

УДК 629.33:519.8

В.П. Долгин, канд. техн. наук,**И.В. Долгин,****С.В. Огрызков***Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua***АНАЛИЗ РЕАКЦИИ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ СЛУЧАЙНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ***Излагается метод оценки эффективности подвески при случайном характере рельефа дорожного покрытия.****Ключевые слова:** подвеска автомобиля, эффективность, случайный сигнал, спектральный анализ, передаточная функция.*

Качество работы подвески автомобиля определяется параметрами ее кинематической схемы, содержащей приведенную к одному колесу поддрессоренную массу m , жесткость рессоры (пружины) c и сопротивление амортизатора λ . Анализ подвески удобно проводить на основе исследования ее передаточной функции. Обычно анализ проводят во временной и частотной областях с целью определения показателей качества на основе анализа ее реакции на стандартные сигналы.

Целью статьи является разработка метода оценки эффективности подвески автотранспортного средства при случайном характере изменения профиля дорожного покрытия.

Анализ подвески с учетом реальных условий эксплуатации возможен при моделировании ее поведения под воздействием случайного возмущения, отражающего характер дорожного покрытия. Одним из приемлемых методов в этом случае является спектральный анализ на основе дискретного преобразования Фурье. Для проведения анализа необходимо иметь передаточную функцию, описывающую кинематическую схему подвески и стохастическую модель возмущающего воздействия.

Среди возможных кинематических схем подвески остановимся на одномассовой модели, учитывающей поведение центра приведенной массы ее поддрессоренной составляющей. Одномассовая модель (рисунок 1, б) может быть получена как частный случай более полной, например, двухмассовой (рисунок 1, а) модели, где m_1 – приведенная к одному колесу масса поддрессоренных частей автомобиля, λ_1 – сопротивление амортизатора, c_1 – жесткость рессоры, m_2 – масса неподдрессоренных частей автомобиля, λ_2 – затухание в шине, c_2 – жесткость шины, при естественных допущениях ($m_1 > m_2$, $c_1 < c_2$, $\lambda_1 > \lambda_2$). Двухмассовая модель подвески описывается системой дифференциальных уравнений, отражающих реакцию поддрессоренной и неподдрессоренной составляющих подвески:

$$\begin{cases} m_1 z'' + \lambda_1 (z' - y') + c_1 (z - y) = 0, \\ m_2 y'' + \lambda_1 (y' - z') + c_1 (y - z) + \lambda_2 y' + c_2 y = \lambda_2 x' + c_2 x. \end{cases}$$

Перейдя к операторной форме, получим операторную передаточную функцию, описывающую поведение поддрессоренной (кузова) $Z(p)$ и неподдрессоренной (колеса) $Y(p)$ составляющих подвески:

$$Z(p) = \frac{\lambda_1 \lambda_2 p^2 + (c_2 \lambda_1 + c_1 \lambda_2) p + c_1 c_2}{m_1 m_2 p^4 + (\lambda_1 m_1 + \lambda_2 m_1 + \lambda_1 m_2) p^3 + (\lambda_1 \lambda_2 + c_2 m_1 + c_1 m_1 + c_1 m_2) p^2 + (c_1 \lambda_2 + c_2 \lambda_1) p + c_1 c_2};$$

$$Y(p) = \frac{(\lambda_2 p + c_2)(m_1 p^2 + \lambda_1 p + c_1)}{m_1 m_2 p^4 + (\lambda_1 m_1 + \lambda_2 m_1 + \lambda_1 m_2) p^3 + (\lambda_1 \lambda_2 + c_2 m_1 + c_1 m_1 + c_1 m_2) p^2 + (c_1 \lambda_2 + c_2 \lambda_1) p + c_1 c_2}.$$

Для перехода к одномассовой модели найдем предел, к которому стремится каждая из передаточных функций при c_2 стремящемся к бесконечности

$$W_z(p) = \lim_{c_2 \rightarrow \infty} (Z(p)) = \frac{\lambda p + c}{m p^2 + \lambda p + c};$$

$$W_y(p) = \lim_{c_2 \rightarrow \infty} (Y(p)) = 1,$$
(1)

где принято с учетом наложенных условий $m = m_1$, $c = c_1$, $\lambda = \lambda_1$.

Упрощение модели может быть получено для других частных случаев, например, при подстановке в выражения $Z(p)$ и $Y(p)$ передаточных функций значений $m_2 \rightarrow 0$ и $\lambda_2 \rightarrow 0$, где y , z – перемещение центра приведенной массы, x – перемещение относительно уровня дорожного покрытия.

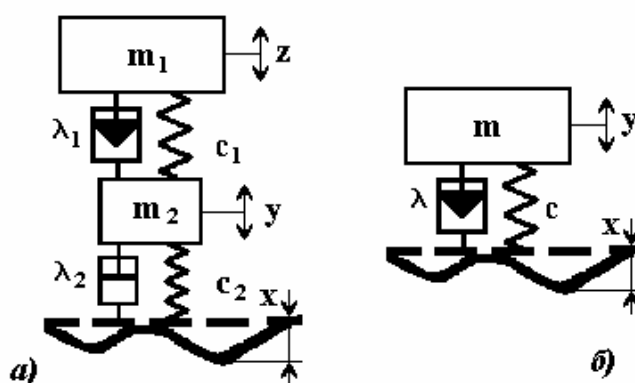


Рисунок 1 – Кинематическая схема подвески

Операторную передаточную функцию одномассовой динамической модели можно свести к стандартной форме

$$W(p) = W_z(p) = \frac{b_1 + 1}{1 + a_1 p + a_2 p^2}, \quad (2)$$

где p – оператор Лапласа, $a_1 = \lambda/c$, $a_2 = m/c$, $b_1 = a_1$.

Применение упрощенной одномассовой кинематической схемы подвески не лишает рассматриваемый подход общности. В качестве модели подвески можно принять сколь угодно сложную функцию, описывающую двухмассовую, трехмассовую и т.д. кинематическую схему. Это кардинально не улучшит результат анализа ввиду того, что приведенная масса автомобиля существенно изменяется в процессе эксплуатации при изменении коэффициента загрузки, жесткость рессор и сопротивление амортизаторов изменяется под влиянием времени и окружающей среды. Поэтому уточнения кинематической схемы подвески (1) сводят задачу к частным случаям.

При воздействии перемещения относительно уровня дорожного покрытия x , носящего случайный характер, можно воспользоваться методом спектрального анализа дискретного преобразования Фурье. Случайную функцию $y(t)$ можно представить в полигармонической форме совокупностью ее гармонических составляющих, образующих ряд Фурье [1].

Спектральный анализ функции $y(t)$ заключается в нахождении коэффициентов a_j и b_j ряда Фурье

$$y(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^{\infty} (a_j \cos(2\pi f_j t) + b_j \sin(2\pi f_j t)), \quad (3)$$

где f_1 – частота первой гармоники, j – номер гармоники.

Численный спектральный анализ заключается в нахождении коэффициентов $a_0, a_1, \dots, a_N$ и $b_1, b_2, \dots, b_N$ для функции $y(t)$, представленной выражением (3) и заданной на отрезке $[0, T]$ дискретными значениями.

Коэффициенты Фурье определяются выражениями

$$a_j = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{N-1} y(t_i) \cos(2\pi f_1 i h); \quad (4)$$

$$b_j = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{N-1} y(t_i) \sin(2\pi f_1 i h),$$

где N – число дискретных значений функции $y(t)$, $h = T/N$ – шаг, с которым расположены абсциссы $y(t)$, полученные по формулам численного интегрирования методом Эйлера выражений

$$a_j = \frac{2}{T} \int_0^T y(t) \cos(2\pi f_1 t) dt;$$

$$b_j = \frac{2}{T} \int_0^T y(t) \sin(2\pi f_1 t) dt,$$

где $T = 1/f_1$ – период функции $y(t)$.

При воздействии случайного возмущения $x(t)$ наибольший эффект будет иметь место при периодах следования импульсов с математическим ожиданием, соответствующим частоте собственных колебаний ω_0 , которая составляет величину, примерно равную значению

$$\omega_0 = \frac{\sqrt{mc(\sqrt{m^2 c^2 + 2\lambda^2 mc} - mc)}}{\lambda m} = \frac{1}{a_1} \sqrt{1 + 2 \frac{a_1^2}{a_2} - 1}.$$

Представленный результат получен по логарифмической амплитудно-частотной характеристике при исследовании модуля передаточной функции на экстремум. На рисунке 2 изображены тонкими линиями характеристики двухмассовой, а утолщенными – одномассовой модели. Индексы 1 и 2 соответствуют характеристикам одномассовой модели, а индексы 3 и 4 – обозначают характеристики двухмассовой модели. На рисунке 2, а изображены переходные характеристики, а на рисунке 2, б – логарифмические амплитудно-частотные характеристики 1 и 3 подрессоренной, а 2 и 4 неподрессоренной составляющих подвески.

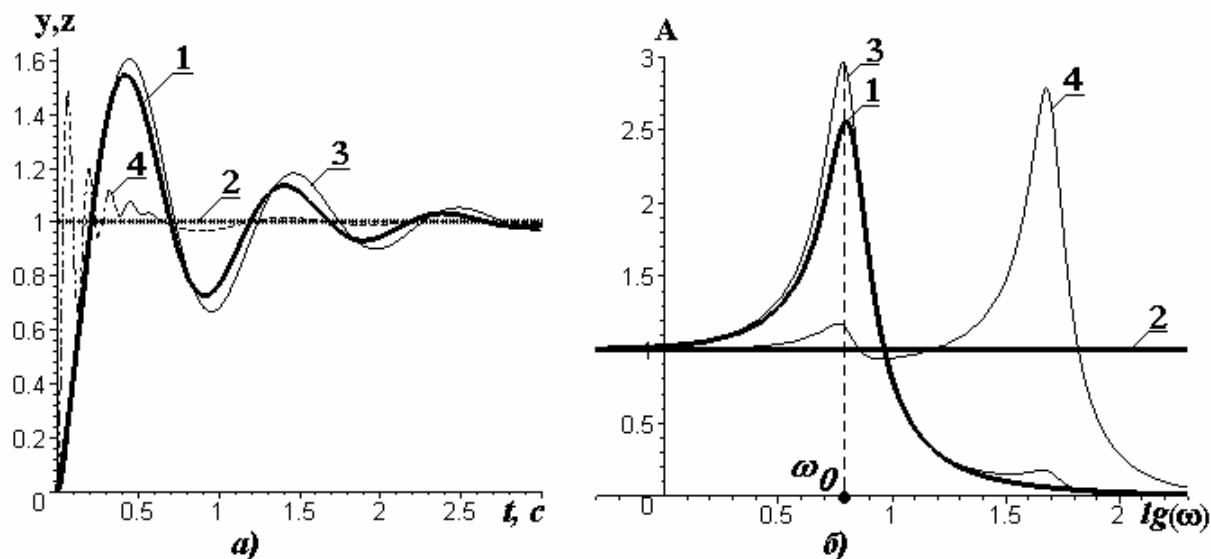


Рисунок 2 – Характеристики подвески

На основании проведенного анализа реализована модель дорожного полотна со случайным характером рельефа. Понятно, что максимальное значение амплитуды импульсов, имитирующих характер рельефа дорожного покрытия, должно быть ограничено по модулю, например, $\max(\text{abs}(x(t))) < R/k$, где R – радиус колеса, $k > 1$.

Первое и второе требование при моделировании можно реализовать с помощью генератора случайных чисел с заданным диапазоном изменения случайных чисел. В случае равномерного распределения ограничение интервала распределения может быть реализовано заданием нижней a и верхней b границ

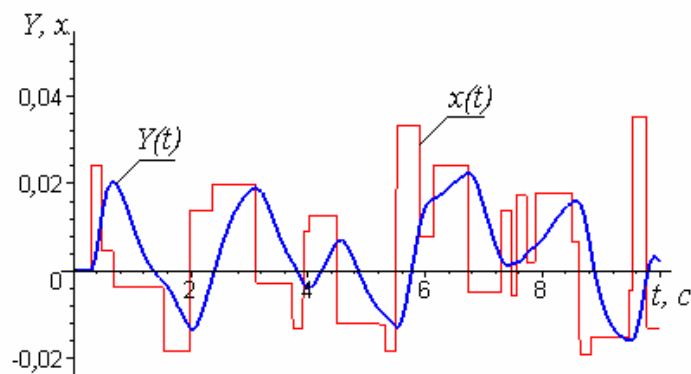
$$v_i = a + (b - a)\chi_i,$$

где v_i – требуемая случайная величина, распределенная в заданном диапазоне $[a, b]$, χ_i – случайное число с равномерным распределением. На рисунке 3 изображено случайное входное воздействие $x(t)$ и реакция подвески $Y(t)$.

Для вычисления реакции модели (2) к ее входу приложен сигнал, полученный путем Фурье-представления последовательности импульсов $x(t)$ со случайным периодом повторения и амплитудой в соответствии с определением (3). Коэффициенты ряда Фурье получены путем реализации соотношений (4). По той же процедуре вычислены гармоники выходного сигнала $y_i(t)$, где $y_0(t) = \frac{a_0}{2}$;

$$y_i(t) = a_j \cos(2\pi f_1 t) + b_j \sin(2\pi f_1 t); i = [1, N].$$

В результате разложения на гармонические составляющие входного сигнала и последующего вычисления реакции выхода с помощью преобразования Лапласа получен график выходного сигнала динамической системы при числе гармоник $N=20$.

Рисунок 3 – Реакция динамической модели $Y(t)$ на входной сигнал $x(t)$

На рисунке 4 изображен спектр входного (тонкие линии) и выходного (утолщенные линии) сигнала при $N=20$, $\omega_j = 2j\pi/t_0$, $j=[0 \dots N]$.

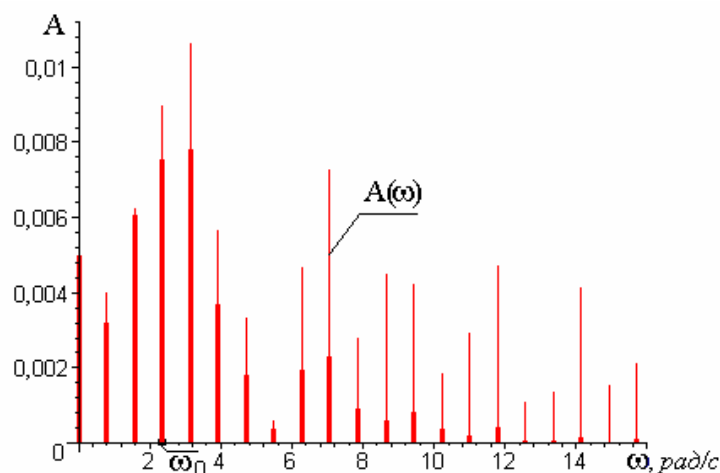


Рисунок 4 – Спектр входного и выходного сигналов

Оценка качества работы подвески может быть получена как математическое ожидание разности спектральных составляющих входного воздействия и реакции подвески, отнесенная к спектральной составляющей реакции подвески

$$E_{ff} = \sum_{j=0}^N \frac{A_s(\omega_j) - A_p(\omega_j)}{A_p(\omega_j)}, \quad (5)$$

где E_{ff} – коэффициент эффективности, $A_s(\omega_j)$ – спектральная составляющая входа, $A_p(\omega_j)$ – спектральная составляющая реакции подвески.

Для примера вычисления произведены для автомобиля ВАЗ–2101 с параметрами: масса автомобиля 950 кг, грузоподъемность 300 кг, осадка кузова под нагрузкой 0,169 м при коэффициенте загрузки 0,6. Приведенная к одному колесу масса принята равной 283 кг, коэффициент жесткости пружины подвески 4360 Н/м, среднее значение сопротивления амортизатора 1780 Нс/м.

При указанных значениях параметров подвески и автомобиля коэффициент эффективности, рассчитанный по формуле (5), составил величину $E_{ff}=8,2$.

В результате проведенного анализа предложен метод оценки эффективности подвески автомобиля, позволяющий оценить качество ее работы при произвольном характере дорожного покрытия.

Перспективы дальнейших исследований состоят в разработке методики анализа эффективности подвески с учетом нелинейности характеристик амортизатора, входящего в ее кинематическую модель.

Библиографический список

1. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ / В.П. Дьяконов. — М.: Наука, 1989. — 240 с.

Поступила в редакцию 01.03.2010 г.