

3. ГОСТ 25.502-79 «Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость».
4. ГОСТ 25.507-85. Методы испытаний на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования».
5. Сопротивление усталости элементов конструкций / А. З. Воробьев и др. — М.: Машиностроение, 1990. — 240 с.
6. Усталостная прочность и долговечность самолетных конструкций / Пер. с англ. под общей редакцией Эскина И.И. — М.: Машиностроение, 1965. — 589 с.
7. Кравчук В. С., Абу Айаш Юсеф, Кравчук А. В. Сопротивление деформированию и разрушению поверхностно-упрочненных деталей машин и элементов конструкций. — Одесса: Астропринт, 2000. — 160 с.

629.11.012

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ВО ВТОРИЧНОЙ СИСТЕМЕ ПОДРЕССОРИВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Асп. ОМРАН КАХТАН, доц. Л. Ф. ЖЕГЛОВ

Рассмотрено решение нелинейной задачи в частотной области вибрационной безопасности многоосного автомобиля. Дана оценка возможности применения во вторичных системах подрессоривания виброизоляторов из полимерных композиционных материалов.

The nonlinear problem solution in frequency domain of the vibrating safety of the pluriaxial motor vehicle has been studied. The assessment of application opportunity in secondary systems of cushioning bumpers from polymeric composition materials has been done.

Повышение вибрационной безопасности человека-оператора и перевозимых грузов может быть осуществлено, если использовать вторичную систему подрессоривания соответствующих агрегатов и систем автомобиля [1—3]. Влияние виброизоляции груза на показатели его вибронегруженности рассмотрим при пространственных колебаниях многоосного автомобиля и случайном возмущении от дорожной поверхности. В этом случае моделируется вибрация динамической системы с сосредоточенными параметрами, в которую входят рама (подрессоренная масса), кабина, двигатель, груз и колеса (неподрессоренная масса) с их системами виброизоляции. Тогда уравнения движения такой динамической системы при независимой подвеске колес имеют вид:

$$m_{\text{ис}} \ddot{z}_0 + \sum_{i=1}^{n0} \sum_{j=1}^{m0} k_{\text{нij}} \Delta z_{ij} + \sum_{i=1}^{n0} \sum_{j=1}^{m0} c_{\text{нij}} \dot{\Delta z}_{ij} = 0;$$

$$I_{\text{исy}} \ddot{\phi}_0 + \sum_{i=1}^{n0} \sum_{j=1}^{m0} k_{\text{нij}} \Delta z_{ij} l_{ij} + \sum_{i=1}^{n0} \sum_{j=1}^{m0} c_{\text{нij}} \dot{\Delta z}_{ij} l_{ij} = 0;$$

$$I_{\text{исx}} \ddot{\beta}_0 + \sum_{i=1}^{n0} \sum_{j=1}^{m0} k_{\text{нij}} \Delta z_{ij} B_{ij} + \sum_{i=1}^{n0} \sum_{j=1}^{m0} c_{\text{нij}} \dot{\Delta z}_{ij} B_{ij} = 0;$$

$$m_{\text{каб}} \ddot{z}_1 + \sum_{k=1}^{n1} \sum_{l=1}^{m1} k_{\text{кабkl}} \Delta z_{kl} + \sum_{k=1}^{n1} \sum_{l=1}^{m1} c_{\text{кабkl}} \dot{\Delta z}_{kl} = 0;$$

$$I_{\text{кабы}} \ddot{\phi}_1 + \sum_{k=1}^{n1} \sum_{l=1}^{m1} k_{\text{кабkl}} \Delta z_{kl} l_{kl} + \sum_{k=1}^{n1} \sum_{l=1}^{m1} c_{\text{кабkl}} \dot{\Delta z}_{kl} l_{kl} = 0;$$

$$\begin{aligned}
I_{\text{каб.х}} \ddot{\beta}_1 + \sum_{i=1}^{n1} \sum_{j=1}^{m1} k_{\text{каб.кл}} \Delta \dot{z}_{kl} B_{kl} + \sum_{i=1}^{n1} \sum_{j=1}^{m1} c_{\text{каб.кл}} \Delta z_{kl} B_{kl} &= 0; \\
m_{\text{дв}} \ddot{z}_2 + \sum_{r=1}^{n2} \sum_{s=1}^{m2} k_{\text{дв.рс}} \Delta \dot{z}_{rs} + \sum_{r=1}^{n2} \sum_{s=1}^{m2} c_{\text{дв.рс}} \Delta z_{rs} &= 0; \\
I_{\text{дв.л}} \ddot{\phi}_2 + \sum_{r=1}^{n2} \sum_{s=1}^{m2} k_{\text{дв.л.рс}} \Delta \dot{z}_{rs} l_{rs} + \sum_{r=1}^{n2} \sum_{s=1}^{m2} c_{\text{дв.л.рс}} \Delta z_{rs} l_{rs} &= 0; \\
I_{\text{дв.л.л}} \ddot{\beta}_2 + \sum_{r=1}^{n2} \sum_{s=1}^{m2} k_{\text{дв.л.рс}} \Delta \dot{z}_{rs} B_{rs} + \sum_{r=1}^{n2} \sum_{s=1}^{m2} c_{\text{дв.л.рс}} \Delta z_{rs} B_{rs} &= 0; \\
m_{\text{гр}} \ddot{z}_3 + \sum_{i=1}^{n3} \sum_{p=1}^{m3} k_{\text{гр.тп}} \Delta \dot{z}_{tp} + \sum_{i=1}^{n3} \sum_{p=1}^{m3} c_{\text{гр.тп}} \Delta z_{tp} &= 0; \\
I_{\text{гр.л}} \ddot{\phi}_3 + \sum_{i=1}^{n3} \sum_{p=1}^{m3} k_{\text{гр.тп}} \Delta \dot{z}_{tp} l_{tp} + \sum_{i=1}^{n3} \sum_{p=1}^{m3} c_{\text{гр.тп}} \Delta z_{tp} l_{tp} &= 0; \\
I_{\text{гр.л.л}} \ddot{\beta}_3 + \sum_{i=1}^{n3} \sum_{p=1}^{m3} k_{\text{гр.тп}} \Delta \dot{z}_{tp} B_{tp} + \sum_{i=1}^{n3} \sum_{p=1}^{m3} c_{\text{гр.тп}} \Delta z_{tp} B_{tp} &= 0; \\
m_{ij} \ddot{z}_{ij} - k_{nij} \Delta \dot{z}_{ij} + k_{nij} (\dot{z}_{ij} - \dot{q}_{ij}) - c_{nij} \Delta z_{ij} + c_{nij} (z_{ij} - q_{ij}) &= 0,
\end{aligned} \tag{1}$$

где $m_{\text{ис}}, m_{\text{каб}}, m_{\text{дв}}, m_{\text{гр}}$ — массы рамы (несущей системы), кабины, двигателя и груза автомобиля; $I_{\text{нес.л}}, I_{\text{нес.х}}, I_{\text{каб.л}}, I_{\text{каб.х}}, I_{\text{дв.л}}, I_{\text{дв.л.л}}, I_{\text{гр.л}}, I_{\text{гр.л.л}}$ — моменты инерции несущей системы, кабины, двигателя и груза относительно поперечной и продольной осей, проходящих через их центры масс; $z_0, z_1, z_2, z_3, \varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3, z_{ij}$ — обобщенные координаты, характеризующие вертикальные перемещения центров масс несущей системы, кабины, двигателя и груза, угловые перемещения относительно их центров масс и вертикальные перемещения неподрессоренных масс автомобиля; q_{ij} — кинематическое возмущение ij -го колеса; $k_{nij}, c_{nij}, k_{nij}, c_{nij}, k_{\text{каб.кл}}, c_{\text{каб.кл}}, k_{\text{дв.рс}}, c_{\text{дв.рс}}, k_{\text{гр.тп}}, c_{\text{гр.тп}}$ — коэффициенты демпфирования и жесткости подвески и шин ij -го колеса, kl -го, rs -го, tp -го виброизоляторов подвески кабины, двигателя, груза; $l_{ij}, l_{kl}, l_{rs}, l_{tp}$ и $B_{ij}, B_{kl}, B_{rs}, B_{tp}$ — расстояния от центров масс несущей системы, кабины, двигателя, груза до ij -го колеса, kl -го, rs -го, tp -го виброизолятора соответственно в продольной и поперечной плоскостях, проходящих через их центры масс; ij и kl, rs, tp — номера подвески колеса и виброизоляторов; $n0$ и $m0$ — число осей автомобиля и колес оси; $n1, n2, n3$ и $m1, m2, m3$ — число рядов и виброизоляторов в ряду; $\Delta z_{ij}, \Delta z_{kl}, \Delta z_{rs}, \Delta z_{tp}$ и $\Delta \dot{z}_{ij}, \Delta \dot{z}_{kl}, \Delta \dot{z}_{rs}, \Delta \dot{z}_{tp}$ — деформация и скорость деформации подвески ij -го колеса, kl -го, rs -го, tp -го виброизолятора.

Решение этой задачи состоит в отыскании спектральной плотности выходного вибросигнала, по которой определяются показатели вибрационной безопасности груза. Выполним это решение в частотной области. Рассматриваемая динамическая система, которая имеет $n0 \times m0$ входных вибросигналов от микропрофиля дорожной поверхности, может быть сведена [4] при стационарном запаздывании возмущения по колесам к системе с двумя входными и одним выходным вибросигналами. Это означает, что входные вибросигналы на переднее и последующие колеса одной колеи связаны функциональной зависимостью, т.е. они полностью коррелированы. Следовательно, существует линейная система с

частотной характеристикой, связывающая эти процессы. Таким образом, искомая спектральная плотность виброускорения центра масс груза вычисляется по формуле:

$$G_{z_3}(\omega) = |H_I(\omega)|^2 G_{q_{11}}(\omega) + H_I^*(\omega) H_{II}(\omega) G_{q_{11}q_{12}}(\omega) + \\ + H_I(\omega) H_{II}^*(\omega) G_{q_{12}q_{11}}(\omega) + |H_{II}(\omega)|^2 G_{q_{12}}(\omega),$$

где $H_I(\omega)$, $H_{II}(\omega)$ и $H_I^*(\omega)$, $H_{II}^*(\omega)$ — частотные и комплексно-сопряженные с ними частотные характеристики динамической системы; $G_{q_{11}}(\omega)$, $G_{q_{12}}(\omega)$ и $G_{q_{11}q_{12}}(\omega)$, $G_{q_{12}q_{11}}(\omega)$ — односторонние и односторонние взаимные спектральные плотности возмущений $q_{11}(t)$ и $q_{12}(t)$.

Известно [5], что при расчете целесообразно принимать $G_{q_{11}}(\omega)$ и $G_{q_{12}}(\omega)$ равными спектральной плотности $G_{qc}(\omega)$ возмущения при сглаживании микропрофиля шиной, мнимые части $G_{q_{11}q_{12}}^{Im}(\omega) = G_{q_{12}q_{11}}^{Im}(\omega) = 0$, а их действительные $G_{q_{11}q_{12}}^{Re}(\omega) = G_{q_{12}q_{11}}^{Re}(\omega)$. Тогда получаем

$$G_{z_3}(\omega) = \left\{ |H_I(\omega)|^2 + |H_{II}(\omega)|^2 + [H_I^*(\omega) H_{II}(\omega) + H_I(\omega) H_{II}^*(\omega)] \rho(\omega) \right\} G_{qc}(\omega),$$

где $\rho(\omega)$ — коэффициент корреляции, $\rho(\omega) = G_{q_{11}q_{12}}(\omega) / G_{q_{11}}(\omega)$.

Следовательно, для вычисления $G_{z_3}(\omega)$ при известных $\rho(\omega)$ и $G_{qc}(\omega)$ необходимо определить частотные характеристики $H_I(\omega)$ и $H_{II}(\omega)$ системы, когда возмущение действует соответственно на одно из передних колес.

Полагая, что рассматриваемая система идеальная или сведена к идеальной, искомые частотные характеристики в матричной форме находят как решение системы алгебраических уравнений, к которой сводится система дифференциальных уравнений (1).

В данном случае имеют место нелинейные нагрузочные характеристики элементов системы поддрессоривания и шины, которые представлены в виде кусочно-линейных функций. Для замены этих характеристик линейными зависимостями воспользуемся методом статистической линеаризации [5—7].

Если эквивалентные коэффициенты статистической линеаризации достаточно просто могут быть определены, то для отыскания математического ожидания деформаций подвески и шины следует найти аппроксимирующие зависимости математических ожиданий упругих составляющих сил от подвески и шины. Уравнения регрессии для этих сил с ошибкой не более 5 % по их математическому ожиданию являются полиномами четвертой и первой степени соответственно.

В качестве математической модели упругодемпфирующих свойств виброизоляторов вторичной системы поддрессоривания груза, элементы которой выполнены из полимерных композиционных материалов, использовалась модель Е. С. Сорокина [8]. Такая модель дает возможность описать внутренние потери как независимые от частоты возмущения и применить ее при решении системы алгебраических уравнений, записанных в комплексной форме. Аналогичным образом при моделировании, согласно экспериментальным данным [9—11], учитывались гистерезисные потери в виброизоляторах кабины и двигателя, а также в шине. Тестирование рассматриваемой динамической системы проводилось для различных типов дорожной поверхности и скоростей движения автомобиля (табл.).

Результаты расчетов показывают, что эффективности виброизоляции с элементами из полимерных композиционных материалов возможно достигнуть только, если во вторичной системе поддрессоривания груза установить дополнительные демпфирующие элементы. Такой вывод обусловлен ограничениями, обусловленными другими эксплуатационными качест-

вами автомобиля, и частотным диапазоном, в котором сосредоточена основная мощность возмущения.

Таблица

Значения среднего квадратического отклонения вертикального виброускорения центра масс груза при различной структуре вторичной системы поддрессирования

Структура вторичной системы поддрессирования	Асфальтная дорога			Бульжная дорога		
	Скорость движения автомобиля, км/ч					
	40	60	80	20	40	60
Виброизолятор	0,725	1,172	0,87	0,661	1,591	2,327
Виброизолятор и дополнительный демпфирующий элемент	0,381	0,42	0,426	0,506	0,63	0,667
Жесткое закрепление груза	0,402	0,42	0,548	0,535	1,109	0,925

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дербаремдикер А. Д. Амортизаторы транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1989. — 200 с.
2. Иванов Н. И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. — М.: Транспорт, 1987. — 224 с.
3. Тольский В. Е. Виброакустика автомобиля. — М.: Машиностроение, 1988. — 144 с.
4. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных. — М.: Мир, 1989. — 544 с.
5. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под ред. А. А. Хачатурова. — М.: Машиностроение, 1976. — 536 с.
6. Первозванский А. А. Случайные процессы в нелинейных автоматических системах. — М.: Физматгиз, 1962. — 352 с.
7. Казаков И. Е., Доступов Б. Г. Статистическая динамика нелинейных автоматических систем. — М.: Физматгиз, 1962. — 332 с.
8. Кахтан Омран, Жеглов Л. Ф. Идентификация упругодемпфирующих свойств виброизолятора вторичной системы поддрессирования автомобиля // Известия вузов. Машиностроение. — 2007. — № 7. — С. 37—40.
9. Потураев В. Н., Дырда В. И. Резиновые детали машин. — М.: Машиностроение, 1977. — 216 с.
10. Яценко Н. Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. — М.: Машиностроение, 1978. — 132 с.
11. Рыков С. П., Тарасюк В. Н., Фрейберг С. Е. Совершенствование моделирования демпфирующих свойств шин и элементов поддрессирования для проектирования автомобилей // Проектирование колесных машин. Материалы международной научно-технической конференции, посвященной 70-летию кафедры «Колесные машины МГТУ» им. Н. Э. Баумана. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. — С. 197—209.