

УДК 629.3:005.584.1

Г. Н. Рейзина, д-р техн. наук, БИТУ, г. Минск,

Е. В. Коробко, д-р техн. наук, ИТМО АН РБ, г. Минск

E-mail: greizina@gmail.com

ОЦЕНКА МОЩНОСТИ, ЗАТРАЧИВАЕМОЙ НА КОЛЕБАНИЯ, ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

В работе рассматривается задача моделирования и исследования влияния упругодемпфирующих параметров нелинейной подвески на расход энергии на колебания при испытании по единичной и периодически повторяющимся косинусоидальным неровностям при пассивной и активной подвеске, в частности, с использованием электрореологических суспензий в амортизаторе.

Ключевые слова: математическая модель, колебательная система, мощность, пассивная подвеска, активная подвеска.

Во время движения автотранспортного средства по неровной дороге двигатель развивает дополнительную мощность, расходуемую на колебания в подвеске. Универсальным средством для оценки затрат энергии при этом является моделирование, которое позволяет имитировать динамическое состояние исследуемого объекта и на уровне модели оценить степень соответствия техническому заданию его параметров. При этом моделируется не только объект в целом, но и та система, которая непосредственно участвует в имитации интересующих качеств. В работе рассматривается задача моделирования и исследования влияния упругодемпфирующих параметров нелинейной подвески на расход энергии на колебания при испытании по единичным и периодически повторяющимся синусоидальным неровностям.

В качестве математических моделей использована система дифференциальных уравнений, описывающая вертикальные и угловые колебания системы подвески транспортного средства с учетом ее упругих и демпфирующих характеристик:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 \beta_i F_{ij}; \\ \ddot{\phi}_1 &= - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 \lambda_i F_{ij}; \\ \ddot{z}_2 &= - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^5 \gamma_i F_{ij}, \end{aligned} \right\} (1)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$ — порядковый номер действующей силы на i -ю ось; $\gamma_i = \frac{M_i}{m_i}$ — отношение подрессорен-

ных и неподрессоренных масс; $\beta_i = \frac{M_c}{M}$ — доля подрессоренной массы, приходящейся на i -ю ось;

$\lambda_i = \beta_i \frac{l_i}{\rho}$ — коэффициент, учитывающий влияние i -й

оси на угловые колебания; M_i — подрессоренная масса, приходящаяся на i -ю ось; M — подрессоренная масса всего автомобиля; m_i — неподрессоренная масса i -й оси; L_i — расстояние от центра тяжести до i -й оси; $z_1, \dot{z}_1, \ddot{z}_1$ — вертикальные перемещения, скорость и ускорение подрессоренной массы; $\phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}$ — угловые перемещения, скорость и ускорение подрессоренной массы относительно ее центра тяжести; $z_2, \dot{z}_2, \ddot{z}_2$ — вертикальные перемещения, скорость и у-

скорение неподрессоренной массы. $F_1 = \frac{-P_i - M_i g}{M_i}$ —

характеристика упругого элемента, $F_2 = \frac{-P_{2i}}{M_i}$ — ха-

рактеристика амортизатора, F_3 — характеристика элемента динамической модели, являющегося ана-

логом сухого трения всех узлов подвески, $F_3 = \frac{-P_{3i}}{M_i}$;

$$F_4 = \frac{-P_{4i} + M_i g + m g}{m_i} \quad \text{— упругая характеристика}$$

шины, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ — ускорение силы тяжести; ρ — радиус инерции относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести автомобиля; q_i — текущая координата неровности; h , $l_{\text{н}}$, ν — высота,

длина, частота неровности; Δ , $\dot{\Delta}$ — относительные перемещения и скорость подрессоренной и неподдресоренной масс; P_1 , P_2 и P_3 — силы, действующие на подрессоренную массу со стороны упругого элемента (P_1), амортизатора (P_2), условного элемента, заменяющего все силы сухого трения в системе (P_3); P_4 , P_5 — силы, действующие на неподдресоренную массу со стороны шины за счет упругости (P_4) и

демпфирования (P_5); $F_5 = \frac{-P_{i5}}{m_i}$ — характеристика

демпфирования шины.

Уравнения (1) описывают колебания части АТС, неподвижного в горизонтальном и угловом направлениях при протягивании неровностей под его колесами.

Предлагается рассчитать элементарную работу, затрачиваемую на преодоление неровности с пассивной и активной виброзащитой и, как результат, влияние характеристики амортизатора и упругого элемента на затраты энергии на колебания.

Сила, действующая со стороны дороги на i -ю шину в вертикальном направлении, равна:

$$R_i = m_i(F_{4i} + F_{5i}) + g(M_i + m_i).$$

Работа, затрачиваемая на перемещение за время t равна:

$$A_0 = \int_0^t m_1(F_{4i} + F_{5i})dq_i + \int_0^t g(M_i + m_i)dq_i.$$

Первый интеграл характеризует энергию, подведенную к системе от неровности и рассеиваемую впоследствии диссипативными элементами подвески, второй — энергию, расходуемую на преодоление силы тяжести.

При исследовании колебаний системы подрессоривания при переезде через единичную неровность затраты энергии можно оценить величиной удельной энергии (E), представляющей отношение энергии, затрачиваемой на колебания к полному весу автомобиля (или части системы подрессоривания):

$$E = \frac{10}{g} \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{1 + \gamma_i} \int_0^t (F_{4i} + F_{5i})d\Delta.$$

Затраты на периодическую неровность можно оценить отношением средней мощности, затрачиваемой на колебания к полному весу автомобиля (N):

$$N = \frac{10}{g} \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{1 + \gamma_i} \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} (F_{4i} + F_{5i})d\Delta. \quad (2)$$

При оценке энергии, рассеиваемой диссипативными элементами системы, воспользуемся средней удельной мощностью [1–3], затраченной при переезде, как единичной, так и периодической неровности за промежуток времени $t_2 - t_1$:

$$N_{2i} = -\frac{10}{g} \frac{\beta_i}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} F_{2i}d\Delta_i;$$

совокупностью всех элементов сухого трения i -й оси:

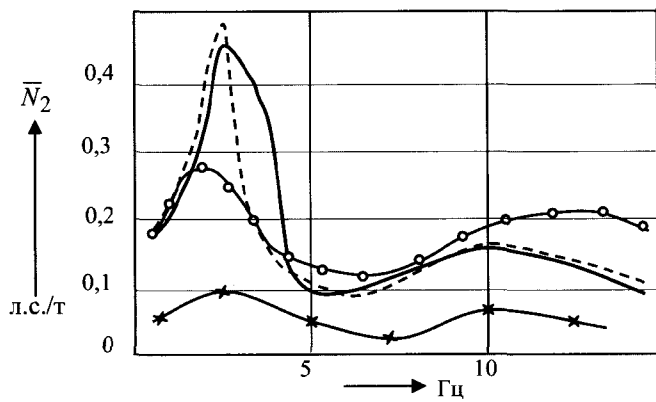
$$N_{3i} = -\frac{10}{g} \frac{\beta_i}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} F_{3i}d\Delta_i.$$

В качестве примера приведены результаты исследования двухмассовой колебательной системы с пассивной и активной подвесками (рисунок) [4–6].

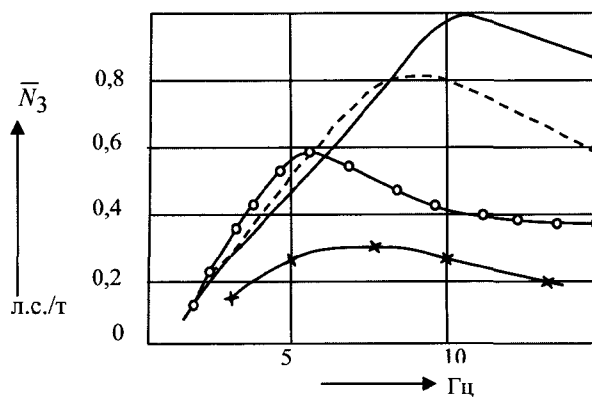
Влияние параметров неровностей на величину энергии, затрачиваемой на колебания: при увеличении высоты неровности в 2 раза ($h = 5 \text{ см}$ и $h = 10 \text{ см}$, $\nu = 10 \text{ Гц}$) затраты энергии увеличиваются в 4 раза, а при увеличении высоты в 4 раза ($h = 20 \text{ см}$), затраты энергии увеличиваются в 14–15 раз. Расход мощности на колебания при высоте неровности $h = 8 \text{ см}$ и частоте 10 Гц расход мощности составляет 10 л. с. на 1 т массы автомобиля (для данного частного случая).

Влияние упругого элемента на затраты энергии на колебания. Для исследования взята характеристика гидропневматического упругого элемента на ходе отбоя $l_0 = 11; 14; 20 \text{ см}$. При проезде единичной неровности $h = 10 \text{ см}$ при $l_0 = 11 \text{ см}$ на частоте 10 Гц при изменении l_0 от 11 до 20 см затраты энергии возрастают в 1,5 раза. При дальнейшем увеличении частоты неровностей влияние упругого элемента уменьшается.

Влияние характеристики амортизатора на затраты энергии на колебания. При исследовании величины $P_{\text{сж}}$ и $P_{\text{от}}$ изменялись от 0,2*g* до 1*g*, коэффициенты демпфирования принимались равными 0,2; 0,4; 0,6.



а)



б)

Частотные характеристики мощностей, затрачиваемых на колебания, при различных γ :

a — амортизатором; *б* — узлом "сухое трение".

— $\gamma = 12,7$; --- $\gamma = 8,06$; $\circ-\circ-\circ$ $\gamma = 4,07$ (для пассивной подвески);
 $\times-\times-\times$ $\gamma = 12,7$ (для активной подвески)

В диапазоне частот от 2 до 10 Гц с увеличением ζ затраты энергии на колебания увеличиваются, а для частот, больших 10 Гц и меньших 2 Гц — уменьшаются.

На рисунке показано изменение мощности, рассеиваемой амортизатором в зоне низкочастотного и высокочастотного резонансов. Большей неподдрессоренной массе соответствует меньшая мощность, рассеиваемая амортизатором в зоне низкочастотного резонанса, и большая — в зоне высокочастотного резонанса.

Таким образом, мощность, рассеиваемая амортизатором на возмущения, составляет около 1 л. с./т. За

счет сухого трения рассеиваются мощности того же порядка (для пассивных подвесок), для активных подвесок рассеивание мощности в 3—5 раз меньше.

Результаты анализа говорят о необходимости создания упругодемпфирующих элементов на основе интеллектуальных жидкостей, исключая эффект сухого трения.

Необходимо отметить, что управляемая подвеска способствует повышению КПД движителей, что обеспечивает снижение энергозатрат на транспортировку груза.

Выводы. В результате исследования динамики колесной машины методами имитационного моделирования установлено, что применение управляемой подвески обеспечивает:

- стабилизацию машины в поперечной плоскости;
- повышение плавности хода;
- при дополнительных затратах энергии (необходимая мощность 2 кВт на тонну подрессоренной массы) скорость движения увеличивается на 55—70 %;
- потребляемая мощность уменьшается на 45—60 % по сравнению с вариантом применения пассивной подвески.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля: 3-е изд., — М., 1972.
2. Дербаремдикер А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей: "Машиностроение". М., 1969.
3. Шульман З. П., Хусид Б. М., Коробко Е. В. Системы виброзащиты на основе демпферов вязкого трения с электрореологической суспензией // ДАИ АН БССР, 1987. Т. 31, № 8. С. 117—120.
4. Bilyk V. A., Korobko E. V., Reizina G. N. Vibration Control of Oscillating system Mechatronic Systems and Materials (MSM 2007) // Lithuanian Academy of Sciencs/ 3rd Internation Conference. С. 262—263.
5. Воронович Г. К., Коробко Е. В., Рейзина Г. Н. Влияние интеллектуальных жидкостей на динамику систем подрессоривания транспортных средств Сборник докладов МНТК, Минск, БНТУ, 2010. С. 161—164.
6. Коробко Е. В., Рейзина Г. Н. Реализация алгоритма управления в системах подрессоривания транспортных средств. — Сборник научных статей ИТМО АН РБ, 2011. С. 311—316.