УДК 62-567.5:629.331

В.Н. Сорокин, Н.В. Захаренков

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ АКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ДЕМПФИРОВАНИЯ УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

От характеристик колебаний автомобиля зависят важные показатели плавности хода, влияющие на средние скорости движения, сохранность перевозимого груза, утомляемость водителя и пассажиров. Амплитуды этих колебаний зависят не только от характера неровностей дорожного полотна, но и от эффективности работы системы амортизации. Настоящая работа посвящена исследованию активной системы демпфирования продольно-угловых колебаний автомобилей.

При рассмотрении колебаний автомобилей можно принять ряд допущений, которые упрощают анализ. Поскольку независимые переменные изменяются в продольной плоскости, оставаясь постоянными в поперечной, можно рассматривать только плоскую расчетную схему колебаний автомобиля. Далее принято, что грузовая платформа с ее несущим элементом (рамой), грузом и надстройками является твердым телом, имеющим продольную плоскость симметрии. В этом случае деформациями рамы на изгиб можно пренебречь [1].

Для исследования активной системы демпфирования угловых колебаний автомобилей разработан и построен специальный стенд (рис.1).

В качестве силовых элементов активной системы демпфирования угловых колебаний выбраны резинокордные оболочки (РКО), обладающие высокой несущей способностью.

При учете того, что силы тяжести подрессоренной и неподрессоренных масс уравновешиваются силами упругости подвески [6], система дифференциальных уравнений для малых углов φ и α, соответствующая расчетной схеме на рис. 2 будет иметь вид:

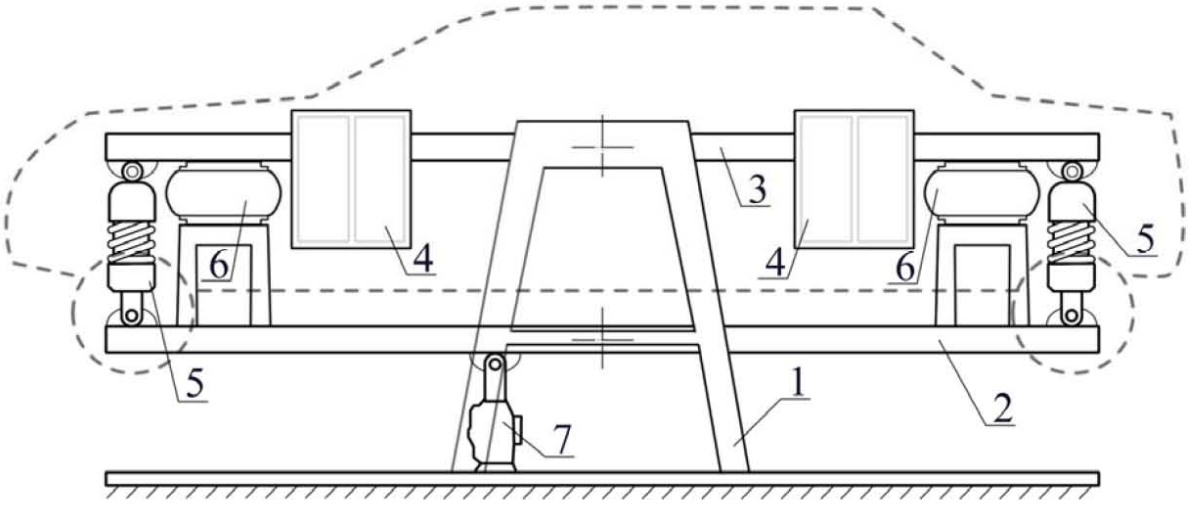


Рис.1. Компоновка стенда:
1 – несущая рама, 2 – балка, имитирующая неподрессоренную массу, 3 – балка, имитирующая подрессоренную массу, 4 – грузы, 5 – стойки-амортизаторы - элементы штатной подвески автомобиля, 6 – силовые элементы активной системы демпфирования, 7 – гидроцилиндр системы имитации воздействия профиля дороги

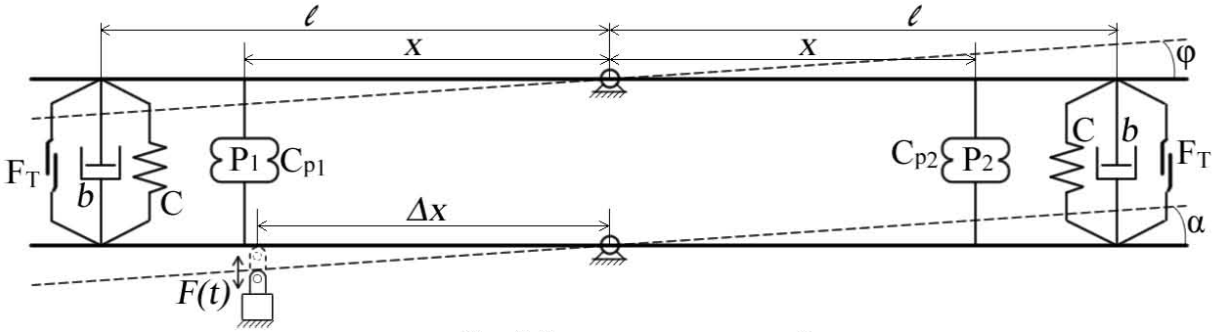


Рис.2. Расчетная схема стенда

$$\begin{cases} J_1\ddot{\varphi} - 2b\cdot l^2(\dot{\varphi}-\dot{\alpha}) + 2(C\cdot l^2 - C_p x^2)(\varphi-\alpha) - \\ \quad - 2l^2 F_T(sgn(\dot{\varphi}-\dot{\alpha})) = \\ \quad = P_1(\dot{\varphi},t)\cdot S_{эф}x - P_2(\dot{\varphi},t)\cdot S_{эф}x; \\ J_2\ddot{\alpha} - 2b\cdot l^2(\dot{\varphi}-\dot{\alpha}) - 2(C\cdot l^2 - C_p x^2)(\varphi-\alpha) - \\ \quad - 2l^2 F_T(sgn(\dot{\varphi}-\dot{\alpha})) = \\ = F(t)\cdot\Delta x - P_1(\dot{\varphi},t)S_{эф}x + P_2(\dot{\varphi},t)S_{эф}x. \end{cases} \quad (1)$$

где φ, α - угловые перемещения балок 3 и 2;

$J_{1,2}$- момент инерции балок 3 и 2;

C, C_P- коэффициенты жесткости пружин и РКО;

b - коэффициент сопротивления амортизатора;

$S_{эф}$ - эффективная площадь РКО;

$P_{1,2}(\dot{\varphi},t)$ - давление в РКО;

$F(t)$ - сила, создающая колебания балки 2;

F_T- сила сухого трения в элементах конструкции.

Давления P_1 и P_2 в РКО создаются системой автоматического управления (САУ) процессом их наполнения и опорожнения, структурная схема, которой представлена на рис. 3. Работа САУ понятна из схемы. Если, например, при определении логическим устройством 2, установленным на балке 3 (рис. 1), что $\dot{\varphi} > 0$, реле 1 включает ЭМК-1 на подачу давления воздуха от ресивера в РКО-1 и выключает ЭМК-2, открывая выход воздуха из РКО-2, через ЭМК-2, в атмосферу и наоборот.

В качестве измерителей угловой скорости использованы микромеханические датчики угловой скорости, выполненные по технологии MEMS, с нелинейностью выходной характеристики не более 1%. Такие датчики имеют частоту собственных колебаний 140 Гц и погрешность при измерении угловой скорости, не более 0,08% [7].

Дополняя уравнения колебаний балок стенда дифференциальными уравнениями динамики процесса наполнения и опорожнения РКО, при срабатывании электромагнитных клапанов и учитывая, что постоянная времени электромагнитного клапана много меньше времени наполнения и опорожнения объема РКО, то динамика процессов в РКО может быть представлена инерционным звеном первого порядка [5].

Для определения постоянной времени приближенной передаточной функции РКО в процессе наполнения от питающей цепи и опорожнения в атмосферу при включении (выключении) электромагнитного клапана примем, что процессы происходят в надкритическом режиме.

Известно [4], что критический режим наполнения и опорожнения определяется следующими параметрами:

$$\frac{P}{P_p} < \varepsilon_{кр} \text{ и } \frac{P_a}{P} < \varepsilon_{кр},$$

где: P - давление в РКО;

Pp - давление в питающей цепи (давление в ресивере);

Pa - атмосферное давление.

Для адиабатического процесса (при показателе адиабаты N = 1,4) $\varepsilon_{кр}$ =0,528. Исходя из характеристики РКО модели И-09, максимальное рабочее давление в РКО ($Pmax$) не должно превышать 0,17 МПа, а минимальное ($Pmin$) 0,1 МПа, примем: Pp=0,35 МПа, Pa=0,1 МПа [2].

Время наполнения объема РКО при изотермическом процессе определяется выражением [4]:

$$t = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{10\cdot\alpha\cdot f\cdot P_p\cdot\sqrt{TN}},$$

где: $\alpha \approx 0{,}7$;

f - площадь проходного сечения электромагнитного клапана;

T - абсолютная температура;

N - показатель адиабаты.

Время опорожнения при тех же условиях определяется из выражения [4]:

$$t = -\ln\frac{P_{\min}}{P_{\max}}\frac{V_0}{R\cdot T\cdot\alpha\cdot f\cdot c},$$

где:

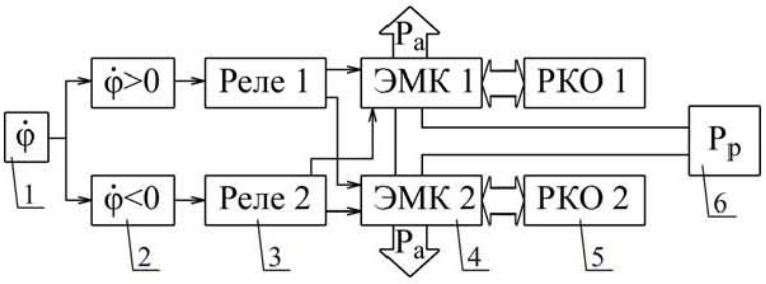


Рис. 3. Структурная схема САУ.

1- датчик угловой скорости $\dot{\varphi}$; 2 – определение sign $\dot{\varphi}$; 3 – реле; 4 – двухпозиционный электромагнитный клапан; 5 – РКО; 6 – система компрессор – ресивер; Pp - давление в ресивере; Pa - атмосферное давление.

$$c = \frac{0{,}58\sqrt{qNRT}}{RT};$$

V_0- объем РКО в среднем положении;

R - газовая постоянная.

Принимая V_0=6,4 ·10^{-7} м^3; N=1,4; f=3,14 · 10^{-4} м^2; $\sqrt{qRTN} = 20\sqrt{T}$ м/с; T=25° С, для оценки эффективности работы системы можно принять, что система управления процессом наполнения и опорожнения РКО описывается следующей системой уравнений:

$$\left.\begin{array}{l}\left.\begin{array}{l}\tau\dot{P}_1 + P_1 = P_p\\ \tau\dot{P}_2 + P_2 = P_a\end{array}\right\} \text{если } \dot{\varphi} > 0;\\ \left.\begin{array}{l}\tau\dot{P}_2 + P_2 = P_p\\ \tau\dot{P}_1 + P_1 = P_a\end{array}\right\} \text{если } \dot{\varphi} < 0\end{array}\right\} \quad (2)$$

где: $\tau \approx 0{,}05 - 0{,}1$ с – постоянная времени.

Жесткость РКО определяется, как известно, из выражения:

$$\left.\begin{array}{l}C_{P1} = \dfrac{NP_1S_{эф}^2}{V} + \dfrac{\partial S_{эф}P_1}{\partial z}\\ C_{P2} = \dfrac{NP_2S_{эф}^2}{V} + \dfrac{\partial S_{эф}P_2}{\partial z}\end{array}\right\}$$

Полагая, в первом приближении, что величина $\dfrac{\partial S_{эф}P_{1,2}}{\partial z}$ мала, а объем РКО - V является линейной функцией относительно перемещения, коэффициенты жесткости РКО можно определить по следующим выражениям:

$$C_{P1} = \frac{NP_1S_{эф}}{h_0}, C_{P2} = \frac{NP_2S_{эф}}{h_0},$$

где: h_0 - высота РКО в среднем положении.

Учитывая сделанные выше допущения, система нелинейных дифференциальных уравнений для оценки динамики угловых колебаний балок стенда с учетом (1), (2) будет иметь вид:

$$\left.\begin{array}{l}J_1\ddot{\varphi} - 2b\cdot l^2(\dot{\varphi}-\dot{\alpha}) + 2(C\cdot l^2 - C_p x^2)(\varphi-\alpha) -\\ \quad - 2l^2F_T(sgn(\dot{\varphi}-\dot{\alpha})) =\\ \quad = P_1(\dot{\varphi},t)\cdot S_{эф}x - P_2(\dot{\varphi},t)\cdot S_{эф}x;\\ J_2\ddot{\alpha} - 2b\cdot l^2(\dot{\varphi}-\dot{\alpha}) - 2(C\cdot l^2 - C_p x^2)(\varphi-\alpha) -\\ \quad - 2l^2F_T(sgn(\dot{\varphi}-\dot{\alpha})) =\\ = F(t)\cdot\Delta x - P_1(\dot{\varphi},t)\cdot S_{эф}x + P_2(\dot{\varphi},t)\cdot S_{эф}x;\\ \left.\begin{array}{l}\tau\dot{P}_1 + P_1 = P_p\\ \tau\dot{P}_2 + P_2 = P_a\end{array}\right\} \text{если } \dot{\varphi} > 0;\\ \left.\begin{array}{l}\tau\dot{P}_2 + P_2 = P_p\\ \tau\dot{P}_1 + P_1 = P_a\end{array}\right\} \text{если } \dot{\varphi} < 0\end{array}\right\} \quad (3)$$

Решение системы уравнений (3) проводилось с использованием пакета программ MATLAB с расширением Simulink. Блок-схема моделирования представлена на рис.4. В реальных условиях профиль дороги представляет собой поверхность со случайным расположением неровностей. Однако при моделировании следует идеализировать характер возмущающей функции системы, для оценки эффективности работы системы, в наиболее неблагоприятных условиях [6]. Возмущающая сила $F(t)$ представлена блоком Sine Wave. Сухое трение возникает всегда при величине угловой скорости не равной 0, это реализовано при помощи блоков Sign и дополнительного коэффициента усиления в обратной связи, который принимает знак «+» при угловой скорости больше 0, и знак «–» в противном случае.

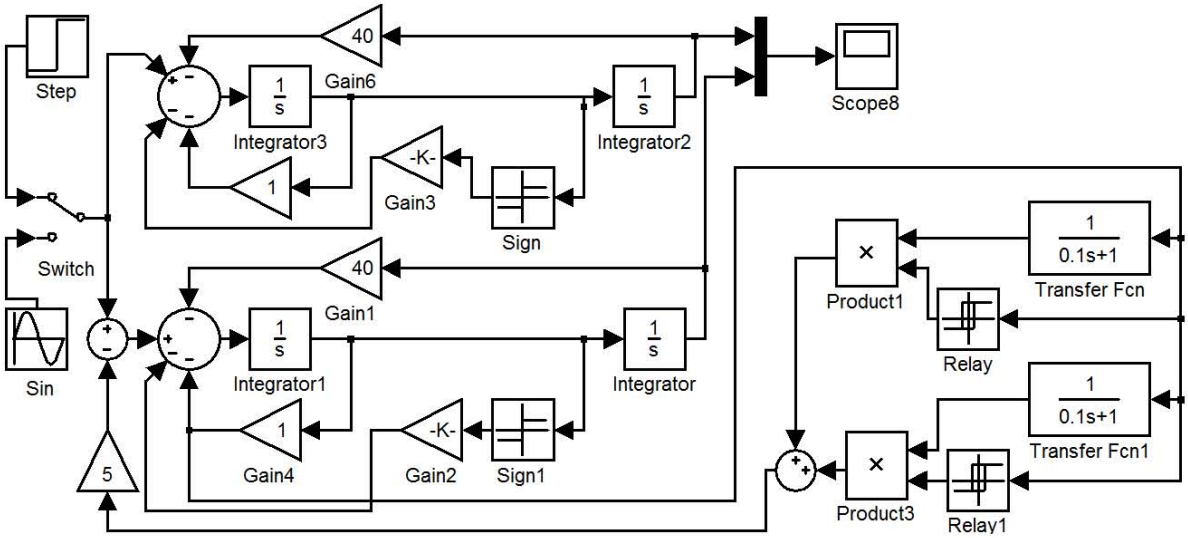
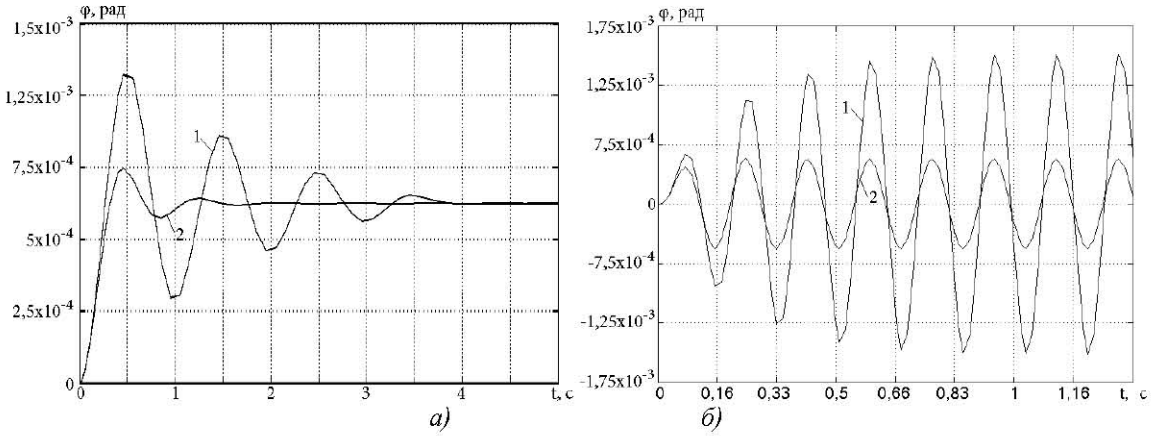


Рис. 4. Блок-схема моделирования системы уравнений (3) с использованием пакета «MATLAB» с расширением «Simulink»



а) *б)*

Рис.5. Результаты моделирования при возмущающей функции в виде единичного воздействия и периодических колебаний

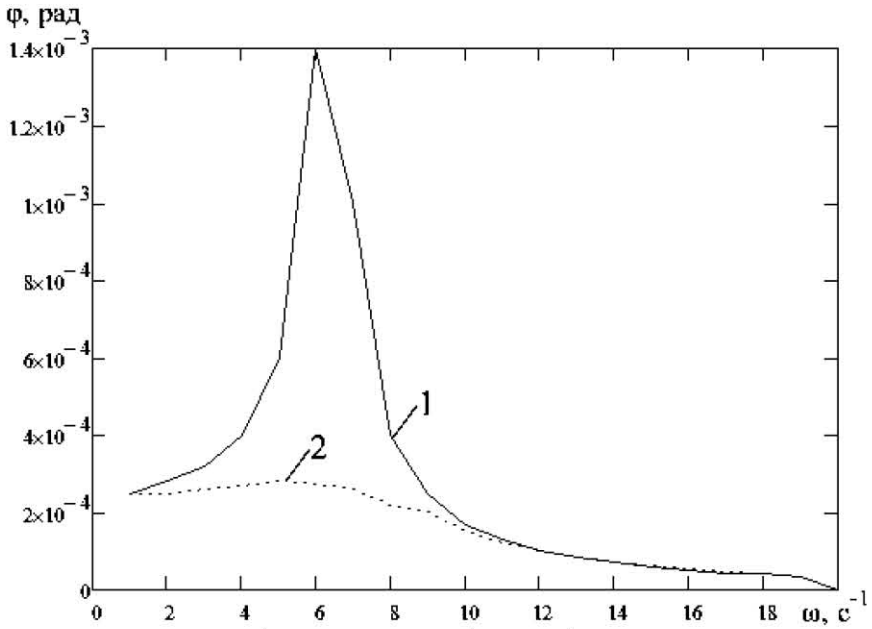


Рис.6. АЧХ перемещений верхней балки с пассивной (кривая 1) и активной системой демпфирования (кривая 2).

Вид переходного процесса для стандартной подвески (линия 1) и при введении активной системы демпфирования (линия 2), показан на рис.5,а. На рис. 5,б приведены графики продольно-угловых колебаний со штатной системой (линия 1) и активной системой демпфирования (линия 2) в области резонанса (ω=6÷6,5 $с^{-1}$).

В области частот 6-6,5 $с^{-1}$ (рис.6), амплитуды угловых колебаний при работе только пассивной системы (линия 1) значительны. При введении активной системы демпфирования (линия 2) амплитуды колебаний невелики.

Исследование динамики колебаний верхней балки на математической модели позволяет сделать вывод, что активная система демпфирования, состоящая из РКО и системы автоматического управления процессом наполнения и опорожнения РКО эффективна в области низких частот, на которых стандартные системы пассивного демпфирования мало эффективны. Характер кривой 1 совпадает с АЧХ продольно-угловых колебаний автомобиля [3,6], что в свою очередь свидетельствует об адекватности разработанной математической модели стенда.

Использование активной системы демпфирования позволит снизить влияние продольно-угловых колебаний на водителя, пассажиров и перевозимый груз, а также повысить тягово-динамические характеристики автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Аксенов П.В.* Многоосные автомобили. М. 1989 г.

2. *Бурьян Ю.А.* Математическая модель стенда для исследования активной системы демпфирования продольно-угловых колебаний многоосных автомобилей/ Ю.А. Бурьян, В.Н. Сорокин, Н.В. Захаренков// Математика, ее приложения и математическое образование: Материалы IV международной конференции. - Улан-Удэ, 2011. Ч.1. С.135-139.

3. *Сорокин В.Н.* Анализ работы подвесок многоосных и длиннобазовых автомобилей/ В.Н. Сорокин, Н.В. Захаренков// Наука и технологии. Том 1. - Краткие сообщения XXX Российской школы, посвященной 65-летию Победы. - Екатеринбург: УрО РАН, 2010. - С 185-187.

4. *Бежанов Б.И.* Пневматические механизмы, М, - Л., Машгиз, 1957 г.

5. Пневмопривод систем управления летательных аппаратов \ Под ред. А.В. Чащина; М, 1987 г.

6. *Ротенберг Р.В.* Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. М., 1972.

7. *Сущенко О. А.* Обзор современного состояния микроэлектромеханических датчиков угловой скорости и тенденции их развития/ О. А. Сущенко, С. В. Карасёв// Електроніка та системи управління. 2011.27 С. 103-108.

□ Авторы статьи

Захаренков
Николай Владиленович,
аспирант(Омский государственный технический университет)
Email: znickbar@mail.ru

Сорокин
Владимир Николаевич,,
докт. техн. наук, профессор. каф. «Основы теории механики и автоматического управления» (Омский государственный технический университет)
Телефон: (3812) 62-90-92

.