

УДК 629.3

В. П. Тарасик

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

UDC 629.3

V. P. Tarasik

PHYSICAL BASICS OF THE PROCESS OF DAMPING OSCILLATIONS IN THE SYSTEM OF VEHICLE SUSPENSION

Аннотация

Изложены результаты исследований влияния релаксационного элемента на виброзащитные свойства подвески автомобиля. Получены амплитудно-частотные характеристики подвески в зависимости от расположения релаксационного элемента в колебательной системе, графики спектральных плотностей ускорений масс и распределения средних квадратических значений ускорений человека на сиденье по октавным полосам частот для двух видов дорог – шоссе с асфальтовым покрытием удовлетворительного качества и шоссе с изношенным бетонным покрытием. Показаны возможности изменения характеристик подвески посредством релаксационного элемента.

Ключевые слова:

автомобиль, подвеска, кузов, рессора, амортизатор, подрессоренная и неподрессоренная массы, сиденье водителя, релаксационный элемент, амплитудно-частотная и фазово-частотная характеристики, октавная полоса частоты, корреляционная функция микропрофиля дороги, спектральная плотность.

Abstract

The research into the effect of the relaxation element on the vibro-protective properties of the vehicle suspension has been conducted and its results are presented. The amplitude-frequency characteristics of the suspension, depending on the location of the relaxation element in the oscillating system have been obtained, as well as the graphs for spectral densities of accelerations of masses and the distribution of root-mean-square values of person's accelerations on the seat in octave frequency bands for the two types of roads, such as highways with asphalt pavement of satisfactory quality and highways with worn out concrete surface. The possibilities of changing suspension characteristics by means of the relaxation element are shown.

Keywords:

vehicle, suspension, body, spring, shock absorber, sprung mass and unsprung mass, driver's seat, relaxation element, amplitude-frequency and phase-frequency characteristics, octave band frequency, correlation function of the road microprofile, spectral density.

Движение автомобиля происходит в условиях воздействий на его колёса неровностей опорной поверхности дороги, что приводит к колебаниям кузова, сидений водителя и пассажиров и сопровождается вибрационными нагрузками на организм человека и механизмы автомобиля. Снижению вибрационных нагрузок при создании новой техники уделяется большое внимание.

Одним из способов решения этой проблемы является регулирование демпфирования колебаний подрессоренных масс системы подвески автомобиля.

Американскими учёными Д. Карнопом (D. C. Karnopp) и М. Кросби (M. J. Crosby) в 1973 г. предложен принцип регулирования демпфирования, получивший название semi – active suspensions (полуактивное регулирование) [1].



Д. Карнопп предложил также концепцию плавного изменения демпфирования – skyhook [2]. Аналогичное решение рассматривал в 1965 г. Р. И. Фурунжиев [3].

В процессе исследований и испытаний установлен ряд существенных недостатков таких подвесок. Основной из них – неустойчивость процесса функционирования, обусловленная значительным возрастанием амплитуд колебаний масс при приближении частоты воздействия к собственной частоте колебаний, что приводит к отрыву колёс от дороги, потере автомобилем устойчивости и управляемости.

Для решения возникшей проблемы чешский учёный М. Валашек (M. Valášek) предложил концепцию с названием grondhook [4].

В [5] изложен детальный анализ результатов проведенных её авторами исследований упомянутых принципов регулирования демпфирования колебаний и показана их бесперспективность, поскольку колебательная система подвески оказывается неустойчивой.

В [6] приведена структурная схема подвески с релаксационным элементом. Релаксационный элемент представляет собой совокупность упругого и диссипативного элементов, соединённых между собой последовательно. Он устанавливается в системе подвески между подрессоренной и не подрессоренной массами вместо обычного амортизатора параллельно основному упругому элементу, т. е. параллельно рессоре.

Модель релаксационного элемента предложил Максвелл в связи с изучением свойств густых растворов, суспензий и других тел, обладающих свойствами вязкоупругости и ползучести при упругопластических деформациях [7]. Модель Максвелла представляет собой последовательное расположение упругого и демпфирующего элементов. Модели вязкоупругости используются, в частности, для описания физических свойств полимерных материалов, для которых

характерно явление ползучести распространения деформации.

Однако детальный анализ физических свойств приведенной структурной схемы в [6] не проведен. Вместе с тем к этой схеме проявляется интерес многими исследователями [8, 9]. Решение данного вопроса будет рассмотрено далее.

Цель исследования

Исследование физических свойств процесса демпфирования колебаний в системе подвески автомобиля с релаксационным элементом и выявление наиболее рационального его расположения в системе подвески.

Методика исследования

Примем во внимание известное свойство системы подрессорирования кузова, характерное для большинства автомобилей [11]:

$$\rho_y^2 = l_1 l_2, \quad (1)$$

где ρ_y – радиус инерции кузова относительно его поперечной оси, проходящей через центр масс; l_1, l_2 – координаты центра масс кузова автомобиля относительно осей вращения передних и задних колёс соответственно.

При выполнении условия (1) можно использовать модель колебаний масс системы подвески отдельно для передней и задней частей автомобиля. Принятые к исследованию динамические модели систем подвесок приведены на рис. 1.

Модель на рис. 1, а обычная и не содержит релаксационного элемента (РЭ). В модели на рис. 1, б РЭ расположен между подрессоренной $m_{\text{п}}$ и не подрессоренной $m_{\text{н}}$ массами параллельно упругому элементу подвески кузова (рессоре) с коэффициентом жёсткости c_p . В модели на рис. 1, в РЭ



установлен между массой сиденья водителя m_c и подрессоренной массой кузова m_{II} параллельно упругому элементу сиденья с коэффициентом жёсткости c_c . В обозначениях параметров релаксационного элемента использован индекс «р.э». Величину массы РЭ $m_{p.э}$ составляет суммарная масса штока и

поршня гидравлического цилиндра РЭ. В состав РЭ входят упругий элемент с коэффициентом жёсткости $c_{p.э}$ и диссипативный элемент с коэффициентом демпфирования $\mu_{p.э}$. Параметры шины – коэффициент жёсткости c_{III} и коэффициент демпфирования μ_{III} .

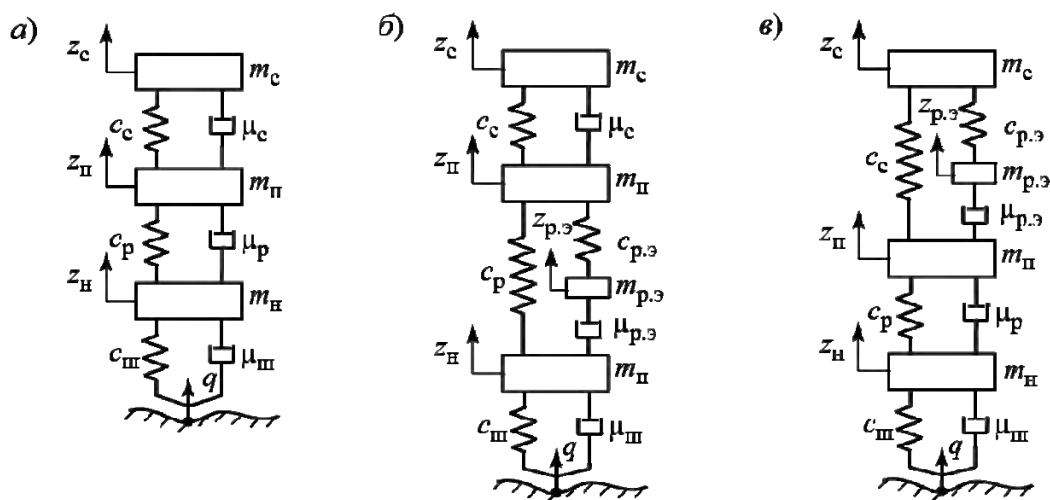


Рис. 1. Динамические модели систем подвесок автомобиля: а – без релаксационного элемента; б – с релаксационным элементом в подвеске кузова; в – с релаксационным элементом в подвеске сиденья водителя

Составим дифференциальные уравнения движения масс рассматриваемых вариантов подвески и представим их в структурированном виде относительно

фазовых координат и их производных. Математическая модель системы без РЭ (см. рис. 1, а) имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} m_H \ddot{z}_H + (\mu_{III} + \mu_p) \dot{z}_H + (c_{III} + c_p) z_H - \mu_p \dot{z}_{II} - c_p z_{II} &= \mu_{III} \dot{q} + c_{III} q; \\ m_{II} \ddot{z}_{II} + (\mu_p + \mu_c) \dot{z}_{II} + (c_p + c_c) z_{II} - \mu_p \dot{z}_H - c_p z_H - \mu_c \dot{z}_c - c_c z_c &= 0; \\ m_c \ddot{z}_c + \mu_c \dot{z}_c + c_c z_c - \mu_c \dot{z}_{II} - c_c z_{II} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $z_i, \dot{z}_i, \ddot{z}_i; i = H, II, c$ – координаты, скорости и ускорения масс соответственно; q, \dot{q} – функции воздействий неровностей опорной поверхности дороги (ордината микропрофиля дороги и

её производная).

Дифференциальные уравнения движения масс подвески с релаксационным элементом, согласно рис. 1, б):

$$\left. \begin{aligned} m_H \ddot{z}_H + (\mu_{ш} + \mu_{p.э}) \dot{z}_H + (c_{ш} + c_p) z_H - c_p z_{п} - \mu_{p.э} \dot{z}_{p.э} &= \mu_{ш} \dot{q} + c_{ш} q; \\ m_{п} \ddot{z}_{п} + \mu_c \dot{z}_{п} + (c_p + c_c + c_{p.э}) z_{п} - c_p z_H - \mu_c \dot{z}_c - c_c z_c - c_{p.э} \dot{z}_{p.э} &= 0; \\ m_c \ddot{z}_c + \mu_c \dot{z}_c + c_c z_c - \mu_c \dot{z}_{п} - c_c z_{п} &= 0; \\ m_{p.э} \ddot{z}_{p.э} + \mu_{p.э} \dot{z}_{p.э} + c_{p.э} z_{p.э} - \mu_{p.э} \dot{z}_H + c_{p.э} z_{п} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Дифференциальные уравнения движения масс системы, представленной на рис. 1, в:

$$\left. \begin{aligned} m_H \ddot{z}_H + (\mu_{ш} + \mu_p) \dot{z}_H + (c_{ш} + c_p) z_H - \mu_p \dot{z}_{п} - c_p z_{п} &= \mu_{ш} \dot{q} + c_{ш} q; \\ m_{п} \ddot{z}_{п} + (\mu_p + \mu_{p.э}) \dot{z}_{п} + (c_p + c_c) z_{п} - \mu_p \dot{z}_H - c_p z_H - c_c z_c - \mu_{p.э} \dot{z}_{p.э} &= 0; \\ m_c \ddot{z}_c + (c_c + c_{p.э}) z_c - c_c z_{п} - c_{p.э} \dot{z}_{p.э} &= 0; \\ m_{p.э} \ddot{z}_{p.э} + \mu_{p.э} \dot{z}_{p.э} + c_{p.э} z_{p.э} - \mu_{p.э} \dot{z}_{п} + c_{p.э} z_c &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В уравнения (2)–(4) фазовые координаты $z_H, z_{п}, z_c, z_{p.э}$ и их производные входят в первой степени. Следовательно, это линейные дифференциальные уравнения, а коэффициенты при фазовых координатах и их производных представляют собой элементы матрицы Якоби. По спектру матрицы Якоби линейных дифференциальных уравнений можно оценить устойчивость системы и вид переходных процессов [10]. Уравнение переходного процесса линейной динамической системы

$$z(t) = \sum_{i=1}^n z_i(t) = \sum_{i=1}^n C_i e^{\lambda_i t}, \quad (5)$$

где $z_i(t)$ – i -я составляющая функции $z(t)$; C_i – постоянные интегрирования дифференциальных уравнений, определяемые из начальных условий; λ_i – собственные значения матрицы Якоби – комплексные числа, содержащие вещественные $\text{Re} \lambda_i$ и мнимые $\text{Im} \lambda_i$ части:

$$\lambda_i = \text{Re} \lambda_i + j \text{Im} \lambda_i; \quad i = \overline{1, n}, \quad (6)$$

n – порядок матрицы Якоби; $j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица.

Согласно теореме А. М. Ляпунова, для устойчивости линейной системы необходимо и достаточно, чтобы вещественные части всех собственных значений матрицы Якоби системы уравнений математической модели были отрицательны [10]. В этом случае переходная характеристика $z(t)$ и все её составляющие $z_i(t)$ будут затухающими.

Элементы матрицы Якоби зависят только от параметров динамической системы. Для системы подвески автомобиля их значения определяются параметрами инерционных, упругих и диссипативных элементов $m_i, c_i, \mu_i, i = H, п, c, p.э$.

Для исследуемых моделей подвески приняты следующие значения параметров: $m_H = 55$ кг; $m_{п} = 1850$ кг; $m_c = 80$ кг; $m_{p.э} = 1$ кг; $c_{ш} = 460000$ Н/м; $c_p = 35000$ Н/м; $c_c = 11000$ Н/м. Параметры диссипативных элементов задавались в виде относительных коэффициентов затухания колебаний γ , а затем на основе парциальных моделей определялись значения коэффициентов демпфирования μ [10, 11]. Для амортизатора подвески кузова принято значение $\gamma_p = 0,25$; для амортизатора сиденья – $\gamma_c = 0,15$.

Для релаксационного элемента



модели на рис. 1, б приняты значения $c_{p,э} = 25000$ Н/м, $\gamma_{p,э} = 0,5$, а модели на рис. 1, в – $c_{p,э} = 8000$ Н/м, $\gamma_{p,э} = 1,0$. Значения $c_{p,э}$ и $\gamma_{p,э}$ подбирались в процессе сравнительных расчётов с учё-

том их влияния на оценочные показатели качества подвески.

Полученные спектры собственных значений матрицы Якоби приведены в табл. 1.

Табл. 1

Спектр собственных значений матрицы Якоби		
Модель на рис. 1, а	Модель на рис. 1, б	Модель на рис. 1, в
$-0,155 \pm j 4,145$	$-0,299 \pm j 4,209$	$-0,120 \pm j 4,184$
$-1,804 \pm j 11,876$	$-1,809 \pm j 11,885$	$-0,948 \pm j 15,546$
$-10,901 \pm j 94,325$	$-4,664 \pm j 96,378$	$-10,901 \pm j 94,324$
	$-16,750$	$-2,548$
	$-1394,3$	$-1833,5$

Из табл. 1 следует, что во всех рассматриваемых вариантах структуры подвески обеспечивается устойчивость процессов колебаний. В каждом варианте три пары комплексно-сопряженных значений, отображающие затухающие колебательные составляющие $z_i(t)$ переходной характеристики $z(t)$. При введении релаксационного элемента появляются дополнительно две экспоненциальные составляющие. Мнимые части комплексно-сопряженных собственных значений представляют резонансные частоты системы, рад/с. Если вычислить собственные значения матрицы Якоби без учёта диссипативных элементов, получим собственные частоты системы. Их значения незначительно отличаются от резонансных частот (они обычно выше на 2...3 %). У исследуемых вариантов подвески низшая резонансная частота

находится в пределах 0,6...0,7 Гц, вторая – 1,9...2,3 Гц, а высшая – 15,0...15,3 Гц.

Для оценки вибронгрузок в системе подвески в зависимости от её структуры и влияния дорожных условий осуществлялось моделирование вероятностных характеристик микропрофиля дороги, определение спектральных плотностей ускорений подрессоренной массы и сиденья и средних квадратических значений ускорений этих масс. Рассматривались два вида дорог – асфальтированное шоссе в удовлетворительном состоянии и шоссе с изношенным бетонным покрытием. Моделирование дорожных воздействий осуществлялось посредством корреляционных функций микропрофиля. Использовалось выражение корреляционной функции [12, 13]

$$R_q(x_s) = \sigma_q^2 (A_1 e^{-\alpha_1 |x_s|} + A_2 e^{-\alpha_2 |x_s|} \cos \beta_2 x_s + A_3 e^{-\alpha_3 |x_s|} \cos \beta_3 x_s), \quad (7)$$

где σ_q^2 – дисперсия ординат неровностей микропрофиля дороги, m^2/c^4 ; A_1, A_2, A_3 – коэффициенты, характеризующие рас-

пределение дисперсии ординат между составляющими корреляционной функции; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – параметры, характеризующие быстроту затухания корреляци-



онной связи ординат микропрофиля, m^{-1} ; β_2, β_3 – волновые частоты гармонических составляющих микропрофиля, m^{-1} ; x_s – аргумент корреляционной функции: $x_s = \Delta x n$; Δx – шаг дискретизации перемещения автомобиля, м; n – количество интервалов сдвига аргумента по пути x .

Параметры корреляционной функции микропрофиля асфальтированного шоссе: среднее квадратическое значение ординат микропрофиля $\sigma_q = 0,01$ м; $A_1 = 0,8$; $A_2 = 0,15$; $A_3 = 0,05$; $\alpha_1 = 0,2$; $\alpha_2 = 0,05$; $\alpha_3 = 0,05$; $\beta_2 = 0,6$; $\beta_3 = 2,0$; скорость движения $v_a = 120$ км/ч; шоссе с изношенной бетонкой: $\sigma_q = 0,0195$ м; $A_1 = 0,75$; $A_2 = 0,15$; $A_3 = 0,10$; $\alpha_1 = 0,6$; $\alpha_2 = 0,12$; $\alpha_3 = 0,35$; $\beta_2 = 1,2$; $\beta_3 = 4,5$; скорость движения $v_a = 60$ км/ч.

На основании корреляционной функции формировался вектор случайной последовательности ординат микропрофиля $q_i(x), i = \overline{1, N}$, где N – количество элементов вектора, а также определялась функция спектральной плотности ординат $G_q(v)$ [11, 12].

При определении критериев эффективности подвески автомобиля на основе спектрального метода необхо-

димо располагать функциями спектральных плотностей ускорений подвесочных масс. Эти функции связаны с функцией $G_q(v)$ амплитудно-частотными характеристиками (АЧХ), для определения которых нужно получить передаточные функции колебательной системы автомобиля. Рассмотрим кратко методику определения АЧХ.

Дифференциальные уравнения колебаний (2)–(4) линейные, к ним применимо преобразование Лапласа, посредством которого они превращаются в систему алгебраических уравнений, аргументом которых становится комплексная переменная $s = \alpha + jv$. Поскольку аргументом функции $G_q(v)$ является круговая частота v , то под воздействием неровностей дороги в колебательной системе установятся вынужденные незатухающие колебания с переменными амплитудами, но с частотой внешнего воздействия v . Поэтому для определения частотных характеристик этих колебаний заменим комплексную переменную s её мнимой составляющей jv .

В качестве примера приведём систему алгебраических уравнений для модели с релаксационным элементом в подвеске сиденья, описывающую её частотные характеристики. На основе уравнений (4) получаем

$$\left. \begin{aligned} & [c_{ш} + c_p) - m_H v^2 + j(\mu_{ш} + \mu_p)v] Z_H(jv) - [c_p + j\mu_p v] Z_{п}(jv) = [c_{ш} + j\mu_{ш} v] Q(jv); \\ & - [c_p + j\mu_p v] Z_H(jv) + [(c_p + c_c) - m_{п} v^2 + j(\mu_p + \mu_{п.э})v] Z_{п}(jv) - \\ & \quad - [c_c] Z_c(jv) - [j\mu_{п.э} v] Z_{п.э}(jv) = 0; \\ & - [c_c] Z_{п}(jv) + [(c_c + c_{п.э}) - m_c v^2] Z_c(jv) - [c_{п.э}] Z_{п.э}(jv) = 0; \\ & - [j\mu_{п.э} v] Z_{п}(jv) - [c_{п.э}] Z_c(jv) + [c_{п.э} - m_{п.э} v^2 + j\mu_{п.э} v] Z_{п.э}(jv) = 0, \end{aligned} \right\} (8)$$

где $Z_H(jv), Z_{п}(jv), Z_c(jv), Z_{п.э}(jv)$ – частотные характеристики случайных

функций $z_H(t), z_{п}(t), z_c(t), z_{п.э}(t)$ – ординат колебаний масс, изменяемых

во времени t ; $Q(j\nu)$ – частотная характеристика функции ординат микропрофиля $q(t)$.

Уравнения (8) позволяют определить частотные характеристики колебательной системы и установить зависимости амплитуд, скоростей и ускорений масс от частоты воздействия ν . Частотная характеристика $W_{zi}^q(j\nu)$ колебаний массы m_i определяется отношением частотной характеристики её перемещения $Z_i(j\nu)$ к частотной характеристике $Q(j\nu)$ воздействия $q(t)$:

$$W_{zi}^q(j\nu) = Z_i(j\nu)/Q(j\nu). \quad (9)$$

Непосредственное вычисление частотных характеристик колебаний масс системы выполняется на основе выражения

$$W_{zi}^q(j\nu) = \Delta_{zi}(j\nu)/\Delta(j\nu), \quad (10)$$

где $\Delta(j\nu)$ – главный определитель системы уравнений (8); $\Delta_{zi}(j\nu)$ – определитель, у которого столбец коэффициентов при $Z_i(j\nu)$ заменён столбцом коэффициентов при $Q(j\nu)$.

Для вычисления главного определителя $\Delta(j\nu)$ используется матрица коэффициентов при частотных характеристиках колебаний масс системы $Z_H(j\nu), Z_{II}(j\nu), Z_C(j\nu), Z_{p.э}(j\nu)$ в системе уравнений (8). В рассматриваемом примере эта матрица имеет вид:

$$A = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix}. \quad (11)$$

Элементы a_{ik} матрицы A – комплексные числа. Выпишем в качестве примера выражения для вычисления

элементов первой строки матрицы A :

$$a_{11} = (c_{ш} + c_p - m_H \nu^2) + j(\mu_{ш} + \mu_p)\nu;$$

$$a_{12} = -(c_p + j\mu_p\nu); \quad a_{13} = 0; \quad a_{14} = 0.$$

Составим матрицу B_{zII} , предназначенную для вычисления определителя $\Delta_{zII}(j\nu)$, соответствующего частотной характеристике колебаний подрессоренной массы m_{II} . Для этого в матрице A заменим столбец коэффициентов при $Z_{II}(j\nu)$, т. е. второй столбец, вектор-столбцом B_q коэффициентов при внешних воздействиях $Q(j\nu)$:

$$B_q = (b_{q1}, b_{q2}, b_{q3}, b_{q4})^T. \quad (12)$$

В рассматриваемом примере $b_{q1} = c_{ш} + j\mu_{ш}\nu$; $b_{q2} = b_{q3} = b_{q4} = 0$, а матрица B_{zII} имеет вид:

$$B_{zII} = \begin{vmatrix} a_{11} & b_{q1} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & b_{q2} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & b_{q3} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & b_{q4} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix}. \quad (13)$$

Вычислив определители матриц A и B_{zII} , искомую частотную характеристику $W_{zII}^q(j\nu)$ найдем из соотношения

$$W_{zII}^q(j\nu) = \Delta_{zII}(j\nu)/\Delta(j\nu), \quad (14)$$

где $\Delta_{zII}(j\nu)$ – определитель матрицы B_{zII} ; $\Delta(j\nu)$ – определитель матрицы A .

Частотную характеристику $W_{zII}^q(j\nu)$ представим в виде

$$W_{zII}^q(j\nu) = U_{zII}(\nu) + jV_{zII}(\nu), \quad (15)$$

где $U_{zII}(\nu)$ – вещественная часть частотной характеристики $W_{zII}^q(j\nu)$;



$V_{zп}(v)$ – мнимая её часть.

АЧХ колебаний любой массы динамической системы $A_{zi}^q(v)$ представляет собой модуль её частотной характеристики $|W_{zi}^q(jv)|$, а её значения определяются из выражения

$$A_{zi}^q(v) = |W_{zi}^q(jv)| = \sqrt{U_{zi}^2(v) + V_{zi}^2(v)}. \quad (16)$$

АЧХ ускорений i -й массы динамической системы $A_{zi}^q(v)$ вычисляется из соотношения

$$A_{zi}^q(v) = v^2 A_{zi}^q(v). \quad (17)$$

Для оценки вибрационных нагрузок в системе подвески определяются спектральные плотности ускорений её масс и вычисляются средние квадратические значения ускорений (СКЗУ) подрессоренных масс. Спектральную плотность ускорений масс виброзащитной системы можно найти по формуле

$$G_{zi}^q(v) = [A_{zi}^q(v)]^2 v^4 G_q(v), \quad (18)$$

где $A_{zi}^q(v)$ – АЧХ вертикальных перемещений i -й массы; $G_q(v)$ – спектральная плотность ординат микропрофиля дороги.

Оценку вибрационных нагрузок на человека осуществляют по СКЗУ в первых пяти октавных полосах частот $\sigma_i, i = \overline{1, n}$ и по скорректированному по частоте СКЗУ σ_k , учитывающему чувствительность человека к вибрациям в различных октавах. Значение σ_i вычисляют по формуле

$$\sigma_i = \sqrt{D_i} = \sqrt{\int_{v_{ni}}^{v_{ki}} G_{zс}^q(v) dv}, \quad (19)$$

где D_i – дисперсия вертикальных ускорений человека на сиденье в i -й октавной полосе частот; $G_{zс}^q$ – спектральная плотность ускорения на сиденье; v_{ni}, v_{ki} – начальная и конечная частоты i -й октавной полосы.

Корректированное по частоте СКЗУ

$$\sigma_k = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_i)^2}, \quad (20)$$

где k_i – весовой коэффициент чувствительности человека к ускорениям в i -й октавной полосе частот [11].

Результаты исследования

На рис. 2, *а–в* представлены графики АЧХ перемещения подрессоренных $A_{zп}^q(v)$ и неподрессоренных масс $A_{zн}^q(v)$ соответственно для обычной подвески (*а*) и подвесок с релаксационным элементом (*б*) и (*в*). Размерность частоты v на всех графиках здесь и далее выражена в герцах, а обозначение аргумента v сохранено.

Из сопоставления полученных характеристик видно, что применение РЭ в подвеске кузова (динамическая модель на рис. 1, *б*) существенно снижает $A_{zп}^q(v)$, но при этом значительно возрастает АЧХ перемещения неподрессоренной массы $A_{zн}^q(v)$ (см. рис. 2, *б*). Это означает, что могут возникать большие амплитуды колебаний нормальной реакции дороги, в результате ухудшится связь колёс с дорогой и снизится устойчивость автомобиля против заноса. Графики АЧХ подрессоренных и неподрессоренных масс на рис. 2, *а, в* практически одинаковы. Следовательно, установка РЭ в подвеске сиденья не влияет на амплитуды перемещения этих масс.



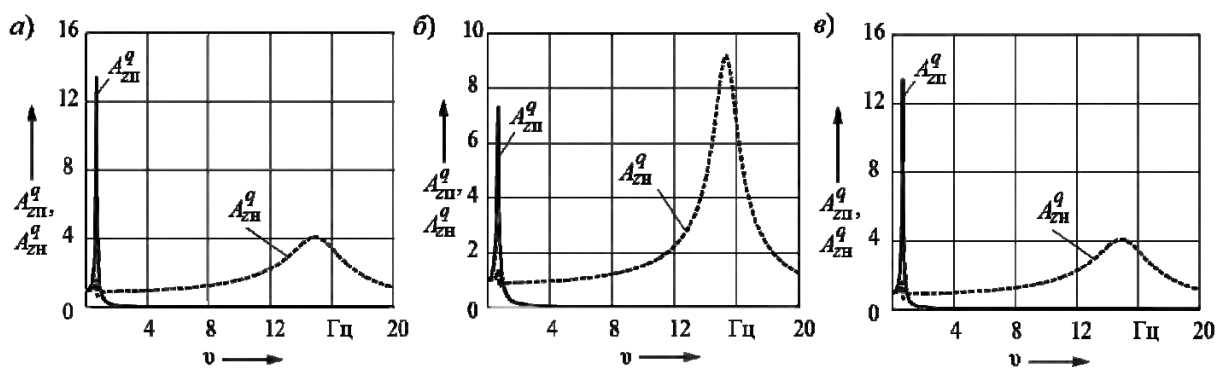


Рис. 2. АЧХ перемещения поддрессоренной и неподдрессоренной масс подвески: а – без РЭ; б – РЭ в подвеске кузова; в – РЭ в подвеске сиденья

АЧХ перемещения сиденья показаны на рис. 3, а–в. Расположение РЭ в подвеске сиденья слабо влияет на величину $A_{zc}^q(v)$. Происходит лишь сдвиг её экстремумов в сторону больших зна-

чений частоты. При установке же РЭ в подвеске кузова обеспечивается снижение пикового значения $A_{zc}^q(v)$ на низкой частоте (см. рис. 3, б).

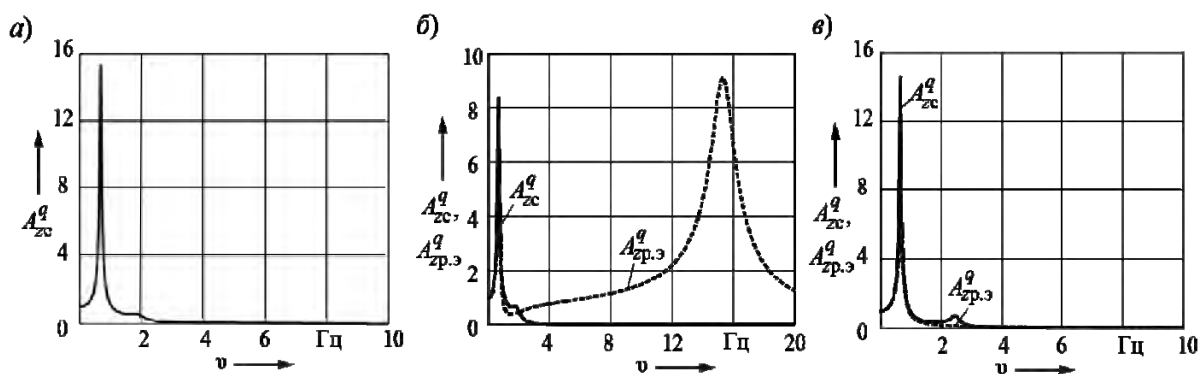


Рис. 3. АЧХ перемещения сиденья: а – без РЭ; б – РЭ в подвеске кузова; в – РЭ в подвеске сиденья

На рис. 3, б, в изображены также АЧХ перемещения массы релаксационного элемента $A_{zр.э}^q(v)$. Их значения сопоставимы с АЧХ $A_{zc}^q(v)$. График $A_{zр.э}^q(v)$ на рис. 3, б имеет два пиковых значения – на низшей и высшей резонансных частотах, а на рис. 3, в – только на низшей частоте.

На рис. 4, а–в приведены графики АЧХ ускорения поддрессоренной массы

$A_{zп}^q(v)$, из которых следует, что при установке РЭ в подвеске кузова можно обеспечить снижение ускорения поддрессоренной массы кузова. При этом пиковое значение $A_{zп}^q(v)$ на низшей частоте снижается, а на высшей – возрастает (рис. 4, б). Это положительно сказывается на плавности хода автомобиля и снижении вибрационных нагрузок на человека в области низких частот (до 4...6 Гц), наиболее неблагоприят-



ных для человека [10]. Из рис. 5, б видно, что на двух низших резонансных частотах в подвеске с РЭ АЧХ ускорения на сиденье $A_{zс}^q(v)$ уменьшится в два и более раза.

Графики АЧХ ускорения сиденья показаны на рис. 5, а–в. При установке

РЭ в подвеске сиденья пиковые значения АЧХ ускорения $A_{zс}^q(v)$ на низших резонансных частотах смещаются в сторону более высоких частот (см. рис. 5, в). При этом возрастает АЧХ на второй резонансной частоте, но на низшей частоте её значение не снижается.

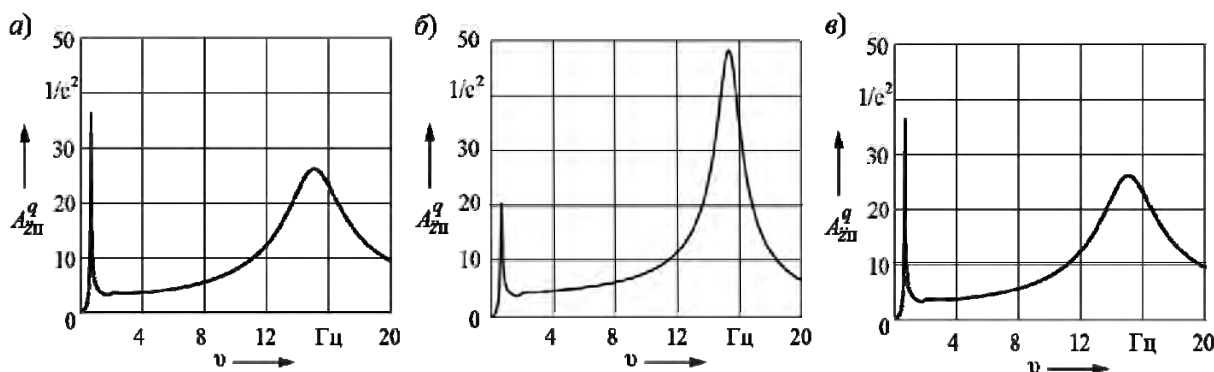


Рис. 4. АЧХ ускорения подрессоренной массы

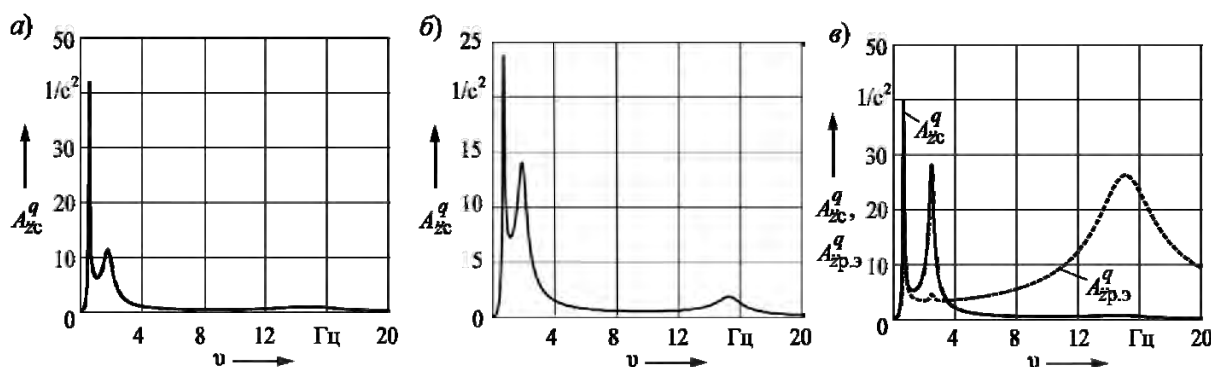


Рис. 5. АЧХ ускорения сиденья

На рис. 5, в штрихпунктирной линией изображена АЧХ ускорения массы релаксационного элемента $A_{zр.э}^q(v)$. Максимальные её значения получаются на двух резонансных частотах – низшей и высшей. При частоте 15 Гц значение $A_{zр.э}^q(v)$ составляет 26 $1/c^2$. В варианте же с РЭ в подвеске кузова масса РЭ может иметь значительно большее ускорение. Так, при значениях параметров РЭ, использованных в рассматриваемых

примерах, АЧХ ускорения $A_{zр.э}^q(v)$ массы РЭ на высшей резонансной частоте (15 Гц) достигает 85000 $1/c^2$ (график $A_{zр.э}^q(v)$ на рис. 5, б не изображён). Ускорение непрорессоренной массы $A_{zн}^q(v)$ на этой же частоте в данном варианте подвески в два с лишним раза выше, чем в противопоставляемых вариантах (рис. 6, а–в).

Полученные результаты показы-



вают, что применение РЭ в подвеске кузова позволяет снизить вибрационные нагрузки на поддресоренную массу и человека в области низких частот воздействия дороги. Установка же РЭ в подвеске сиденья неэффективна.

На рис. 7 приведены фазовые частотные характеристики (ФЧХ) колеба-

ния масс подвесок. Они представляют собой разности фаз (углов сдвига по фазе) графиков колебаний масс относительно графика изменения воздействия (ординат микропрофиля дороги) в зависимости от частоты ν .

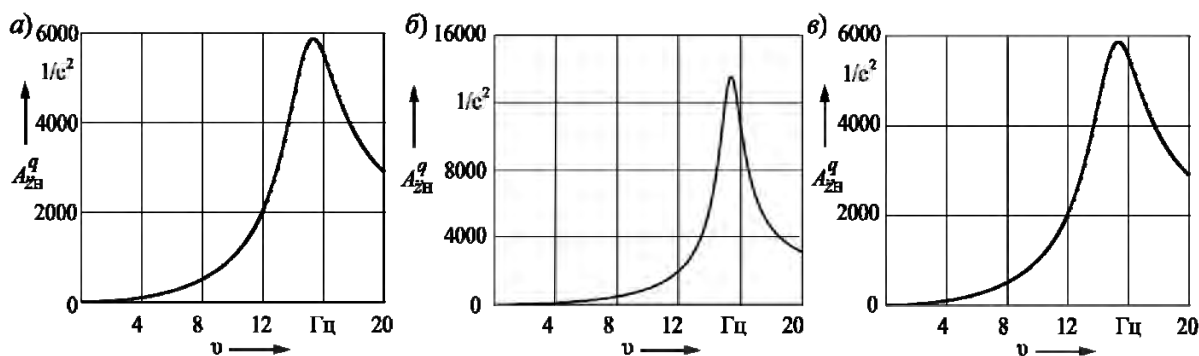


Рис. 6. АЧХ ускорения неподдресоренной массы

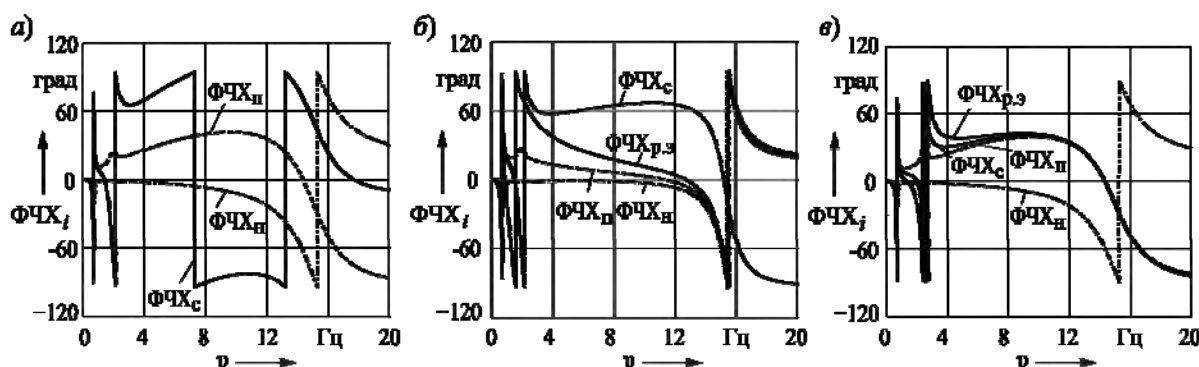


Рис. 7. ФЧХ колебания масс подвески

Приняты следующие обозначения характеристик на рис. 7, а–в: сдвиг по фазе поддресоренной массы ФЧХ_п; неподдресоренной массы ФЧХ_н; массы сиденья ФЧХ_с; массы релаксационного элемента ФЧХ_{р.э}. Низшая резонансная частота системы подвески в рассматриваемых вариантах находится в пределах 0,66...0,67 Гц, вторая – 1,9...2,5 Гц, высшая – 15,0...15,3 Гц (в табл. 1 резонансные частоты приведены в радианах в секунду). При прохождении области

резонанса сдвиг по фазе резко изменяется на 180 град.

В области двух первых резонансных частот фазово-частотные характеристики сравниваемых вариантов подвески практически одинаковы, но различаются в области средних частот в диапазоне 4...15 Гц.

Сравним вначале ФЧХ первого и третьего вариантов подвески (см. рис. 7, а, в). Графики ФЧХ_н и ФЧХ_п этих вариантов практически

одинаковы. Графики ФЧХс и ФЧХр.э при установке РЭ в подвеске сиденья по мере увеличения частоты быстро сближаются между собой и с ФЧХп. Заметно различаются они лишь в небольшом интервале частот (3...6 Гц).

При расположении же РЭ в подвеске кузова ФЧХ всех масс значительно различаются (см. рис. 7, б). Угол сдвига фаз между ФЧХс и ФЧХн составляет примерно 60 град, причем ФЧХс опережает ФЧХн, а ФЧХп быстро приближается к графику ФЧХн. Отмеченные особенности протекания графиков ФЧХп и ФЧХс объясняют существенные изменения АЧХ ускорений поддресоренной массы и сиденья при

использовании релаксационного элемента в подвеске кузова, графики которых изображены на рис. 4, б и 5, б. Их значения снижаются, а экстремумы сдвигаются в сторону второго резонанса и средних значений частот. Величина сдвига зависит от выбора параметров релаксационного элемента $c_{p.э}$ и $\gamma_{p.э}$.

На рис. 8, 9 и 10 представлены графики спектральных плотностей ускорений соответственно поддресоренной массы $G_{\ddot{z}_п}(v)$, сиденья $G_{\ddot{z}_с}(v)$ и неподдресоренной массы $G_{\ddot{z}_н}(v)$ в зависимости от частоты воздействия микропрофиля дороги v .

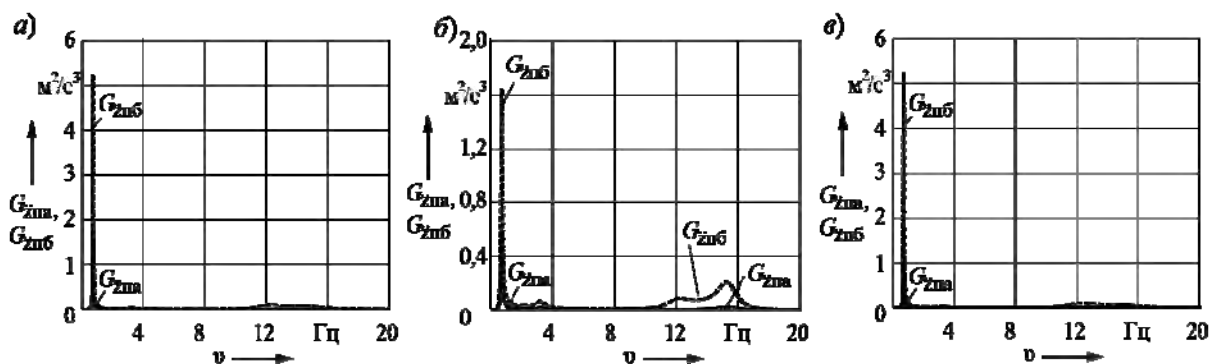


Рис. 8. Спектральная плотность ускорения поддресоренной массы подвески: а – без РЭ; б – РЭ в подвеске кузова; в – РЭ в подвеске сиденья

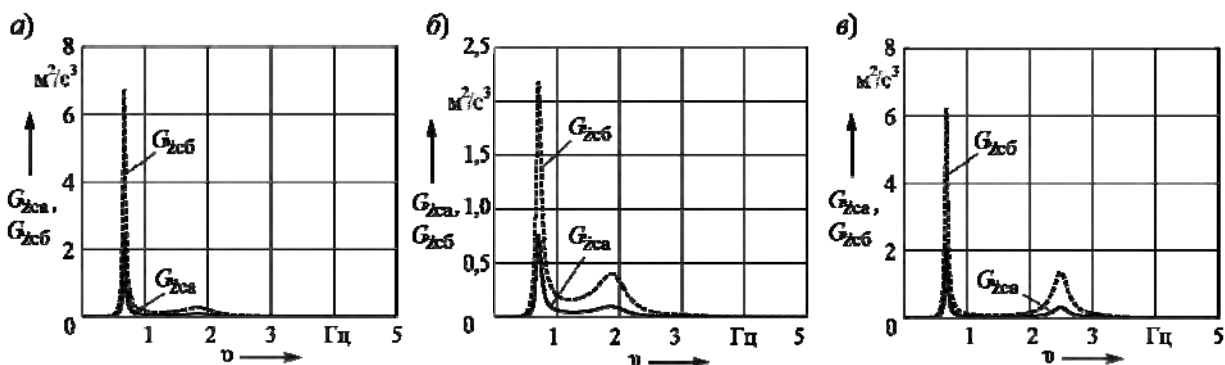


Рис. 9. Спектральная плотность ускорения сиденья: а – подвеска без РЭ; б – РЭ в подвеске кузова; в – РЭ в подвеске сиденья

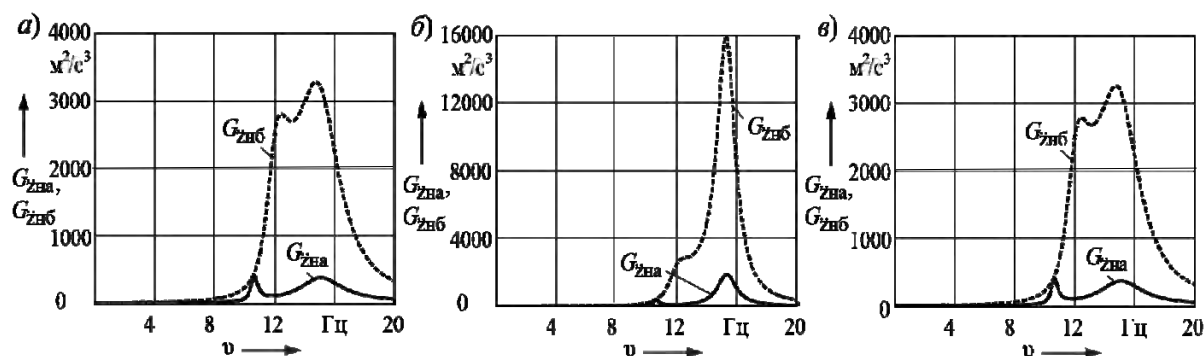


Рис. 10. Спектральная плотность ускорения неподдресоренной массы подвески: а – без РЭ; б – РЭ в подвеске кузова; в – РЭ в подвеске сиденья

Графики получены для движения по асфальтированному шоссе (сплошные линии) и по шоссе с изношенным бетонным покрытием (штриховые линии). Скорость движения автомобиля в первом случае равна 120 км/ч, а во втором – 60 км/ч. Очевидно, что спектральные плотности ускорения на изношенном шоссе значительно выше, несмотря на более низкую скорость движения.

Спектральная плотность в областях вокруг резонансных частот резко возрастает, особенно на низшей резонансной частоте. Вместе с тем, как следует из полученных графиков, применение релаксационного элемента в подвеске кузова способствует снижению спектральной плотности на низшей частоте за счёт смещения энергии воздействий на массы подвески в область более высоких частот (см. рис. 8, б и 9, б). Спектральная плотность ускорения массы сиденья на высшей частоте (в исследуемых примерах 14...15 Гц) практически не зависит от расположения РЭ, т. к. энергия колебаний на этой частоте эффективно поглощается демпфирующими устройствами подвески.

Спектральная плотность ускорений неподдресоренной массы распределена в высокочастотном диапазоне при частотах 10...20 Гц (см. рис. 10, а–в). Её значения также зависят от расположе-

ния РЭ. При расположении РЭ в подвеске сиденья он не влияет на $G_{\ddot{z}_H}(v)$, а при установке в подвеске кузова значение $G_{\ddot{z}_H}(v)$ существенно возрастает (см. рис. 10, б).

Для интегральной оценки виброзащитных свойств подвески используются следующие показатели: скорректированное по частоте СКЗУ σ_K на сиденье водителя и СКЗУ поддресоренной массы $\sigma_{\ddot{z}_H}$ в низкочастотном диапазоне частот 0...20 Гц. Значения σ_K вычисляются по формуле (20), а $\sigma_{\ddot{z}_H}$ – по формуле (19), принимая в ней значения $v_{Hi} = 0$ и $v_{Vi} = 20$ Гц. Значения v_{Hi} и v_{Vi} подставляются в радианах в секунду.

Графики распределения средних квадратических значений ускорений (СКЗУ) колебаний сиденья водителя в первых пяти октавных полосах частот для рассматриваемых вариантов подвесок представлены на рис. 11, а–в. СКЗУ, соответствующие движению по асфальтированному шоссе, обозначены $\sigma_{\ddot{z}_a}$ и изображены сплошными линиями, а при движении по изношенному бетону $\sigma_{\ddot{z}_б}$ – штриховыми. Графики, обозначенные $\sigma_{\text{доп}}$, относятся к предельным СКЗУ для 8-часовой рабочей смены согласно ГОСТ 12.1.012–90.



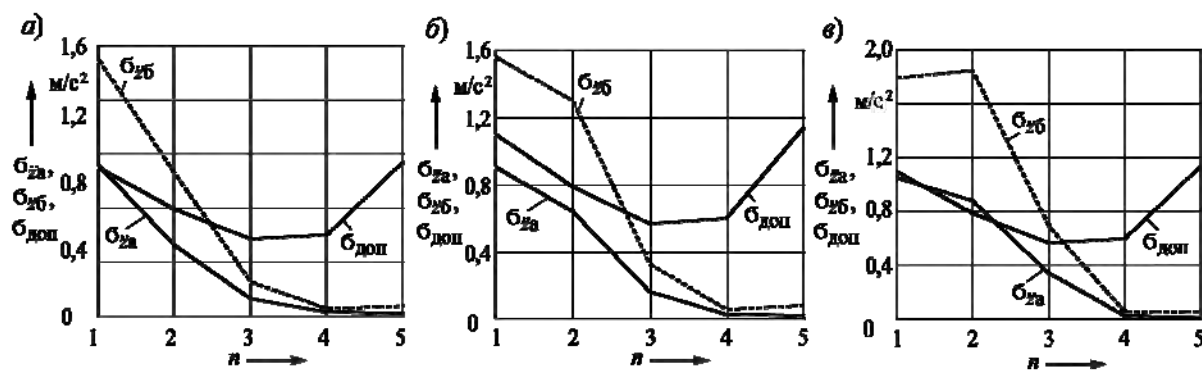


Рис. 11. Графики СКЗУ сиденья водителя в октавных полосах частот: а – подвеска без РЭ; б – РЭ в подвеске кузова; в – РЭ в подвеске сиденья

Сравнивая между собой приведенные графики, можно отметить, что применение релаксационного элемента в подвеске автомобиля влечет за собой увеличение СКЗУ во второй и третьей октавных полосах частот, что обусловлено смещением пиковых значений спектральной плотности ускорения сиденья в сторону увеличения частоты воздействия дороги (см. рис. 5, а–в). Третья октавная полоса соответствует интервалу частот 2,8...5,6 Гц, оказывающих наиболее неблагоприятное влия-

ние на человека, что учитывается в формуле (20) коэффициентом чувствительности k_i . В третьей и четвертой октавах его значение наибольшее.

Полученные значения показателей приведены в табл. 2. Предельно допускаемые их величины установлены в процессе испытаний автомобилей на динамометрических участках дорог автополигона НИЦИАМТ (г. Дмитров, РФ). Расчётные оценки не должны превышать их значений [11, 12].

Табл. 2

Показатель	Значение показателя		
	Модель на рис. 1, а	Модель на рис. 1, б	Модель на рис. 1, в
СКЗУ кузова:			
асфальтированное шоссе	1,1625	1,1013	1,1635
изношенное бетонное шоссе	2,4402	2,5280	2,4426
Корректированное СКЗУ сиденья:			
асфальтированное шоссе	1,0919	1,1155	1,5397
изношенное бетонное шоссе	2,0415	2,1350	2,9915

Согласно полученным результатам, для рассмотренных вариантов подвесок с принятыми значениями их параметров релаксационный элемент не обеспечивает улучшения виброзащиты кузова, а при установке его в подвеске сиденья ухудшает корректированное СКЗУ, воздей-

ствующее на человека. Соотношение принятых параметров подвески в проведенных исследованиях характерно для легковых автомобилей, у которых низшая частота собственных колебаний ν_1 находится в пределах 0,7...1,3 Гц. У грузовых автомобилей $\nu_1 = 1,2...1,8$ Гц,



у тракторов и строительно-дорожных машин $v_1 = 2...3$. Применение релаксационного элемента в подвеске подрессоренной массы для таких машин может оказаться эффективным.

Выводы

1. На основе математического моделирования выполнены исследования физических свойств подвески автомобиля с релаксационным элементом. Определены оценки эффективности установки релаксационного элемента в подвеске кузова и в подвеске сиденья водителя.

2. Применение релаксационного элемента приводит к сдвигу графиков спектральной плотности подрессоренных масс кузова и сиденья в область более высоких частот и снижает пиковые её значения на низшей резонансной частоте.

3. При установке релаксационного элемента в подвеске кузова возрастает значение АЧХ перемещения непрессоренной массы, что ухудшает связь колёс с дорогой и снижает устойчивость против заноса.

4. Релаксационный элемент подвески кузова автомобиля, несомненно, усложняет её конструкцию. Применение его на транспортных автомобилях, предназначенных для использования на дорогах с твердым покрытием, нецелесообразно.

5. Применение релаксационного элемента может оказаться целесообразным в подвесках специальных автомобилей, предназначенных для эксплуатации во внедорожных условиях, а также на тракторах и строительно-дорожных машинах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Crosby, M. J. The Active Damper – a New Concept for Shock and Vibration Control / M. J. Crosby, D. C. Karnopp // 43rd Shock and Vibration Bulletin, Part H, June, 1973. – P. 46–73.
2. Karnopp, D. C. Vibration control using semi-active force generators / D. C. Karnopp, M. J. Crosby, R. A. Harwood // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Industry. – 1974. – Vol. 96. – P. 619–626.
3. Фурунжиев, Р. И. Исследование некоторых вопросов демпфирования колебаний автомобиля : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Р. И. Фурунжиев. – Минск, 1965. – 17 с.
4. Extended ground-hook – new concept of semi-active control of truck's suspension / M. Valasek [et al.] // Vehicle system dynamics. – 1997. – Vol. 27, No. 5–6. – P. 289–303.
5. Анализ принципов регулирования демпфирования «скайхук» и «граундхук» в подвеске автомобиля / К. В. Чернышёв, И. М. Рябов, А. В. Поздеев, Т. В. Пылинская // Грузовик. – 2018. – № 10. – С. 3–6.
6. Дмитриев, А. А. Теория и расчёт нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельминов. – Москва : Машиностроение, 1976. – 207 с.
7. Биргер, И. А. Сопротивление материалов : учебное пособие / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов. – Москва : Наука, 1986. – 560 с.
8. Амельченко, Н. П. Подвеска сиденья водителя колёсного трактора / Н. П. Амельченко, В. А. Ким. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 180 с.
9. Способ повышения эффективности линейной виброзащитной системы водителя трактора / И. С. Сазонов, В. А. Ким, Н. П. Амельченко, О. В. Билык, Э. И. Ясюкович, Д. А. Линник. // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 2 (31). – С. 96–99.
10. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание, 2016. – 592 с.
11. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
12. Яценко, Н. Н. Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко. – Москва : Машиностроение, 1984. – 328 с.



13. **Ротенберг, Р. В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – Москва : Машиностроение, 1972. – 392 с.

Статья сдана в редакцию 20 декабря 2018 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avtobru@gmail.com.

