

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ БАЛАНСИРНЫХ ПОДВЕСОК ТРЕХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Особенности конструктивного оформления балансирных подвесок трехосных автомобилей МАЗ, КраЗ и Сканиа видны из представленных на рис. 1 схем подвесок этих автомобилей. Определенный интерес представляет сравнительный статистический анализ колебаний автомобиля МАЗ-514 с указанными подвесками с целью выявления преимуществ и недостатков каждой из конструкций.

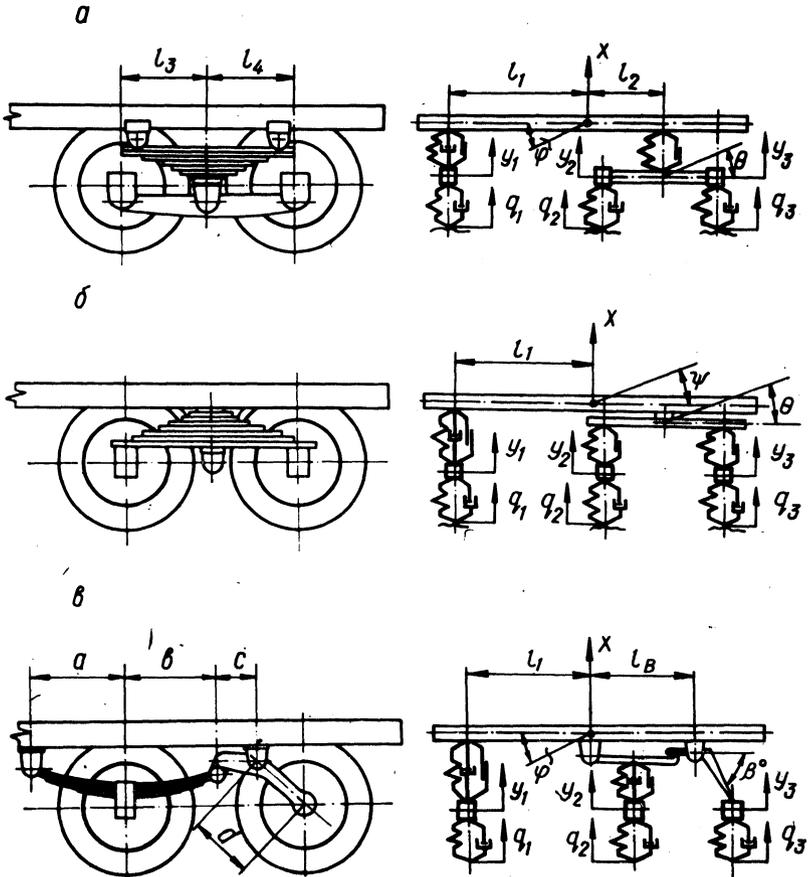


Рис. 1. Схемы подвесок трехосных автомобилей типа: МАЗ (а), КраЗ (б) и Сканиа (в).

Характеристики упругих и диссипативных элементов всех трех типов подвесок обладают существенной нелинейностью. Поэтому методы исследования линейных систем [1, 2], базирующиеся на представлении возмущения конечной или бесконечной суммой элементарных типовых воздействий и на использовании характеристик, являющихся мерой реакции системы на них, для исследования данных подвесок использоваться не могут. Для нелинейных систем представляют интерес методы, позволяющие вычислить вероятностные характеристики выходных координат системы без ее предварительной линеаризации [3, 4—6].

Благодаря наглядной вероятностной трактовке и универсальности широкое распространение в этом случае получил метод статистических испытаний (Монте-Карло). При анализе нелинейных подвесок этим методом на каждую опору подается одна реализация возмущения, в результате чего будет получена одна реализация каждой из фазовых координат транспортной машины. Повторяя подобные испытания многократно, найдем для каждой из фазовых координат совокупность реализаций. Статистическая обработка совокупностей позволяет определить законы распределения фазовых координат либо отдельные характеристики этих законов.

Достаточно полное представление о качестве подвески дает спектральная плотность ускорений центра тяжести поддрессоренных масс $S_{\ddot{x}}(\omega)$. Энергетический спектр позволяет судить не только о диапазоне частот совершающихся случайных колебаний, их интенсивности, но и о дисперсии ускорений, значение которой пропорционально площади под кривой спектральной плотности.

Обозначая через $P_{i,j}$ нелинейные упругие и диссипативные характеристики j -го элемента i -й оси, для схем, приведенных на рис. 1, дифференциальные уравнения колебаний запишутся в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \frac{1}{M} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\ddot{\Delta}_1) + P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] &= 0; \\ \ddot{y} + \frac{1}{M_p} \left\{ i_1 [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\ddot{\Delta}_1)] + i_2 [P_{21}(\Delta_2) + \right. & \\ \left. + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] \right\} &= 0; \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y}_1 - \frac{1}{m_1} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1) - P_{14}(\delta_1) - P_{15}(\dot{\delta}_1)] &= 0; \\ \ddot{y}_2 - \frac{1}{m} [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2) - P_{24}(\delta_2) - P_{25}(\dot{\delta}_2) - P_{34}(\delta_3) - \\ - P_{35}(\dot{\delta}_3)] &= 0; \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\ddot{\theta} + \frac{1}{m\rho^2} \left\{ 1_3 [P_{24}(\delta_2) + P_{25}(\dot{\delta}_2)] + 1_4 [P_{34}(\delta_3) + P_{35}(\dot{\delta}_3)] \right\} = 0$$

при $t = 0$, $x(0) = \dot{x}(0) = \varphi(0) = \dot{\varphi}(0) = y_1(0) = \dot{y}_1(0) = y_2(0) = \dot{y}_2(0) =$
 $= \theta(0) = \dot{\theta}(0) \equiv 0.$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \frac{1}{M} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1) + P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2) + P_{31}(\Delta_3) + \\ + P_{33}(\dot{\Delta}_3)] &= 0; \end{aligned} \right\}$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{1}{M\rho^2} \left\{ 1_1 [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1)] + 1_2 [P_{21}(\Delta_2) + \right.$$

$$\left. + P_{23}(\dot{\Delta}_2) + P_{31}(\Delta_3) + P_{33}(\dot{\Delta}_3)] \right\} = 0; \quad \left. \right\} (2)$$

$$\ddot{y}_1 - \frac{1}{m_1} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1) - P_{14}(\delta_1) - P_{15}(\dot{\delta}_1)] = 0;$$

$$\ddot{y}_2 - \frac{1}{m_2} [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2) - P_{24}(\delta_2) - P_{25}(\dot{\delta}_2)] = 0;$$

$$\ddot{y}_3 - \frac{1}{m_3} [P_{31}(\Delta_3) + P_{33}(\dot{\Delta}_3) - P_{34}(\delta_3) - P_{35}(\dot{\delta}_3)] = 0;$$

$$\ddot{\theta} + \frac{1}{m\rho^2} \left\{ 1_3 [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] + 1_4 [P_{31}(\Delta_3) + P_{33}(\dot{\Delta}_3)] \right\} = 0$$

при $t = 0$, $x(0) = \dot{x}(0) = \varphi(0) = \dot{\varphi}(0) = y_1(0) = \dot{y}_1(0) = y_2(0) = \dot{y}_2(0) =$
 $y_3(0) = \dot{y}_3(0) = \theta(0) = \dot{\theta}(0) \equiv 0.$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \frac{1}{M} \left\{ P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1) + (A+1) [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] \right\} &= 0 \end{aligned} \right\} (3)$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{1}{M\rho^2} \left\{ 1_1 [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1)] + (A1_B + 1_A) [P_{21}(\Delta_2) + \right.$$

$$\left. + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] \right\} = 0;$$

$$\left. \begin{aligned}
 \ddot{y}_1 - \frac{1}{m_1} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\ddot{\Delta}_1) - P_{14}(\delta_1) - P_{13}(\dot{\delta}_1)] &= 0; \\
 \ddot{y}_2 - \frac{1}{m_2} [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2) - 2P_{24}(\delta_2) - 2P_{23}(\dot{\delta}_2)] &= 0; \\
 \ddot{y}_3 - \frac{1}{m_3} \left\{ A [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] - 2P_{34}(\delta_3) - 2P_{35}(\dot{\delta}_3) \right\} &= 0
 \end{aligned} \right\} (3)$$

при $t = 0$ $x(0) = \dot{x}(0) = \varphi(0) = \dot{\varphi}(0) = y_1(0) = \dot{y}_1(0) = y_2(0) = \dot{y}_2(0) = y_3(0) = \dot{y}_3(0) = 0$,

где x, \dot{x}, \ddot{x} — вертикальное перемещение, скорость и ускорение поддрессоренной массы соответственно в см, см/с и см/с²; $\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ — угловое перемещение, скорость и ускорение поддрессоренной массы вокруг оси тангажа соответственно в рад, 1/с и 1/с²; $y_i, \dot{y}_i, \ddot{y}_i$ — вертикальное перемещение, скорость и ускорение неподдрессоренной массы i -й опоры соответственно в см, см/с и см/с²; M_i — поддрессоренная масса, приходящаяся на i -ю опору, без индекса — поддрессоренная масса автомобиля, кг·с²/см; m_i — неподдрессоренная масса i -й опоры, без индекса — масса балансира, кг·с²/см; ρ — радиус инерции поддрессоренной массы относительно оси тангажа, см; ρ_θ — радиус инерции балансира относительно его ЦТ, см; $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ — угловое перемещение, скорость и ускорение массы балансира вокруг оси, проходящей через ЦТ соответственно в рад, 1/с и 1/с².

Аргументы нелинейных характеристик, входящих в дифференциальные уравнения, соответственно равны (см. рис.1)

для системы (1):

$$\Delta_1 = y_1 - x + 1_1 \varphi ; \Delta_2 = y_2 - x - 1_2 \varphi ; \delta_1 = q_1 - y_1 ;$$

$$\delta_2 = q_2 - y_2 + 1_3 \theta ; \delta_3 = q_3 - y_3 - 1_4 \theta ;$$

для системы (2):

$$\Delta_1 = y_1 - x + 1_1 \varphi ; \Delta_2 = y_2 - x - 1_2 \varphi + 1_3 \theta ;$$

$$\Delta_3 = y_3 - x - 1_2 \varphi - 1_4 \theta ;$$

$$\delta_1 = q_1 - y_1 ; \delta_2 = q_2 - y_2 + 1_3 \theta ; \delta_3 = q_3 - y_3 - 1_4 \theta ;$$

для системы (3):

$$\Delta_1 = y_1 - x + 1_1 \varphi ; \Delta_2 = (A+1)x + [A_1 B + 1_A] \varphi - A y_3 - y_2 ;$$

$$\delta_1 = q_1 - y_1 ; \delta_2 = q_2 - y_2 ; \delta_3 = q_3 - y_3 ,$$

где

$$A = \frac{a \cdot c}{\alpha(a+b)} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0}$$

Для решения систем нелинейных дифференциальных уравнений были составлены программы на АЛЬФА-языке. Решение производилось на ЦВМ М-220 методом Эйлера--Коши с шагом $h = 0,005$ с. Общее время счета зависело от принятой скорости движения и определялось из соображений получения достаточно представительной реализации выходных координат, входящих в целевую функцию и ограничения. Случайный микропрофиль дороги формировался с помощью алгоритмов по корреляционной функции вида

$$R_q(\tau) = D_q (A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos \beta \tau) ,$$

где D_q -- дисперсия, см^2 ; α_1, α_2 и β -- корреляционные коэффициенты, $1/\text{с}$; A_1 и A_2 -- безразмерные коэффициенты, $A_1 + A_2 = 1$.

Исследования проводились для асфальтовой, булыжной и грунтовой дорог при скоростях движения 20, 40 и 60 км/ч. На рис. 2 и 3 приведены некоторые из полученных результатов.

Спектральные плотности ускорений в центре тяжести подвески рессоренной массы автомобиля с параметрами, соответствующими параметрам трехосного автомобиля МАЗ-514, для трех типов подвесок, приведенных на рис. 1, при движении по грунтовой дороге с дисперсией 10 см^2 со средней скоростью 40 км/ч приведены на рис. 2. Как видно, сравнительно лучшей плавностью хода обладает автомобиль с подвеской типа КраЗ. Для этого случая максимальное значение спектральной плотности ускорений на всех скоростях несколько ниже, чем у двух

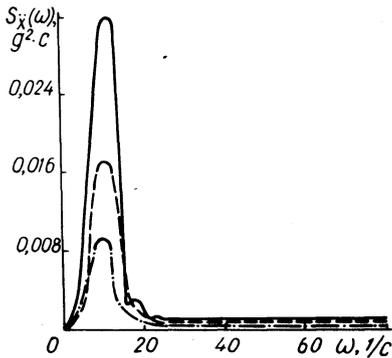


Рис. 2. Спектральные плотности ускорений в центре тяжести поддресоренной массы трехосного автомобиля с различными типами задней балансирной подвески (— МАЗ; - - - Сканиа; - . - КрАЗ).

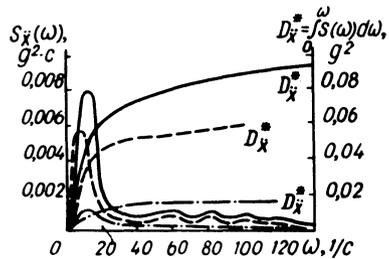


Рис. 3. Статистические характеристики колебаний поддресоренной массы автомобиля с подвеской типа МАЗ при различных жесткостях рессоры задней тележки (— 1430 кг/см; - - - 1000 кг/см; - . - 600 кг/см).

других типов. Скорость $v = 40$ км/ч для рассматриваемой дороги является наиболее неблагоприятной. У автомобиля с подвеской типа МАЗ значение $S_{\ddot{x}}$ достигает $0,030 g^2 c$, что почти в два раза превышает значения у других типов (см. рис. 2). Как показывают расчеты, улучшение плавности хода подвески типа МАЗ может быть получено путем снижения жесткостей задней рессоры до $c_2 = 600$ кг/см и более, о чем свидетельствуют данные рис. 3. Максимальное значение $S_{\ddot{x}}$ в этом случае составляет $0,001 g^2 c$ по сравнению с $0,0078 g^2 c$ при $c_2 = 1430$ кг/см, т.е. уменьшается более чем в 7 раз.

Приведенные исследования показали, что автомобиль с подвеской типа КрАЗ обладает несколько лучшей плавностью хода. Для улучшения плавности хода автомобиля с подвеской типа МАЗ жесткость ее упругого элемента необходимо существенно снизить. Задняя подвеска типа Сканиа с точки зрения плавности хода не имеет преимуществ по сравнению с подвесками типа МАЗ и КрАЗ. Установлено также, что значительное улучшение

плавности хода может быть получено путем замены у трехосных автомобилей всех трех рассмотренных типов подвесок на листовых рессорах связанными гидропневматическими подвесками.

Л и т е р а т у р а

1. Яценко Н.Н. Особенности колебаний трехосного автомобиля с балансирной подвеской. — "Автомобильная промышленность", 1959, №12. 2. Ротенберг Р.В. Подвески автомобиля. М., 1972. 3. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. Минск, 1971. 4. Ершов В.И., Бугай О.В., Фурунжиев Р.И. Статистическая оптимизация нелинейных подвесок трехосных автомобилей. — В сб.: Вычислительная техника в машиностроении. Минск, 1974, сентябрь. 5. Фурунжиев Р.И. К теории оптимизации стохастических колебательных систем. — В сб.: Вычислительная техника в машиностроении. Минск, 1972, март. 6. Фурунжиев Р.И. К автоматизации проектирования сложных колебательных систем. — В сб.: Вычислительная техника в машиностроении. Минск, 1973, март.

А.И. Гришкевич, В.Б. Альгин, В.И. Чечик

НАГРУЗКИ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ОТ НЕРАВНОМЕРНОЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Существенное влияние на долговечность трансмиссии оказывают крутильные колебания, возбуждаемые двигателем. Поэтому в общем нагрузочном режиме трансмиссии необходимо учитывать этот вид нагрузок. Ниже излагается методика определения упомянутого нагрузочного режима применительно к трансмиссии автомобиля МАЗ-500А.

1. Анализ крутящего момента двигателя. Суммарная кривая крутящего момента двигателя (рис. 1) подвергается спектральному анализу. Нулевая гармоника (постоянная составляющая) не учитывается, поскольку она не вызывает колебаний момента в трансмиссии. В результате определяется вклад в общую дисперсию отдельных гармоник (рис. 2).