

# РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АКТИВНОЙ ПОДВЕСКИ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Маслов В. Е.

Научный руководитель: Пякилля Б. И.

Томский Политехнический Университет, Отдел элитного образования  
wado93@mail.ru

## Введение

Движение колесных транспортных средств обычно сопровождается вибрациями и трясками, представляющими собой периодические колебания некоторой частоты и амплитуды. Данные возмущения оказывают отрицательное влияние на работу транспортного средства и на находящихся в нем пассажиров. Для уменьшения влияния этих колебаний и для обеспечения комфортности передвижения, разрабатываются различные системы стабилизации, обеспечивающие контроль вертикального положения кузова автомобиля, уменьшающие амплитуду и частоту колебаний. Такие системы обеспечивают равномерное распределение динамических нагрузок на опорные элементы и узлы транспортного средства при движении, что увеличивает их срок службы. Все существующие системы поддрессирования автомобиля можно поделить на два типа: пассивные и активные.

Сущность активных систем поддрессирования заключается в том, что происходит изменение характеристик упругого и/или демпфируемого элемента в зависимости от изменения внешних воздействий [1].

Ранее уже был проведен аналитический обзор всех существующих систем поддрессирования, и была предпринята попытка создать математическую модель (ММ) системы с помощью метода графов связи. Однако, полученная ММ не была достаточно достоверна, поэтому необходимо воспользоваться другим математическим аппаратом для создания ММ.

В данной статье описано создание ММ для активной системы поддрессирования с изменяемыми характеристиками упругого элемента (пружины). А также проводится ее анализ.

## Составление математической модели

На рис. 1 показана упрощенная схема системы активного поддрессирования для одного колеса транспортного средства [2].

Синтез регулятора будет проводиться с помощью математического пакета MATLAB, поэтому необходимо создать ММ системы в виде операторно-структурной схемы. Создание модели начнем с моделирования объекта управления с последующим введением в модель обратной связи и регулятора. На рис. 2 приведена кинематическая схема системы поддрессирования.

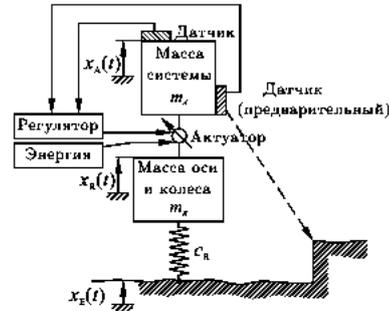


Рис. 3. Схема системы активного поддрессирования для одного колеса транспортного средства

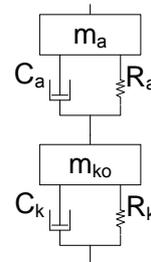


Рис. 4. Кинематическая схема системы поддрессирования

Данная система состоит из двух подсистем: колесо с массой  $m_{ко}$ , упругостью  $C_k$  и демпфируемостью  $R_k$  и тело Кельвина-Фойгеля с массой  $m_a$ , упругостью  $C_a$  и демпфируемостью  $R_a$ .

И на колесо, и на тело Кельвина-Фойгеля одновременно действуют силы упругости, силы вязкого трения и силы тяжести. Расписав равнодействующую этих сил и используя математические преобразования, были получены передаточная функция (ПФ) колеса  $W_k$  и ПФ тела Кельвина-Фойгеля  $W_{КФ}$ .

ПФ колеса по входу  $\Delta u(t)$  и выходу  $\Delta x(t)$  имеет вид:

$$W_k(s) = \frac{\Delta x(t)}{\Delta u(t)} = \frac{R_k}{(m_{ко}+M)s^2 + C_k*s + R_k};$$

где,  $\Delta u$  - изменение вертикальной составляющей неровностей дороги, м,

$\Delta x$  - деформация колеса, м,

$R_k$  - коэффициент упругости колеса, Н/м,

$C_k$  - коэффициент демпфирования колеса,

$m_{ко}$  -  $\frac{1}{4}$  всей неподдрессированной массы (масса колеса и части подвески),

$M$  -  $\frac{1}{4}$  всей поддрессированной массы, кг.

ПФ тела Кельвина-Фойгеля по входу  $\Delta x(t)$  и выходу  $\Delta y(t)$  имеет следующий вид:

$$W_{КФ}(s) = \frac{\Delta y(t)}{\Delta x(t)} = \frac{R_a}{M * s^2 + R_a + C_a * s};$$

где,  $R_a$  – коэффициент упругости пружины подвески, Н/м,

$C_a$  – коэффициент демпфирования амортизатора подвески,

$\Delta u$  – изменение вертикальной координаты кузова автомобиля, м.

На рис. 3 приведена операторно-структурная схема (ОСС) активной подвески автомобиля для  $\frac{1}{4}$  его части.

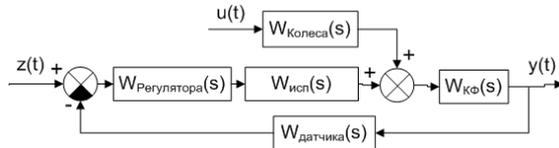


Рис. 5. ОСС четверти активной подвески автомобиля

На рис. 3,  $z(t)$  – постоянный задающий сигнал, соответствующий требуемому отклонению текущего значения абсолютной высоты кузова от требуемой.

$u(t)$  – сигнал внешнего возмущения системы, которое передается на колесо, соответствует изменению вертикальной координаты профиля местности.

$y(t)$  – выходной сигнал системы, соответствующий текущему значению отклонения текущего значения абсолютной высоты кузова от требуемой.

$W_{\text{Колеса}}(s)$  – ПФ колеса.

$W_{\text{Датчика}}(s)$  – ПФ датчика положения.

$W_{\text{Регулятора}}(s)$  – ПФ синтезируемого регулятора.

$W_{\text{Исп}}(s)$  – ПФ исполнительного устройства, состоящего из двигателя, осуществляющего нагрузку пружины, и редуктора, преобразующего вращательное движение ротора двигателя в линейное перемещение штока, осуществляющего нагрузку пружины.

$W_{\text{Кф}}(s)$  – ПФ пассивной составляющей подвески, т.е. тела Кельвина-Фойгля.

ПФ исполнительного органа (двигатель линейного перемещения 08XPO\_32)[3] имеет следующий вид:  $W_{\text{двиг}}(s) = \frac{k_1}{T_1 * s + 1} * \frac{k_2}{s}$ ;

Где,  $k_1$  – прямой коэффициент передачи электродвигателя,

$k_2$  – коэффициент передачи редуктора,

$T_1$  – электромеханическая постоянная времени.

Датчик осуществляет единичную обратную связь.

Работу ММ проектируемой системы стабилизации можно описать следующим образом. На вход модели подается сигнал, произвольно меняющий свое значение с течением времени в пределах фиксированной величины, эквивалентный неровностям дороги. Данный сигнал проходит через подсистемы колеса и регулируемого амортизатора, после чего попадает на выход и в цепь обратной связи, где сравнивается с требуемым значением уровня кузова автомобиля

относительно поверхности дороги. Выходное значение всей системы соответствует текущей высоте кузова транспортного средства относительно поверхности дороги. Регулятор в цепи обратной связи, в зависимости от полученного сигнала, выдает управляющие команды на привод, который будет изменять характеристики упругого звена в подсистеме амортизатора, тем самым обеспечивая системе управляемость.

#### Анализ созданной математической модели

Проведем анализ ММ данной системы при условии нерабочего регулятора, т.е.  $W_{\text{рег}} = 1$ . Численные значения коэффициента упругости и демпфирования колес для легкового автомобиля были взяты из работы Tore Dahlberg'a [4].

Соберем ОСС из рис. 3 в Simulink и проведем моделирование процесса наезда автомобиля на ступеньку высотой 0,1 м.

Переходный процесс системы представлен на рис. 4.

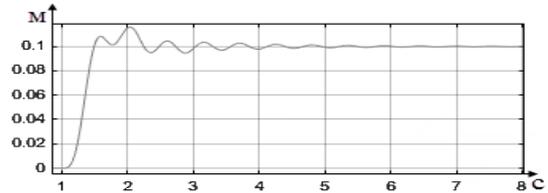


Рис. 6. Переходная характеристика системы

Как видно из рис. 4, требуемый уровень отклонения текущей высоты кузова от требуемой, соответствующий нулю, не устанавливается. Задача регулятора заключается в минимизации такого отклонения и сведении его к нулю.

#### Заключение

В результате данной работы была создана ММ системы стабилизации вертикального положения колесного транспортного средства. Регулятор для данной системы позволит автоматически менять характеристики упругого звена в зависимости от внешних воздействий, что приведет к увеличению управляемости транспортного средства и улучшению комфортности передвижения.

В дальнейшем планируется осуществить синтез регуляторов методами Циглера-Никольса, проекционного и спектрального метода с использованием функций Ляггера, методом динамической компенсации и др. Планируется так же расширить ММ для случая взаимной работы всех четырех колес и реализовать синтезированный регулятор аппаратно.

#### Список литературы:

1. Информационный портал Systemsauto.ru. [http://systemsauto.ru/pendant/active\\_suspension.html](http://systemsauto.ru/pendant/active_suspension.html)
2. Хайманн Б., Герт В., под редакцией Репецкого О.В. Мехатроника. – Ганновер, 2008 г., 445 с.
3. Техническая документация на электропривод 08XPO\_32: [http://www.aktuator.ru/Industrial\\_Actuator/08XPO\\_32\\_DC.shtml](http://www.aktuator.ru/Industrial_Actuator/08XPO_32_DC.shtml)].
4. Tore Dahlberg, Vehicle System Dynamics, 8 – 1979г., с. 239-252