/м Мерседес 600 в 60-х годах и 2-х объемные подвески с управлением по способу Густомясова А.Н. Основной режим работы – нерегулируемый пассивный.

Под динамическим регулированием здесь понимается управление колебаниями подрессоренной массы посредством переменного во времени дополнительного силового воздействия на корпус автомобиля со стороны подвески (значение компенсирующего воздействия определяется алгоритмом управления).

В работах иностранных авторов, в частности Редфилда (Redfild R.C. Performance of Low-bandwidth, semi-active damping concepts for suspension control/Vehicle System Dynamics), и отечественных авторов, в частности в работе Сухорукова, посвященной, управлению демпфирующими элементами БГМ приведена классификация систем подрессоривания по широте рабочего частотного диапазона. (рис.1).



Различие управляемых систем в данной классификации: широта рабочего частотного диапазона внешних возмущений, при котором система поддрессоривания «активно» управляет силами для обеспечения требуемого качества. В работах Редфилда, данный подход также распространяется и на пассивные управляемые системы поддрессоривания.

Конструктивно, активные подвески могут быть двух принципиально различных типов (рис. 1):

- В подвесках первого типа отсутствуют пассивные упруго-демпфирующие элементы, при этом корпус автомобиля связывается с колесами посредством неупругих звеньев, имеющих возможность изменения хода подвески по управляющему сигналу. Данные системы, как правило, являются системами с широким частотным рабочим диапазоном.
- В подвесках второго типа присутствуют пассивные упруго-демпфирующие элементы, вызывающие переменное усилие в подвеске.

Исследователями отмечается, что наилучшими, с точки зрения плавности хода являются активные подвески без упругодемпфирующих элементов. В этом случае подвеска выполняет функцию перемещения корпуса КМ по оптимальной траектории, вычисляемой по заложенному алгоритму. Однако трудности практической реализации такого типа подвесок, не позволяют использовать их в серийном производстве. Кроме того, надежность таких систем невысока.

В свою очередь активные подвески с пассивными упруго-демпфирующими элементами имеют в своей основе пассивную подвеску, со свойственными ей двумя резонансами, и как правило, являются системами с узким частотным диапазоном. В этом случае, плавность хода полностью зависит от алгоритма, заложенного в САУ. Теоретически возможно создание активной подвески такого типа идентичной по обеспечению плавности хода с идеальной активной подвеской без упругодемпфирующих элементов. Этот тип подвесок имеет меньшие энергозатраты на привод активных элементов (за счет сужения раб. диапазона), имеет меньшее требуемое быстродействие системы, и большую надежность, т.к. при выходе из строя системы управления, система поддрессоривания продолжает работу в пассивном режиме.

Примером практического применения подобных активных систем управления с узким частотным диапазоном является подвеска ABC (Active Body Control) разработанная фирмой Automotive Mannesmann Sachs для концерна Daimler Chrysler, впервые серийно установленная на купе Mercedes –Benz CL(W215), в котором активное управление создается за счет плунжера, в который упирается верхний виток пружины подвески.

Качество работы активной подвески зависит от алгоритма, заложенного в САУ. Алгоритмы управления в подвесках с динамическим могут быть весьма разнообразны. В частности, оптимизацией алгоритмов занимались Фурунжиев и Останин. По результатам проведенного анализа существующих алгоритмов и базовых принципов построения вброзащитных систем, наибольший интерес с точки зрения практической реализации представляют следующие принципы управления:

- «стабилизация динамических сил»
- «инерциальный демпфер»
- принцип регулятора.

Схематически, вышесказанное представлено на рис. 2.

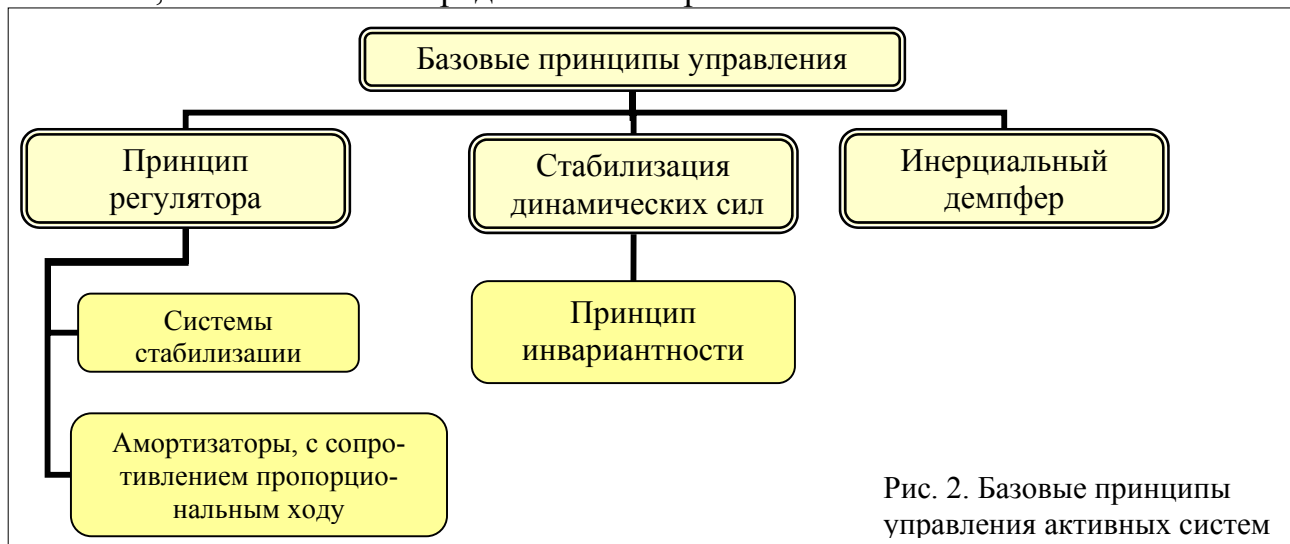


Рис. 2. Базовые принципы управления активными системами

Принцип регулятора реализован в различных системах стабилизации, регулирование производится по отклонению фазовых координат. Недостатком этого метода является трудность создания быстродействующих систем управления.

С точки зрения виброзащиты, представляют большой интерес системы с наличием воздействия по возмущению, который характеризуется использованием явлений компенсации возмущений. Математическим выражением которого стал принцип инвариантности, развитый такими учеными как Щипанов, Лузин, Кулебакин, Кухтенко, Ивахненко, Кузнецова. Оба указанных принципа работы систем управления не противоречат один другому, а их синтез породил в теории управления направление комбинированного управления.

Подводя итог, можно сформулировать следующие требования к алгоритмам АСУ подвески колесного шасси:

1. Алгоритм управления должен обеспечивать принцип раздельного управления: Управление по возмущению, при малых отклонениях. Управление, по отклонению фазовых координат, при существенных отклонениях. Что способствует повышению плавности хода, при малых колебаниях, и повышению устойчивости и снижению утомляемости, при больших амплитудах колебаний.
2. Система уравнений, описывающих движение системы, должна быть по возможности простой, с тем, чтобы уменьшить время расчета оптимальных воздействий, а соответственно, повышения быстродействия системы.

Для определения информационного поля требуемого для работы алгоритма системы управления решим задачу оптимального управления, для линеаризованной системы, описываемой векторным дифференциальным уравнением вида, пренебрегая действием шумов:

$$\frac{dX(t)}{dt} = A(t)X(t) + B(t)u(t) \quad (1)$$

В нашем случае, качество управления будем считать удовлетворительным, если такие характеристики, как время переходного процесса, величина перерегулирования, к-т затухания и средняя квадратическая ошибка, остаются в заданных пределах. В этих условиях, наиболее подходящим критерием оптимальности системы рекомендуют выбирать квадратичный функционал.

Для учета энергии затрачиваемой на управление и с тем чтобы реализовать принцип регулятора, рассмотрим в качестве критерия оптимальности квадратичный функционал следующего вида:

$$J = \int_{t_0}^{t_1} [u^T(t)R(t)u(t) + X^T(t)Q(t)X(t)]dt \quad (2)$$

где,

$\int_{t_0}^{t_1} u^T(t)R(t)u(t)dt$	– мера энергии затрачиваемой на управление	$\int_{t_0}^{t_1} X^T(t)Q(t)X(t)dt$	– отклонение фазовых координат
-------------------------------------	--	-------------------------------------	--------------------------------

Данная система позволяет выработать управляющие воздействия, не только снижающие колебания корпуса КМ, но и обеспечивающие его горизонтирование, что способствует повышению устойчивости движения.

В соответствии с выведенными требованиями к системе уравнений, в качестве упрощения системы, линеаризуем ее, учитывая малость углов отклонения корпуса:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega_x}{dt} = \frac{1}{J_x} U_1 \\ \frac{d\omega_y}{dt} = \frac{1}{J_y} U_2 \\ \frac{dv_{cz}}{dt} = \frac{1}{M_{подп}} U_3 - g \\ \dot{\gamma}_x = \omega_x \\ \dot{\alpha}_y = \omega_y \end{array} \right. \quad \text{где:}$$

U_1, U_2, U_3 – управляющие моменты, создаваемые упругодемпфирующими элементами подвески относительно осей X, Y, и в вертикальном направлении (Z);

γ, α – углы отклонения корпуса соответственно в поперечно-вертикальной плоскости (относительно оси X) и в продольно-вертикальной плоскости (относительно оси Y);

V_z – скорость подрессоренной массы в вертикальной плоскости;

$J_x; J_y$ – моменты инерции корпуса автомобиля относительно осей X и Y соответственно;

g – ускорение свободного падения.

Представленная САУ может быть разбита на 3 независимых канала управления: 2 канала – обеспечивающих гашение угловых колебаний корпуса и его стабилизацию и один канал – по гашению его вертикальных колебаний.

Для проверки идеи, была создана компьютерная имитационная модель, на которой было реализовано найденное оптимальное управление. Сравнительные испытания на которой, показали, значительное улучшение показателей плавности хода. Так, дисперсия виброускорения уменьшилась в 2.7. раза. Графики спектральной плотности виброускорений на месте водителя приведены на рис.3.

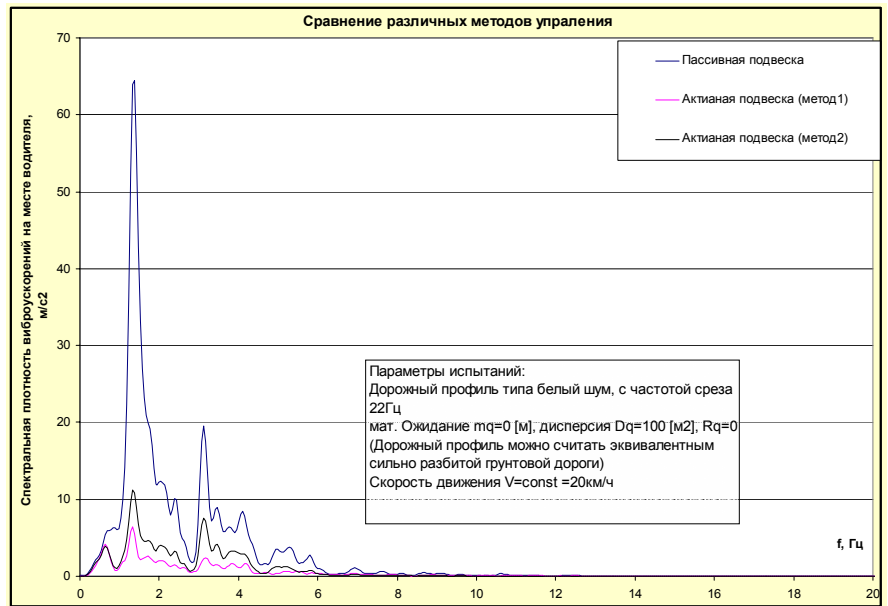


Рис.3 Сравнение различных методов управления.

Проводя октавный анализ, можно сделать заключение, что наиболее эффективно данная система работает в области низких частот. И наглядно показано, что используя активную подвеску, можно повысить максимальную скорость движения по местности, ограничиваемую по критерию плавности хода см. рис.3.

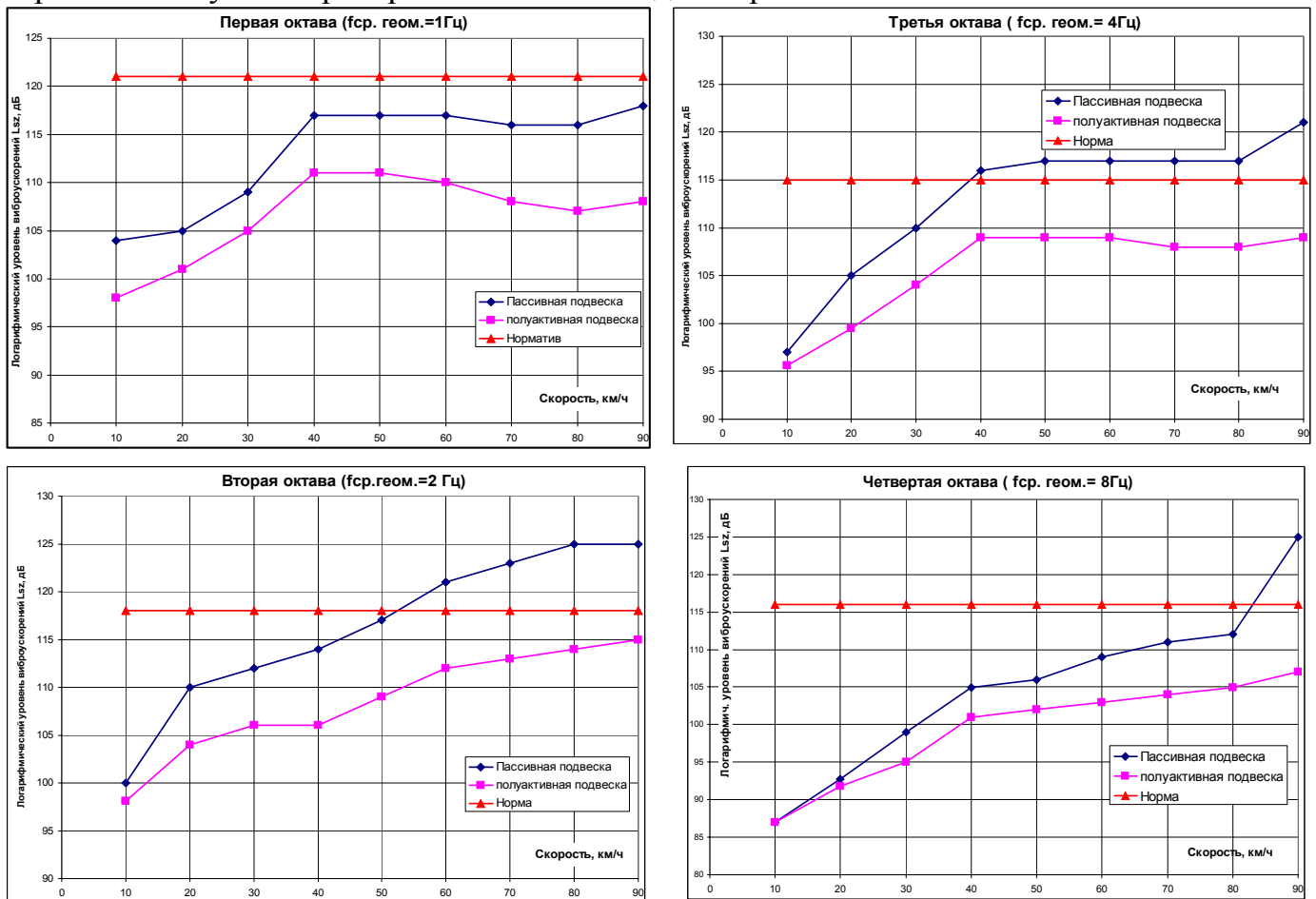


Рис.3. Октавный анализ виброускорений на месте водителя для пассивной и активной систем

По результатам теоретических исследований были получены параметры информационного поля для САУ (табл.1). Табл.1.Требования к информационному полю.

Измеряемая величина	Диапазон измерений	Доп. отн. погрешность, %	Определяемая величина	Метод определения	Исходная измеряемая величина (ст 1)
1. Угол продольного наклона корпуса	$\pm 30^\circ$	5	1. Угловая скорость продольного наклона корпуса	Дифференцирование	1
2. Угол поперечного наклона корпуса	$\pm 30^\circ$	5	2. Угловая скорость поперечного наклона корпуса	Дифференцирование	2
3. Вертикальные ускорения в центре масс автомобиля	$\pm 5g$	5	3. Вертикальная скорость в центре масс автомобиля	Интегрирование	3
4. Прогибы подвески каждого колеса	Полный динамический прогиб подвески + 20%	1	4. Скорость прогиба подвески каждого колеса	Дифференцирование	4
5. Давление воздуха в пневмо-рессорах или жидкости в гидро-пневматических рессорах	От 0 МПа до максимально возможного значения	5	5. Усилие в упруго-демпфирующих элементах подвески	пересчет	5; скорость прогибов подвески
6. Начало режима торможения		–			
7. Курсовая скорость автомобиля	От 0 км/час до максимального значения	10			

Для экспериментальной проверки идеи создан ходовой макет (фото 1.).



Фото.1 Ходовой макет, оснащенный ОХМ с длинноходной управляемой подвеской

Таким образом, в рамках проведенной работы, были получены теоретические предпосылки, для создания автоматической системы управления системой подрессоривания, спроектирован и изготовлен экспериментальный объект управления, что на наш взгляд позволяет решить поставленную задачу и разработать технические требования к алгоритму и системе управления активной подвеской.