

УДК 629.3

В. П. Тарасик, О. В. Пузанова

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

UDC 629.3

V. P. Tarasik, O. V. Puzanova

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF THE MOTOR CAR SUSPENSION

Аннотация

Изложена методика оценки показателей вибронегруженности водителя, пассажиров и кузова автомобиля, обусловленной воздействиями неровностей дорожного покрытия. Рассмотрена последовательность выполняемых расчётных процедур при решении задачи оптимизации параметров подвески. Представлены графики проведенных исследований на примере легкового автомобиля малого класса.

Ключевые слова:

автомобиль, подвеска, кузов, рессора, амортизатор, подрессоренная и неподрессоренная массы, сиденье водителя, ордината неровности микропрофиля дороги, виброускорение, октавная полоса частоты, корреляционная функция, спектральная плотность.

Abstract

The paper presents the technique for estimating indicators of vibratory loading of a driver, passengers and a car body caused by the roughness of the road pavement. The sequence of calculation procedures for solving the problem of optimizing vehicle suspension parameters is considered. The diagrams illustrating the performed studies related to compact cars are given.

Key words:

motor car, suspension, body, spring, shock absorber, sprung and unsprung mass, driver's seat, ordinate of road microprofile roughness, vibration acceleration, octave-frequency band, correlation function, spectral density.

Одно из важнейших требований к пассажирскому автомобилю – обеспечение комфортных условий для водителя и пассажиров. Дискомфорт может возникнуть вследствие колебаний кузова автомобиля и человека на пассажирском сидении. Колебания обусловлены в основном воздействиями неровностей дорожного покрытия на колёса автомобиля. Вибрационную защиту человека и механизмов автомобиля обеспечивает система подрессоривания кузова и сидений, называемая подвеской. Основными элементами виброзащиты являются рессоры и амортизаторы под-

вески кузова автомобиля и упругие элементы сидений.

Рассмотрим на примере легкового автомобиля класса *B* возможности обеспечения виброзащиты человека и механизмов автомобиля при движении в различных дорожных условиях. При движении автомобиля на его колёса оказывают воздействия неровности поверхности дороги. Вибрации кузова вызывают короткие неровности, относящиеся к микропрофилю дорожного покрытия. Характеристика микропрофиля автомобильных дорог описывается корреляционной функцией вида [1–3]



$$R_q(x_s) = \sigma_q^2 (A_1 e^{-\alpha_1 |x_s|} + A_2 e^{-\alpha_2 |x_s|} \cos \beta_2 x_s + A_3 e^{-\alpha_3 |x_s|} \cos \beta_3 x_s), \quad (1)$$

где σ_q^2 – дисперсия ординат неровностей микропрофиля дороги, $\text{м}^2/\text{с}^4$; A_1, A_2, A_3 – коэффициенты, характеризующие распределение дисперсии ординат между составляющими корреляционной функции; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – параметры, характеризующие быстроту затухания корреляционной связи ординат микропрофиля, м^{-1} ; β_2, β_3 – волновые частоты гармонических составляющих микропрофиля, м^{-1} ; x_s – аргумент корреляционной функции, $x_s = \Delta x n$;

$$G_q(v) = \frac{\sigma_q^2}{\pi} \left\{ \frac{A_1 \alpha_1^*}{(\alpha_1^*)^2 + v^2} + \sum_{i=2}^3 \frac{A_i \alpha_i^* [(\alpha_i^*)^2 + (\beta_i^*)^2 + v^2]}{[(\alpha_i^*)^2 + (\beta_i^*)^2 + v^2]^2 - 4(\beta_i^*)^2 v^2} \right\}. \quad (2)$$

В этом выражении единица измерения параметров α_i^* и β_i^* с^{-1} , она обусловлена аргументом функции $G_q(v)$. Для перехода от параметров α_i, β_i формулы (1) к α_i^*, β_i^* значения α_i, β_i необходимо умножить на скорость автомобиля v_a , $\text{м}/\text{с}$.

При моделировании физических свойств системы поддрессирования предположим выполнение следующего равенства для исследуемого автомобиля:

$$\rho_y^2 = l_1 l_2, \quad (3)$$

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

Δx – шаг дискретизации перемещения автомобиля, м ; n – количество интервалов сдвига аргумента по пути x .

При моделировании воздействий дороги на колебательную систему автомобиля используется функция спектральной плотности неровностей микропрофиля $G_q(v)$, связанная с корреляционной функцией $R_q(x_s)$ преобразованием Фурье. Аргумент спектральной плотности – круговая частота v , $\text{рад}/\text{с}$. Методика выполнения преобразования изложена в [2, 4]. Спектральная плотность характеризует распределение дисперсии ординат микропрофиля по частоте. Выражение спектральной плотности для корреляционной функции (1) имеет следующий вид:

Равенство (3) характерно практически для любых двухосных автомобилей и выполняется с погрешностью, не превышающей 5...10 %. В этом случае поддрессоренную массу кузова можно представить в виде отдельных масс $m_{п1}$ и $m_{п2}$, совершающих независимые вертикальные колебания. Динамическая модель виброзащитной системы автомобиля с учётом принятого допущения изображена на рис. 1.

Параметры элементов динамической модели исследуемого автомобиля: поддрессоренные массы $m_{п1} = 835$ кг и $m_{п2} = 890$ кг; неподдрессоренные массы $m_{н1} = 55$ кг и $m_{н2} = 70$ кг. Коэффициенты жёсткости рессор и шин соответственно: $c_{p1} = 33000$; $c_{p2} = 42500$; $c_{ш1} = c_{ш2} = 460000$ Н/м. Относительные коэффициенты демпфирования колебаний амортизаторов и шин соответствен-



но: $\mu_{p1} = \mu_{p2} = 0,3$; $\mu_{ш1} = \mu_{ш2} = 0,05$.

Колебания сидений водителя и пассажиров связаны с колебаниями передней и задней подрессоренных масс $m_{п1}$ и $m_{п2}$. Эта связь отображается безынерционным рычагом AB . Положение

сидений определяется координатой x_E относительно центра масс кузова C . Коэффициент жёсткости сидений принят $c_{ч} = 11000$ Н/м, коэффициент демпфирования $\mu_{ч} = 0,2$, масса человека вместе с сидением $m_{ч} = 75$ кг.

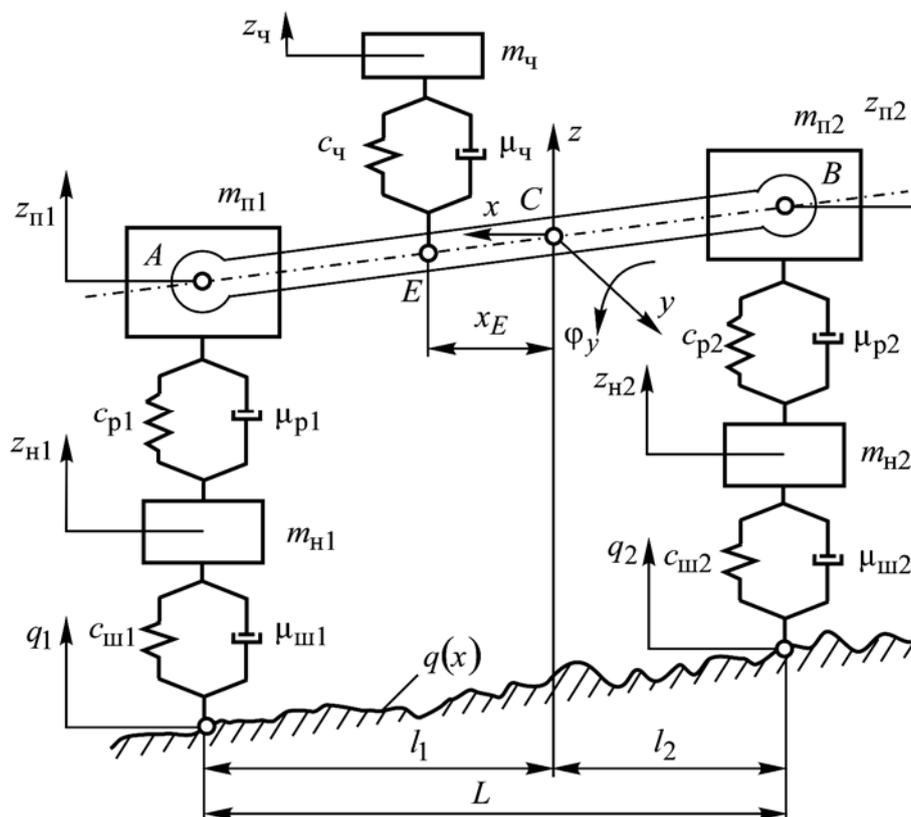


Рис. 1. Динамическая модель виброзащитной системы автомобиля

Для снаряжённого автомобиля подрессоренные массы имеют следующие значения: $m_{п1} = 680$; $m_{п2} = 545$ кг.

Дифференциальные уравнения математической модели виброзащитной системы автомобиля

$$\left. \begin{aligned} m_{пi} \ddot{z}_{пi} + \mu_{pi} \dot{z}_{пi} + c_{pi} z_{пi} - \mu_{pi} \dot{z}_{ни} - c_{pi} z_{ни} &= 0; \\ m_{ни} \ddot{z}_{ни} + (\mu_{pi} + \mu_{ши}) \dot{z}_{ни} + (c_{pi} + c_{ши}) z_{ни} - \mu_{pi} \dot{z}_{пi} - c_{pi} z_{пi} &= \mu_{ши} \dot{q}_i + c_{ши} q_i; \quad i = 1, 2; \\ m_{ч} \ddot{z}_{ч} + \mu_{ч} (\dot{z}_{ч} - \dot{z}_E) + c_{ч} (z_{ч} - z_E) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $z_{пi}, z_{ни}$ – координаты вертикальных колебаний подрессоренных и нерессоренных масс соответственно, м; $z_{ч}, z_E$ – координаты вертикальных ко-

лебаний массы человека вместе с массой сиденья и точки E рычага AB , м; q – ординаты неровностей микропрофиля дороги, м.



Координата z_E связана с координатами подрессоренных масс z_{pi} соотношением

$$z_E = [(l_2 + x_E)z_{п1} + (l_1 - x_E)z_{п2}]/L, \quad (5)$$

где x_E – продольная координата расположения сиденья, м; L – база автомобиля, м.

Координата x_E принимается со

$$\left. \begin{aligned} (m_{pi}s^2 + \mu_{pi}s + c_{pi})Z_{pi}(s) - (\mu_{pi}s + c_{pi})Z_{hi}(s) &= 0; \quad i = 1, 2; \\ -(\mu_{pi}s + c_{pi})Z_{pi}(s) + [m_{hi}s^2 + (\mu_{pi} + \mu_{hi})s + c_{pi} + c_{hi}]Z_{hi}(s) &= (\mu_{hi}s + c_{hi})Q_i(s); \\ (m_{ч}s^2 + \mu_{ч}s + c_{ч})Z_{ч}(s) - (\mu_{ч}s + c_{ч})Z_E(s) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где $Z_{pi}(s), Z_{hi}(s), Z_{ч}(s), Z_E(s)$ – лапласовы изображения исследуемых процессов колебаний масс; $Q_i(s)$ – изображение по Лапласу внешнего воздействия – ординат неровностей микропрофиля дороги.

На основе уравнений (6) получаем передаточные функции $W_{zi}^q(s)$, устанавливающие соотношения между исследуемыми координатами масс колебательной системы $Z_i(s)$ и внешним воздействием $Q_i(s)$, представленными в комплексной плоскости:

$$W_{zi}^q(s) = \frac{Z_i(s)}{Q_i(s)}. \quad (7)$$

Передаточная функция воздействия на сиденье в точке E его крепления определена из соотношения

$$W_{zE}^q(s) = \frac{l_2 + x_E}{L} W_{п1}^q(s) + \frac{l_1 - x_E}{L} W_{п2}^q(s). \quad (8)$$

Поскольку проводится частотный анализ системы виброзащиты, то используется только мнимая составляющая jv комплексной переменной s . В результате имеем частотные характеристики колебаний масс $Z_i(jv)$ колеба-

своим знаком как для передних, так и задних сидений.

Дифференциальные уравнения (4) линейные, к ним применимо преобразование Лапласа, посредством которого они превращаются в систему алгебраических уравнений, аргументом которых становится комплексная переменная $s = \alpha + jv$:

тельной системы и частотную характеристику воздействия $Q(jv)$. Выделяя вещественные и мнимые части этих характеристик, получаем амплитудно-частотные характеристики (АЧХ)

$A_{zi}^q(v)$ колебаний масс:

$$A_{zi}^q(v) = |W_{zi}^q(jv)| = \sqrt{[U_{zi}^q(v)]^2 + [V_{zi}^q(v)]^2}, \quad (9)$$

где $U_{zi}^q(v)$ – вещественная частотная характеристика колебаний i -й массы; $V_{zi}^q(v)$ – мнимая частотная характеристика.

АЧХ ускорений масс $A_{zi}^q(v)$ определяется из соотношения

$$A_{zi}^q(v) = v^2 A_{zi}^q(v). \quad (10)$$

На рис. 2, а представлены графики АЧХ вертикальных перемещений центра масс кузова автомобиля полной массы $A_{z_{пм}}^q(\omega)$ и снаряжённого автомобиля $A_{z_{сч}}^q(\omega)$, а на рис. 2, в – АЧХ перемещений сиденья водителя $A_{z_{впм}}^q(\omega)$ и $A_{z_{всч}}^q(\omega)$ при тех же условиях. АЧХ



ускорений $A_{z_{\text{ПМ}}}^q(\omega)$, $A_{z_{\text{СН}}}^q(\omega)$, $A_{z_{\text{ВПМ}}}^q(\omega)$, $A_{z_{\text{ВСН}}}^q(\omega)$ для этих же условий приведены на рис. 2, б, г соответственно.

При построении графиков здесь и

далее используется частота ω , Гц, а при вычислениях по формулам – частота ν , рад/с. Соотношение между ними $\omega = \nu/(2\pi)$.

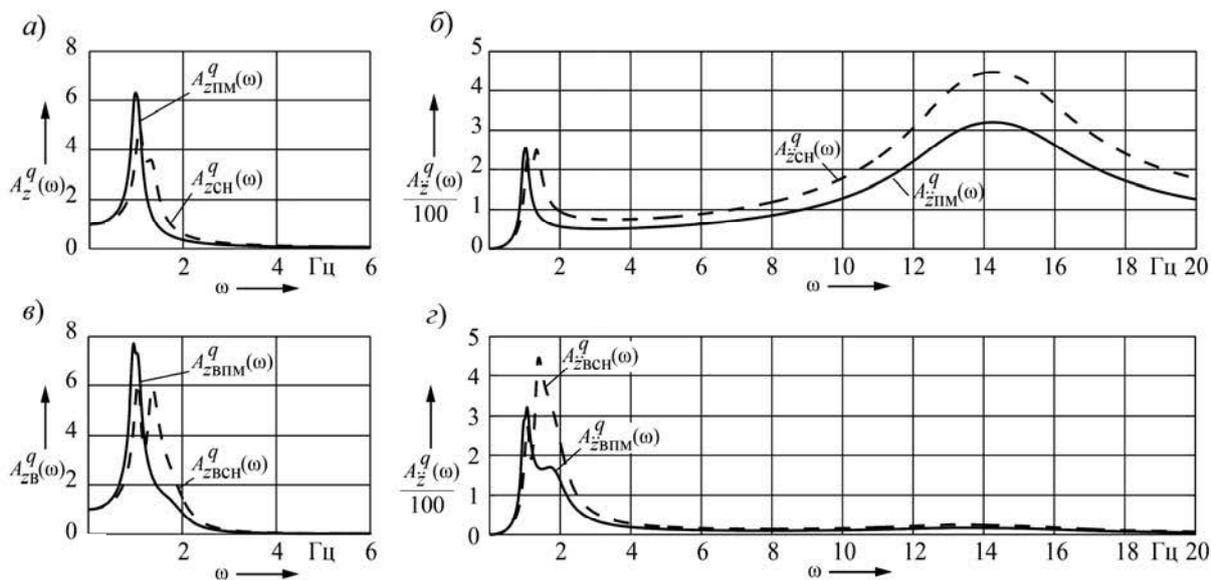


Рис. 2. Графики АЧХ перемещений (а) и ускорений (б) центра масс кузова, перемещений (в) и ускорений (г) сиденья водителя автомобиля полной массы и снаряжённого

Максимальные значения АЧХ перемещений соответствуют нижней резонансной частоте. Их используют для оценки возможности возникновения пробоя подвески. Максимальные значения АЧХ ускорений могут оказаться при второй резонансной частоте, как на рис. 2, б для центра масс кузова. Однако при этом перемещения кузова незначительны. Происходит лишь высокочастотная вибрация кузова, которая, как видно из рис. 2, г, также ощущается водителем и создаёт дискомфортные условия его работы.

Максимальное перемещение $z_{i \max}$, м, и ускорение $\ddot{z}_{i \max}$, м/с², i -й массы определяются по формулам

$$z_{i \max} = q_0 [A_{zi}^q(\omega)]_{\max}; \quad (11)$$

$$\ddot{z}_{i \max} = q_0 [A_{zi}^q(\omega)]_{\max}, \quad (12)$$

где q_0 – амплитуда гармонической неровности микропрофиля дороги, м.

Оценку качества виброзащиты водителя, пассажиров и механизмов автомобиля осуществляют на основе комплекса показателей, в состав которого входят: максимальные значения ускорений масс системы подвески $a_{zi \max}$; средние квадратические значения ускорений (СКЗУ) σ_{zi} этих масс; СКЗУ на сиденьях водителя и пассажиров в первых пяти октавных полосах частот; скорректированные по частоте СКЗУ σ_K , определяемые по формуле [1]



$$\sigma_k = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_i)^2}, \quad (13)$$

где σ_i – СКЗУ в i -й октавной полосе частот; k_i – весовой коэффициент чувствительности человека к ускорениям в i -й октавной полосе частот; n – количество учитываемых октавных полос.

Наибольшая чувствительность человека к вибрациям при вертикальных колебаниях имеет место в 3-й и 4-й октавных полосах частот, в которых $k_i = 1$, а средние геометрические значения частот в этих октавах 4 и 8 Гц соответственно. Полный диапазон частот при этом составляет 2,8...11,2 Гц. Значения виброускорений в данных октавах не должны превышать 0,57 и 0,60 м/с² соответственно.

Испытания автомобилей по оценке виброзащитных свойств проводятся на специальных профилированных дорогах автомобильных полигонов, обеспечивающих создание соответствующих вибрационных нагрузок, оцениваемых функциями спектральных плотностей ординат микропрофилей [2]. На автополигоне, находящемся в г. Дмитрове (РФ), предусмотрены три типовых испытательных участка дорог, для которых установлены режимы движения автомобиля, определены СКЗ ординат неровностей и указаны предельные скорректированные значения СКЗУ для всех типов автомобилей. Так, для легковых автомобилей они составляют 0,8; 1,1 и 2,0 м/с²; для грузовых – 1,0; 1,5 и 2,3 м/с² соответственно упомянутым типовым участкам дорог [1].

Учитывая изложенную информацию о нормативных условиях проведения испытаний, при моделировании виброзащитной системы исследуемого легкового автомобиля были выбраны два варианта дорог: асфальтобетонное шоссе с параметрами корреляционной функции (1) $\sigma_q = 0,01$ м/с²; $A_1 = 0,8$; $A_2 = 0,15$; $A_3 = 0,05$; $\alpha_1 = 0,2$;

$\alpha_2 = 0,05$; $\alpha_3 = 0,05$ м⁻¹; $\beta_2 = 0,6$; $\beta_3 = 1,8$ м⁻¹ и шоссе с изношенным бетонным покрытием: $\sigma_q = 0,0195$ м/с²; $A_1 = 0,75$; $A_2 = 0,15$; $A_3 = 0,10$; $\alpha_1 = 0,6$; $\alpha_2 = 0,12$; $\alpha_3 = 0,35$ м⁻¹; $\beta_2 = 1,2$; $\beta_3 = 4,5$ м⁻¹. Скорость движения для первого варианта принята $v_a = 120$ км/ч, а для второго – $v_a = 60$ км/ч. Это предельные максимальные значения, предусмотренные методикой проведения испытаний на первом и втором участках дорог полигона.

График спектральной плотности ординат микропрофиля асфальтобетонного шоссе $G_q(\omega)$ изображён на рис. 3, а. Спектральную плотность ускорений масс виброзащитной системы вычисляют по формуле

$$G_{zi}^q(v) = [A_{zi}^q(v)]^2 v^4 G_q(v), \quad (14)$$

где $A_{zi}^q(v)$ – АЧХ вертикальных перемещений i -й массы.

На рис. 3, б представлены графики спектральных плотностей ускорений центра масс кузова автомобиля полной массы $G_{z_{пм}}^q(\omega)$ и снаряжённого автомобиля $G_{z_{сн}}^q(\omega)$, а на рис. 3, в – ускорений сиденья водителя $G_{z_{впм}}^q(\omega)$ и $G_{z_{всн}}^q(\omega)$ при тех же условиях.

Графики на рис. 2 и 3 соответствуют исходным параметрам системы поддрессирования исследуемого легкового автомобиля. Однако основная цель исследования заключается в оценке влияния параметров системы на показатели эффективности виброзащиты человека и механизмов автомобиля и в последующей оптимизации параметров. Для достижения этой цели проводились вычислительные эксперименты с варьированием коэффициентов жёсткости передних и задних рессор c_{p1} , c_{p2} и коэффициентов демпфирования амортиза-



торов μ_{p1} , μ_{p2} на основе теории планирования эксперимента, позволившие получить регрессионные зависимости между показателями эффективности (функциями отклика) и параметрами (факторами) [4]. В качестве функций

отклика были приняты скорректированные СКЗУ центра масс кузова σ_K и сиденья водителя σ_{KB} , а также АЧХ перемещений этих масс автомобиля полной массы и снаряжённого автомобиля.

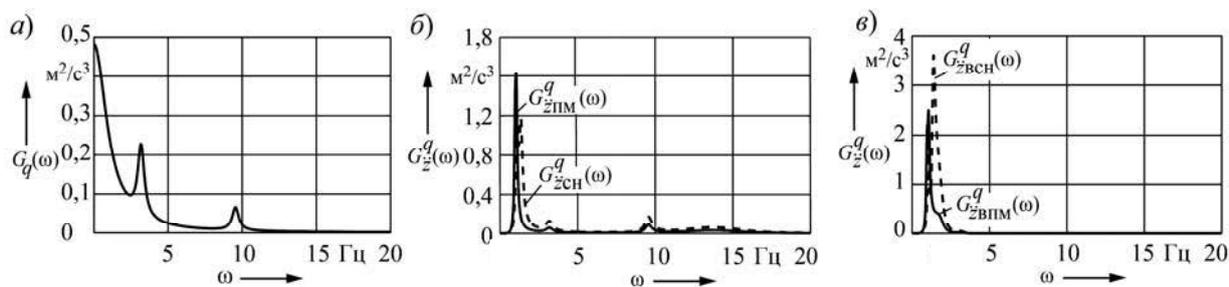


Рис. 3. Графики спектральной плотности ускорений центра масс кузова автомобиля (а) и сиденья водителя (б)

На рис. 4, а показаны графики зависимостей СКЗУ центра масс кузова автомобиля полной массы $\sigma_{K.ПМ}$, а на рис. 4, б – снаряжённого автомобиля $\sigma_{K.СН}$ в зависимости от нормированных значений факторов x_i при движении по асфальтобетонному шоссе. На рис. 4, в, г представлены графики СКЗУ водителя

$\sigma_{K.ВПМ}$ и $\sigma_{K.ВСН}$, полученные при тех же условиях, что и графики $\sigma_{K.ПМ}$ и $\sigma_{K.СН}$. Для этих функций отклика использован полином второго порядка [4]. На графиках x_1 соответствует c_{p1} , x_2 – c_{p2} , x_3 – μ_{p1} , x_4 – μ_{p2} .

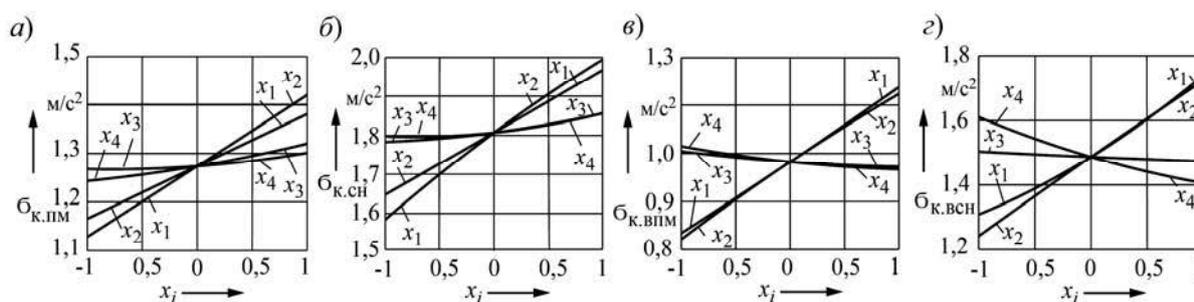


Рис. 4. Графики скорректированных СКЗУ центра масс кузова (а) и (б) и сиденья водителя (в) и (г) соответственно автомобиля полной массы и снаряжённого при движении по асфальтобетонному шоссе

Аналогичные графики получены для движения автомобиля по шоссе с изношенным бетонным покрытием и изображены на рис. 5, а–г. Сравнение их с графиками, представленными на

рис. 4, а–г, показывает, что наибольшее влияние на величину СКЗУ оказывает дисперсия ординат микропрофиля дороги σ_q^2 , характеризующая неровности



дорожного покрытия. Из приведенных на рис. 4 и 5 графиков также следует, что жёсткость рессор значительно

больше влияет на вибронгруженность, чем демпфирование амортизаторов.

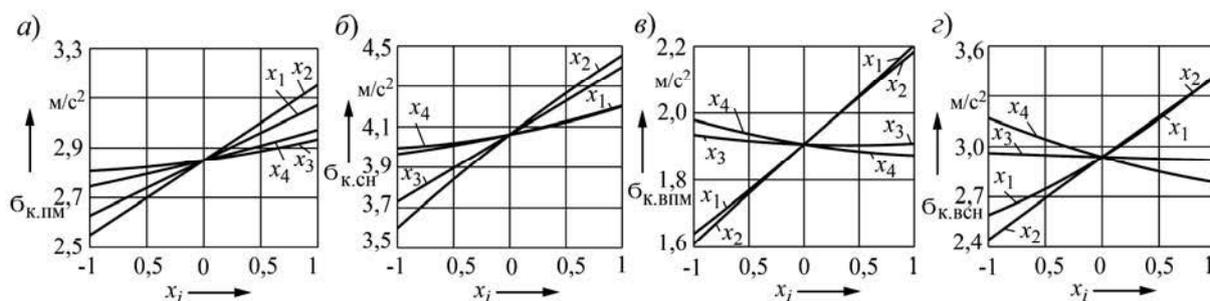


Рис. 5. Графики скорректированных СКЗУ центра масс кузова (а) и (б) и сиденья водителя (в) и (з) соответственно автомобиля полной массы и снаряжённого при движении по шоссе с изношенным бетонным покрытием

На рис. 6, а–г изображены графики зависимостей максимальных значений АЧХ вертикальных перемещений центра масс и сиденья водителя на резонансных режимах колебаний от нормированных значений факторов, полученные для тех же условий, что и графики на рис. 4. Приняты следующие

обозначения: $A_{z_{пм}}^q$ и $A_{z_{сн}}^q$ – АЧХ центра масс кузова автомобиля полной массы и снаряжённого автомобиля соответственно; $A_{z_{впм}}^q$ и $A_{z_{всн}}^q$ – АЧХ сиденья водителя.

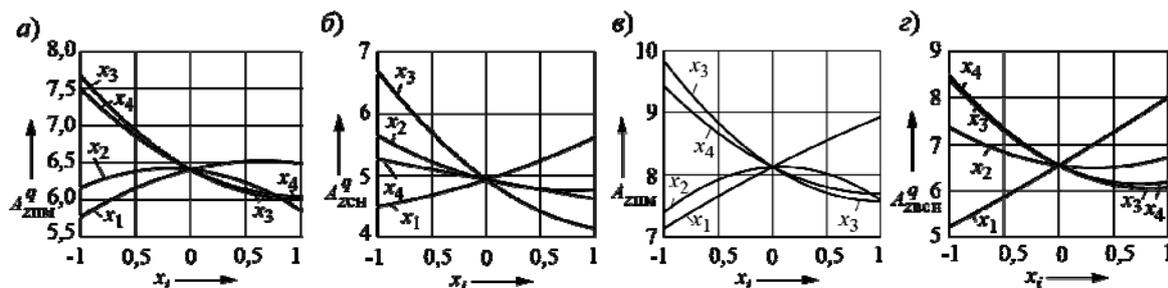


Рис. 6. Графики АЧХ центра масс кузова (а) и (б) и сиденья водителя (в) и (з) на резонансных режимах колебаний автомобиля полной массы и снаряжённого автомобиля

Значения АЧХ перемещений на резонансных режимах колебаний позволяют прогнозировать возможность возникновения пробоя подвески в данных дорожных условиях. Как видно из графиков на рис. 6, а–г, на максимальные амплитуды перемещений амортизаторы оказывают большее влияние, чем рессоры.

На основе проведенных экспериментов получены уравнения регрессий, связывающие принятые функции отклика $\sigma_{к.пм}$, $\sigma_{к.впм}$ для автомобиля полной массы и $\sigma_{к.сн}$, $\sigma_{к.всн}$ для снаряжённого автомобиля с варьируемыми параметрами подвески c_{p1} , c_{p2} , μ_{p1} ,



μ_{p2} . Принимая функции отклика σ_{kj} в качестве критериев оптимальности виброзащитной системы, определялись оптимальные параметры подвески. Для решения задачи оптимизации использована стратегия минимакса [4]. Целевая функция, согласно этой стратегии, формируется по выражению

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^m c_j \left(\frac{y_j(\vec{X}) - y_{j\text{extr}}}{y_{j\text{max}} - y_{j\text{min}}} \right)^2, \quad (15)$$

где \vec{X} – вектор нормированных факторов, $\vec{X} = (x_1, x_2, x_3, x_4)$; $y_j(\vec{X})$ – j -й критерий оптимальности; $y_{j\text{min}}, y_{j\text{max}}$ – минимальное и максимальное значения j -го критерия, достигаемые в области варьирования факторов \vec{X} в процессе эксперимента (определяются по графикам на рис. 4 или 5); $y_{j\text{extr}}$ – экстремальное значение j -го критерия (при минимизации критерия $y_j(\vec{X})$ прини-

мается $y_{j\text{extr}} = y_{j\text{min}}$, а при максимизации – $y_{j\text{extr}} = y_{j\text{max}}$).

Целевая функция (15) подлежит минимизации. Она обеспечивает максимальное приближение всех критериев $\sigma_{kj} = y_j(\vec{X})$ к их экстремальным значениям и реализует стратегию минимакса. Коэффициенты веса c_j позволяют учесть значимость критериев.

В табл. 1 и 2 приведены результаты оптимизации параметров подвески применительно к условиям движения автомобиля на асфальтобетонном шоссе, а в табл. 3 и 4 – на шоссе с изношенным бетонным покрытием при принятых параметрах корреляционной функции (1). Варьировалась значимость критериев для различных состояний автомобиля (полная масса и снаряжённая), а также выполнялась оптимизация только по критериям $\sigma_{к.пм}$, $\sigma_{к.впм}$ или по критериям $\sigma_{к.сн}$, $\sigma_{к.всн}$.

Табл. 1. Значения СКЗУ σ_{kj} центра масс и сиденья водителя при различной комбинации коэффициентов значимости c_j в процессе оптимизации параметров подвески автомобиля (асфальтобетонное шоссе)

Вариант	Наименование параметра	Состояние автомобиля			
		Полная масса		Снаряжённая масса	
		Центр масс	Сиденье водителя	Центр масс	Сиденье водителя
1	Значение критерия σ_k	1,125430	0,822739	1,589030	1,240490
	Коэффициент значимости	0,25	0,25	0,25	0,25
2	Значение критерия σ_k	1,138550	0,822046	1,609360	1,241940
	Коэффициент значимости	0	0,5	0	0,5
3	Значение критерия σ_k	1,128980	0,812894	1,584030	1,204050
	Коэффициент значимости	0,5	0	0,5	0
4	Значение критерия σ_k	1,128980	0,823208	1,583990	1,242010
	Коэффициент значимости	0,5	0,5	0	0
5	Значение критерия σ_k	1,121990	0,823208	1,583990	1,242010
	Коэффициент значимости	0	0	0,5	0,5
6	Значение критерия σ_k при исходных параметрах подвески	1,273320	0,982304	1,806810	1,487260



Табл. 2. Оптимальные значения параметров подвески в зависимости от выбора варианта комбинации коэффициентов значимости c_j критериев оптимальности σ_{kj}

Вариант	Вид представления оптимального значения параметра	Параметры элементов подвески автомобиля			
		Коэффициент жёсткости рессоры c_{pi} , Н/м		Коэффициент сопротивления амортизатора γ_{pi}	
		передней	задней	переднего	заднего
1	Нормированное	-0,4897	-0,6112	-0,0884	-0,1032
	Натуральное	28960	36006	0,2912	0,2897
2	Нормированное	-0,6044	-0,4894	0,0764	-0,0046
	Натуральное	28014	37300	0,3076	0,2995
3	Нормированное	-0,3811	-0,7646	-0,2599	0,2684
	Натуральное	29856	34376	0,2740	0,3268
4	Нормированное	-0,5024	-0,5960	-0,0255	-0,0697
	Натуральное	28855	36168	0,2975	0,2930
5	Нормированное	-0,4822	-0,6232	-0,1411	-0,1389
	Натуральное	29021	35878	0,2859	0,2861
6	Исходное нормированное	0	0	0	0
	Исходное натуральное	33000	42500	0,3	0,3

При движении на асфальтобетонном шоссе наилучшие показатели получены при оптимизации параметров только по критериям $\sigma_{к.пм}$ и $\sigma_{к.сн}$, т. е. по минимуму СКЗУ центра масс (см. табл. 1, вариант 3). Для автомобиля полной массы значение $\sigma_{к.пм}$ снизилось на 12,8 %, а $\sigma_{к.впм}$ – на 20,8 %, а для снаряжённого автомобиля соответственно на 14,1 % и на 23,5 %. Эти показатели достигаются путем снижения жёсткости передней рессоры c_{p1} на 10,5 %, задней – на 23,6 %, а также при снижении коэффициента демпфирования переднего амортизатора μ_{p1} на 9,5 % и увеличении μ_{p2} на 23,5 % (см. табл. 2). При этом выполняются требования по виброзащите водителя [1].

При движении по шоссе с изношенным бетонным покрытием также наилучший результат получается при оптимизации по критерию минимума СКЗУ центра масс кузова (см. табл. 3, вариант 3), но для снаряженного автомобиля $\sigma_{к.всн}$ достигает значения 2,4 м/с² при допустимом 2,0 м/с². Параметры подвески в этом случае необхо-

димо корректировать в тех же пределах, что и в предыдущем (см. табл. 4).

Более детальная оценка виброзащиты человека может быть получена при определении значений СКЗУ в октавных полосах частот [1]. Различные органы человека подвержены наибольшим повреждениям в конкретных диапазонах частот. Для дифференцированного учёта неблагоприятных воздействий вибраций на организм человека используются весовые коэффициенты чувствительности к вибрациям в различных октавных полосах частот. Санитарные нормы показателей вибрационной нагрузки регламентированы ГОСТ 12.1.012–90.

На рис. 7, а приведены графики вертикальных виброускорений на сиденье водителя в октавных полосах при движении автомобиля по асфальтобетонному шоссе с исходными параметрами подвески. Допускаемые значения виброускорений при 8-часовой работе отображены графиком $\sigma_{здоп}$. Сплошная линия $\sigma_{зпм}$ соответствует автомобилю полной массы, штриховая $\sigma_{зсн}$ – снаряжённому автомобилю. Во второй октавной полосе значение СКЗУ превы-



шает допускаемую величину. Графики СКЗУ при оптимальных параметрах подвески представлены на рис. 7, б.

Вибрационные нагрузки в этом случае существенно меньше.

Табл. 3. Значения СКЗУ σ_{kj} центра масс и сиденья водителя при различной комбинации коэффициентов значимости c_j в процессе оптимизации параметров подвески автомобиля (шоссе с изношенным покрытием)

Вариант	Наименование параметра	Состояние автомобиля			
		Полная масса		Снаряжённая масса	
		Центр масс	Сиденье водителя	Центр масс	Сиденье водителя
1	Значение критерия σ_k	2,54456	1,61082	3,60865	2,43848
	Коэффициент значимости	0,25	0,25	0,25	0,25
2	Значение критерия σ_k	2,57133	1,60888	3,64566	2,44199
	Коэффициент значимости	0	0,5	0	0,5
3	Значение критерия σ_k	2,54997	1,59474	3,60104	2,39996
	Коэффициент значимости	0,5	0	0,5	0
4	Значение критерия σ_k	2,54996	1,60890	3,61659	2,43378
	Коэффициент значимости	0,5	0,5	0	0
5	Значение критерия σ_k	2,53947	1,61211	3,60098	2,44228
	Коэффициент значимости	0	0	0,5	0,5
6	Значение критерия σ_k при исходных параметрах подвески	2,8498	1,9123	4,0605	2,9240

Табл. 4. Оптимальные значения параметров подвески в зависимости от выбора варианта комбинации коэффициентов значимости c_j критериев оптимальности σ_{kj}

Вариант	Вид представления оптимального значения параметра	Параметры элементов подвески автомобиля			
		Коэффициент жёсткости рессоры c_{pi} , Н/м		Коэффициент сопротивления амортизатора γ_{pi}	
		передней	задней	переднего	заднего
1	Нормированное	-0,4959	-0,6045	-0,0878	-0,0500
	Натуральное	28909	36077	0,2912	0,2950
2	Нормированное	-0,5110	-0,5930	-0,0872	-0,0557
	Натуральное	28785	36199	0,2913	0,2944
3	Нормированное	-0,3998	-0,6591	-0,3807	0,0997
	Натуральное	29702	35497	0,2619	0,3100
4	Нормированное	-0,5117	-0,5951	-0,0434	-0,0269
	Натуральное	28779	36177	0,2957	0,2973
5	Нормированное	-0,4866	-0,6101	-0,1325	-0,0689
	Натуральное	28985	36017	0,2867	0,2931
6	Исходное нормированное	0	0	0	0
	Исходное натуральное	33000	42500	0,3	0,3



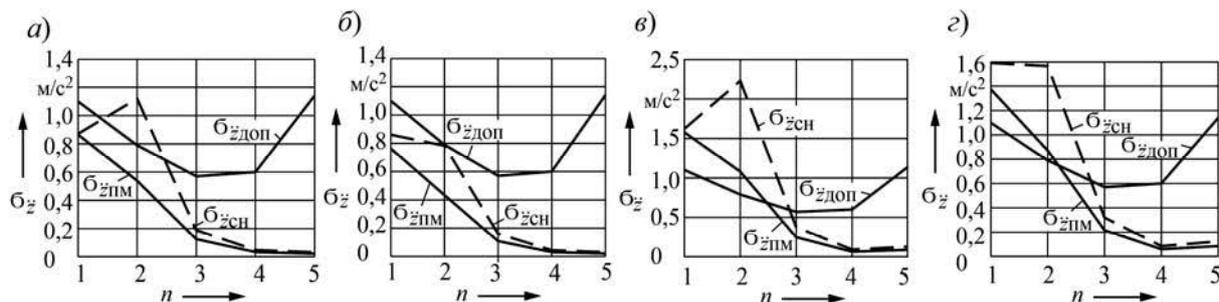


Рис. 7. Графики СКЗУ на сиденье водителя в октавных полосах частот при исходных (а) и (в) и оптимальных (б) и (з) параметрах при движении автомобиля по шоссе с высоким качеством покрытия и с изношенным покрытием

На рис. 7, в, з показаны графики, полученные для движения по шоссе с изношенным бетонным покрытием при исходных и оптимальных параметрах подвески соответственно.

Проведенные исследования виброзащитной системы легкового автомобиля показывают эффективность применения предложенной методики при проектиро-

вании подвески. Она позволяет определить параметры упругих и диссипативных элементов подвески кузова (рессор и амортизаторов), а также параметров сидений водителя и пассажиров, обеспечивающие высокие показатели виброзащиты при использовании автомобиля в различных дорожных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. **Яценко, Н. Н.** Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко. – Москва : Машиностроение, 1984. – 328 с.
3. **Ротенберг, Р. В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – Москва : Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание, 2016. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 28 февраля 2018 года

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

Ольга Владимировна Пузанова, доц., Белорусско-Российский университет.

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

Olga Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

