

УДК 629.11.012.813

DOI: 10.18324/2077-5415-2016-4-45-50

## Амплитудно-частотные характеристики колебаний автомобиля при экстренном торможении с учетом неупругого сопротивления в пневматических шинах

С.П. Рыков<sup>a</sup>, В.С. Коваль<sup>b</sup>, О.А. Рыкова<sup>c</sup>, Н.В. Цыганкова<sup>d</sup>

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

<sup>a</sup>rsp7-8-48@ Rambler.ru, <sup>b</sup>koval.supra@yandex.ru, <sup>c</sup>olga.tonoyn@mail.ru, <sup>d</sup>nina-tsygankova-69@mail.ru

Статья поступила 25.09.2016, принята 30.10.2016

*В статье приводятся результаты расчетов колебаний автомобиля при движении по неровной дороге в режиме экстренного торможения с учетом неупругого сопротивления в пневматических шинах, моделирование которого базируется на математическом описании экспериментальных характеристик жесткости уравнением эллипса и результатов их первичной обработки уравнением степенной зависимости. Приводятся результаты вывода аналитических выражений эквивалентных коэффициентов вязкостного и позиционного трения с использованием методов линеаризации и энергетического баланса. Эквивалентный коэффициент вязкостного трения может быть использован в случае решения дифференциальных уравнений операторным методом, а эквивалентный коэффициент позиционного трения — в случае решения дифференциальных уравнений численным методом, поскольку в его выражение не входят частоты колебаний. Выводятся дифференциальные уравнения движения масс «плоского» автомобиля при экстренном торможении, отличающиеся наличием инерционной связи колебаний передней и задней подрессоренных масс. Решение уравнений осуществляется с использованием преобразования Лапласа при гармоническом воздействии. Результаты представлены в виде амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) по выходам «прогиб рессор и шин». При сопоставлении кривых частотных характеристик видно, что учет эллиптической-степенной модели неупругого сопротивления в шине значительно изменяет АЧХ системы по выходу «прогиб шины». Амплитуды прогибов в зоне низкочастотного резонанса снижаются на 40–50 %, в зоне высокочастотного резонанса — на 15–20 %. В результате расчета колебаний автомобиля выявлено, что после включения торможения в зоне высокочастотного резонанса происходит существенное увеличение, а в зоне низкочастотного резонанса — незначительное снижение амплитуд колебаний. При этом включение эллиптической-степенной модели в описание неупругого сопротивления в шине приводит к значительному снижению амплитуд колебаний практически во всем диапазоне частот воздействия.*

**Ключевые слова:** колебания; автомобиль; торможение; шина; неупругое сопротивление; эквивалентный коэффициент; эллиптической-степенная модель; функциональная схема; дифференциальные уравнения; преобразование Лапласа; амплитудно-частотные характеристики.

## Amplitude-frequency characteristic of oscillations of an automobile under emergency braking with inelastic resistance in pneumatic tyres taken into account

S.P. Rykov<sup>a</sup>, V.S. Koval<sup>b</sup>, O.A. Rykova<sup>c</sup>, N.V. Tsygankova<sup>d</sup>

Bratsk State University; 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

<sup>a</sup>rsp7-8-48@ Rambler.ru, <sup>b</sup>koval.supra@yandex.ru, <sup>c</sup>olga.tonoyn@mail.ru, <sup>d</sup>nina-tsygankova-69@mail.ru

Received 25.09.2016, accepted 30.10.2016

*The article deals with the calculation results of automobile oscillations when moving on the rough road in the emergency braking mode with inelastic resistance in pneumatic tyres taken into account. Simulation of such a mode has been based both on mathematical description of the experimental characteristics of rigidity by ellipse equation and on results of their preprocessing by the degree-dependence equation. Results have been presented for an output of analytical expressions of the equivalent coefficients of viscous and positional friction with the use of linearization method and the method of energetic balance. Equivalent coefficient of viscous friction can be used when solving differential equations by an operator method. Equivalent coefficient of positional friction can be used when solving differential equations by numerical method, as its expression does not include oscillation frequencies. Differential equations, differing in existence of inertial couplings of oscillations of front and back spring masses, have been proposed. Solution of the equations has been carried out with the use of Laplace transform under harmonic influence. Results have been presented in the form of amplitude-frequency characteristics on spring and tyre deflection. When comparing performance frequency responses, it is obvious that amplitude-frequency characteristics on tyre deflection has been changed under elliptical-degree model of inelastic resistance in tyres taken into account. Deflection amplitudes in a low-frequency resonance zone have been decreased up to 40-50%, and in a zone of a high-frequency resonance – up to 15-20%. As a result of calculation of automobile oscillations it has been revealed that after switching on the braking, there has been a significant increase of vibration amplitudes in the high-frequency resonance zone, and an increase in the*

low-frequency resonance zone. At the same time, including elliptical-degree model into the description of inelastic resistance in tyres leads to considerable decrease of vibration amplitudes almost in all range of influence frequencies.

**Key words:** oscillations; automobile; braking; tyre; inelastic resistance; equivalent ratio; elliptical-degree model; functional diagram; differential equations; Laplace transform; amplitude-frequency characteristics.

**Введение**

Разработка основ теории неупругого сопротивления в пневматической шине [3; 14], базирующейся на математическом описании экспериментальных характеристик жесткости, позволяет, в том числе, уточнить расчет колебательных параметров автомобиля в таком важном для безопасности движения режиме, как экстренное торможение.

Ядром теории неупругого сопротивления в шине является так называемая эллиптическо-степенная модель, аналитическое описание которой представляется двумя уравнениями — уравнением эллипса вида:

$$F = F_a \sqrt{1 - \left(\frac{h_z}{h_{za}}\right)^2} \tag{1}$$

и уравнением степенной функции вида:

$$F_a = H_{ш} h_{za}^n \tag{2}$$

или эквивалентным уравнением вида:

$$F = H_{ш} h_{za}^n \sqrt{1 - \left(\frac{h_z}{h_{za}}\right)^2},$$

где  $F, F_a$  — текущее и амплитудное значение силы неупругого сопротивления в шине, кН;  $h_z, h_{za}$  — текущее и амплитудное значение нормального прогиба шины, мм;  $H_{ш}, n$  — параметры модели, характеризующие степень проявления неупругого сопротивления в шине,  $H_{ш}$  [кН/м<sup>n</sup>];  $n$  — безразмерная величина.

Эти уравнения выводятся из анализа экспериментальных характеристик нормальной жесткости шин и результатов их первичной обработки (рис. 1).

Ввод модели в дифференциальные уравнения движения даже простых колебательных систем, например эквивалентных подвеске автомобиля, приводит к значительным вычислительным трудностям при получении решений в виде частотных характеристик. Вычислительные трудности несоизмеримо возрастают при усложнении эквивалентных колебательных систем автомобиля, а также в случае совместного учета нескольких преобразующих свойств шины, например, поглощающей и сглаживающей способности. Практически уже для трехмассовой колебательной системы, эквивалентной «плоскому» автомобилю, получить выражения частотных характеристик, наглядно отражающих особенности преобразования входного воздействия в выходной процесс, не представляется возможным.

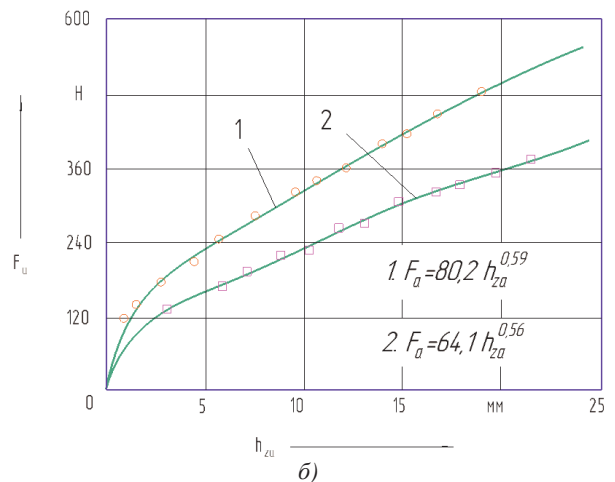
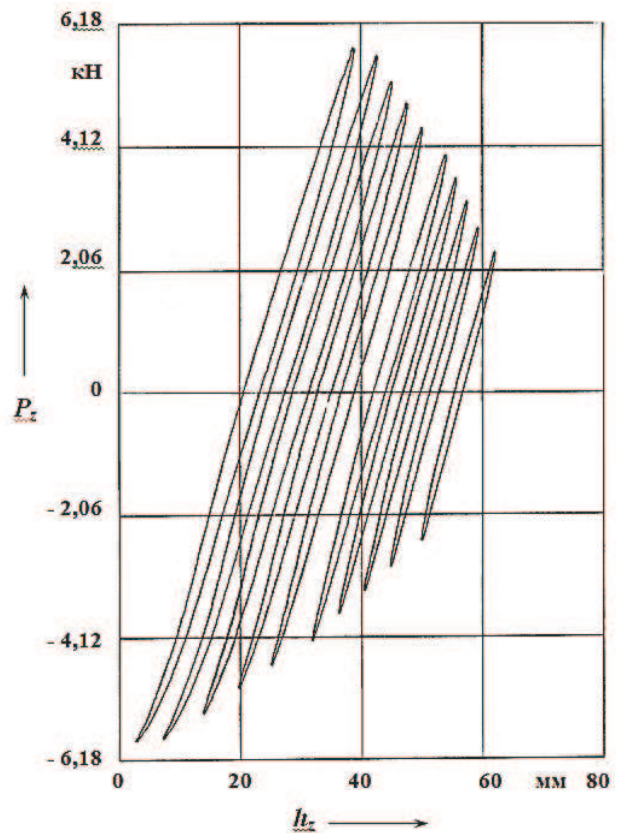
Решение этой проблемы было найдено при упрощении математического описания эллиптическо-степенной модели с использованием методов нелинейной механики, а именно метода линеаризации и метода энергетического баланса.

В результате получены выражения эквивалентных коэффициентов вязкостного и позиционного трения в виде:

$$\eta_{ш\dot{z}} = \frac{2H_{ш}}{n+1} \cdot \frac{1}{h_{zcm}^{1-n} P}; \quad \eta'_{шz} = \frac{\pi H_{ш}}{n+1} \cdot \frac{1}{h_{zcm}^{1-n}} \tag{4}$$

и, соответственно, выражение эквивалентных сил вязкостного и позиционного трения в виде:

$$F_B = \frac{2H_{ш}}{n+1} \cdot \frac{1}{h_{zcm}^{1-n}} \cdot \dot{h}_z; \quad F_n = \frac{\pi H_{ш}}{n+1} \cdot \frac{1}{h_{zcm}^{1-n}} \cdot h_z. \tag{5}$$



**Рис. 1.** Диаграммы с экспериментальными характеристиками нормальной жесткости шины 8.40-15 модели Я-245 и результатами их первичной обработки: *a* — характеристики жесткости; *b* — результаты обработки

Для расчетов линейных колебательных систем любого порядка с помощью методов операционного исчисления, например преобразования Лапласа, можно использовать любую эквивалентную силу сопротивления, поскольку интеграл Лапласа различается от выражений (5) с нулевыми начальными условиями только постоянными множителями при изображениях функции прогиба шины  $h_{za}(s)$ :

$$\int_0^{\infty} F_B e^{-st} dt = \frac{2H_{ш}}{n+1} \cdot \frac{1}{h_{zcm}^{1-n}} h_{za}(s)$$

и:

$$\int_0^{\infty} F_{II} e^{-st} dt = \frac{\pi H_{ш}}{n+1} \cdot \frac{1}{h_{zcm}^{1-n}} h_{za}(s).$$

Поэтому их всегда можно привести один к другому. Однако с точки зрения традиционных представлений о силе неупругого сопротивления в шине целесообразнее использовать эквивалентную силу вязкостного сопротивления.

В случае, если колебательная система описывается нелинейными дифференциальными уравнениями, и единственный путь их решения — применение численных методов, например метода Рунге–Кутты, то целесообразно использовать эквивалентную силу позиционного сопротивления, поскольку в ее выражении не фигурирует частота.

**Модель экстренного торможения.** Для разработки функциональной схемы колебательной системы автомобиля при экстренном торможении и составления дифференциальных уравнений движения ее масс выдвинем следующие допущения [1]:

1. Колеса автомобиля передней и задней осей за тормаживаются мгновенно в момент начала торможения, и процессы в переходных фазах подчиняются тем же закономерностям, что и при движении в тормозном режиме со всеми заблокированными колесами.

2. Коэффициент сцепления шин в контакте с дорогой не зависит от скорости движения автомобиля, и его изменчивость полностью оценивается статическими характеристиками выборочного значения микропрофиля на пути торможения.

3. Колебательная система автомобиля рассматривается в продольной плоскости в предположении симметричного воздействия дороги на колеса правого и левого бортов. При этом все силы и моменты, возникающие в подвеске от приложения тангенциальных тормозных сил в контакте шин с поверхностью дороги, предполагаются уравновешенными реакциями направляющего устройства, обеспечивающего только одну степень свободы для относительного перемещения моста и поддрессоренной массы в вертикальном направлении.

4. Колебательная система автомобиля приводится к системе с сосредоточенными массами и линейными характеристиками восстанавливающих и демпфирую-

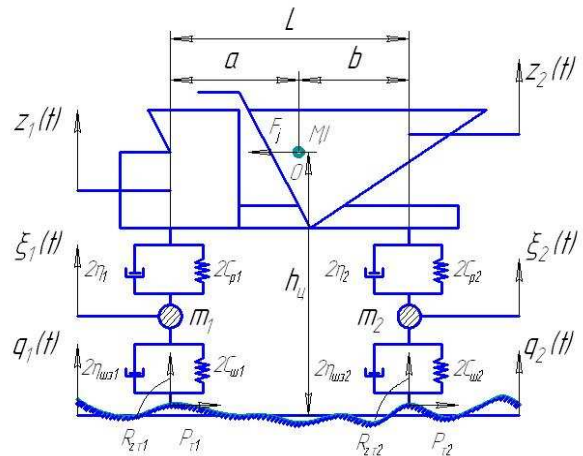
щих сил в функции деформаций и их производных для всех упругих элементов и демпферов.

5. При движении автомобиля с торможением не учитываются такие внешние воздействия, как сопротивление воздуха и подъем или уклон макропрофиля дороги, точно так же, как это принято в теории автомобиля для расчета показателей его тормозной динамичности.

6. Пневматическая шина обладает упругими и поглощающими свойствами сосредоточенного элемента подвески. Поэтому в эквивалентную автомобильную колебательную систему будет включен элемент, отражающий неупругое сопротивление в шине с описанием согласно эллиптическо-степенной модели.

Как следует из этих допущений, эквивалентная автомобильная колебательная система, отражающая его динамику при экстренном торможении, отличается от самой распространенной в теории колебаний и плавности хода автомобиля схемы только приложенными в контакте колес с опорной поверхностью тангенциальными реакциями и наличием демпфирующего элемента, отражающего новые представления о поглощающей способности шин.

Функциональная схема колебательной системы, эквивалентной автомобилю при экстренном торможении, представлена на рис. 2.



**Рис. 2.** Функциональная схема колебательной системы, эквивалентной автомобилю при экстренном торможении и с учетом неупругого сопротивления в шинах

На схеме обозначено:  $M$  — поддрессоренная масса автомобиля;  $J_y$  — момент инерции поддрессоренной массы автомобиля относительно центральной поперечной оси  $O$ ;  $m_{1,2}$  — передние и задние неподдрессоренные массы;  $c_{p1,2}$  — коэффициенты нормальной жесткости рессор передней и задней подвесок;  $\eta_{1,2}$  — коэффициенты неупругого сопротивления передней и задней подвесок;  $c_{ш1,2}$  — коэффициенты нормальной жесткости шин;  $\eta_{нш1,2}$  — коэффициенты неупругого сопротивления передних и задних шин;  $q_{1,2}(t)$  — текущие по времени значения ординат микропрофиля поверхности дороги в контакте передних и задних колес;  $\xi_{1,2}(t)$  — текущие во времени вертикальные смещения передних и задних неподдрессоренных масс;  $z_{1,2}(t)$  — текущие значения вертикальных перемещений поддрессоренной массы над передней и задней подвесками;  $z_0$  — текущие значения вертикального смещения центра тяжести

подрессоренной массы, обозначенного точкой  $O$ ;  $\alpha$  — текущее значение углового перемещения подрессоренной массы вокруг центра тяжести;  $P\tau_{1,2}$  — тормозные силы, приложенные в контакте передних и задних колес;  $F_j$  — инерционная сила полной массы автомобиля при торможении;  $L$  — база автомобиля;  $a, b$  — расстояние от центра тяжести до вертикальных плоскостей размещения передней и задней неподрессоренных масс;  $h_y$  — высота центра тяжести автомобиля над средней линией опорной поверхности дороги. Индексами 1, 2 отмечена принадлежность параметров соответственно к передней и задней подвескам.

Используя уравнение Лагранжа 2-го рода, можно получить дифференциальные уравнения движения масс автомобиля в вертикальном направлении при движении в режиме экстренного торможения. Эти уравнения можно свести в следующую систему:

$$\begin{cases} M_1 \ddot{z}_1 + M_3 \ddot{z}_2 + 2\eta_1(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2C_{p1}(z_1 - \xi_1) = 0, \\ M_2 \ddot{z}_2 + M_3 \ddot{z}_1 + 2\eta_2(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2C_{p2}(z_2 - \xi_2) = 0, \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + 4\eta_{w\theta 1}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1) + 4C_{w1}(\xi_1 - q_1) - \\ - 2\eta_1(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) - 2C_{p1}(z_1 - \xi_1) = 0; \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + 4\eta_{w\theta 2}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2) + 4C_{w2}(\xi_2 - q_2) - \\ - 2\eta_2(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) - 2C_{p2}(z_2 - \xi_2) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

В этих уравнениях:

$$M \frac{\rho^2 + b^2}{(a+b)^2} = M_1 \text{ — приведенная подрессоренная}$$

масса над передней подвеской;

$$M \frac{\rho^2 + a^2}{(a+b)^2} = M_2 \text{ — то же над задней подвеской;}$$

$$M \frac{ab - \rho^2}{(a+b)^2} = M_3 \text{ — условная масса инерционной}$$

связи колебаний передней и задней частей подрессоренной массы.

Составленные дифференциальные уравнения (6) показывают, что из-за возникающих при торможении нормальных реакций упрощение, используемое для решения схожих задач в теории плавности хода и поддрессирования автомобиля, т. е. исключение инерционной связи между колебаниями передней и задней подрессоренных масс, в данном случае не разделяет систему уравнений и не дает понижения ее порядка.

Для дальнейших преобразований введем следующие обозначения:

$$\sqrt{\frac{2c_{p1,2}}{M_{1,2}}} = \Omega_{1,2} \text{ — собственные частоты колебаний}$$

передней и задней приведенных подрессоренных масс на рессорах;

$$\sqrt{\frac{2c_{w1,2}}{m_{1,2}}} = \omega_{1,2} \text{ — собственные частоты колебаний}$$

передней и задней неподрессоренных масс;

$$\frac{\eta_{1,2}}{M_{1,2}} = k_{1,2} \text{ — приведенные коэффициенты неупругого}$$

сопротивления в передней и задней подвесках;

$$\frac{\eta_{w\theta 1,2}}{m_{1,2}} = k_{w\theta 1,2} \text{ — приведенные эквивалентные ко-}$$

эффициенты неупругого сопротивления в передней и задней подвесках;

$$\frac{m_{1,2}}{M_{1,2}} = \mu_{1,2} \text{ — коэффициенты неподрессоренных}$$

масс;

$$\frac{M_3}{M_{1,2}} = \chi_{1,2} \text{ — удельный коэффициент инерционной}$$

связи колебаний приведенных подрессоренных масс.

После ввода обозначений относительных величин получим:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \chi_{1,2} \ddot{z}_2 + 2k_1(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + \Omega_1^2(z_1 - \xi_1) = 0, \\ \ddot{z}_2 + \chi_{2,1} \ddot{z}_1 + 2k_2(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + \Omega_2^2(z_2 - \xi_2) = 0, \\ \ddot{\xi}_1 + 4k_{w\theta 1}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1) + 2\omega_1^2(\xi_1 - q_1) - \\ - \frac{2k_1}{\mu_1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) - \frac{\Omega_1^2}{\mu_1}(z_1 - \xi_1) = 0; \\ \ddot{\xi}_2 + 4k_{w\theta 2}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2) + 2\omega_2^2(\xi_2 - q_2) - \\ - \frac{2k_2}{\mu_2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) - \frac{\Omega_2^2}{\mu_2}(z_2 - \xi_2) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Если в качестве выходных процессов принять прогибы рессор  $x$  и деформации шин  $h_z$ , то система уравнений (7) преобразуется к виду:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \ddot{h}_{z1} + \chi_{1,2} \ddot{x}_2 + \chi_{1,2} \ddot{h}_{z2} + 2k_1 \dot{x}_1 + \Omega_1^2 x_1 = -\ddot{q}_1 - \chi_{1,2} \ddot{q}_2, \\ \ddot{x}_2 + \ddot{h}_{z2} + \chi_{2,1} \ddot{x}_1 + \chi_{2,1} \ddot{h}_{z1} + 2k_2 \dot{x}_2 + \Omega_2^2 x_2 = -\ddot{q}_2 - \chi_{2,1} \ddot{q}_1, \\ \ddot{h}_{z1} + 4k_{w\theta 1} \dot{h}_{z1} + 2\omega_1^2 h_{z1} - \frac{2k_1}{\mu_1} \dot{x}_1 - \frac{\Omega_1^2}{\mu_1} x_1 = -\ddot{q}_1; \\ \ddot{h}_{z2} + 4k_{w\theta 2} \dot{h}_{z2} + 2\omega_2^2 h_{z2} - \frac{2k_2}{\mu_2} \dot{x}_2 - \frac{\Omega_2^2}{\mu_2} x_2 = -\ddot{q}_2. \end{cases} \quad (8)$$

Составленные дифференциальные уравнения показывают, что и при введенных допущениях описание колебаний автомобиля при торможении остается достаточно сложным для анализа и расчета вследствие взаимосвязанности процессов изменения координат и высокого порядка системы. То есть, при торможении и несвязанные инерционные массы совершают колебания под воздействием возмущения, приложенного в зоне контакта колес передней и задней оси с дорогой.

Прямым путем, ведущим к представлению передаточных функций динамической системы, является интегральное преобразование всех входящих в дифференциальные уравнения функций по Лапласу.

Для расчета эквивалентной колебательной системы автомобиля, движущегося в тормозном режиме, используем возмущающее воздействие в виде гармонической функции:

$$q(t) = q_0(1 - \cos(\lambda t)),$$

где  $q_0$  — амплитуда неровностей дороги с синусоидальной поверхностью относительно средней линии;

$\lambda = 2\pi f$  — круговая частота возмущения;  $f = \frac{V_a}{l_n}$  — частота воздействия;  $l_n$  — длина неровности;  $V_a$  — скорость автомобиля.

Применяя общие правила преобразования дифференциальных уравнений по Лапласу к системе (8), получим

$$\begin{cases} (-p^2 + ip2k_1 + \Omega_1^2)X_1(p) + (-p^2\chi_1)X_2(p) + (-p^2)h_{z\alpha 1}(p) + (-p^2\chi_1)h_{z\alpha 2}(p) = p^2(1 + \chi_1 e^{-p\tau})Q_1(p), \\ (-p^2\chi_2)X_1(p) + (-p^2 + ip2k_2 + \Omega_2^2)X_2(p) + (-p^2\chi_2)h_{z\alpha 1}(p) + (-p^2)h_{z\alpha 2}(p) = p^2(e^{-p\tau} + \chi_1)Q_1(p), \\ \left(-ip\frac{2k_1}{\mu_1} - \frac{\Omega_1^2}{\mu_1}\right)X_1(p) + (-p^2 + ip4k_{us\alpha 1} + 2\omega_1^2)h_{z\alpha 1}(p) = p^2Q_1(p); \\ \left(-ip\frac{2k_2}{\mu_2} - \frac{\Omega_2^2}{\mu_2}\right)X_2(p) + (-p^2 + ip4k_{us\alpha 2} + 2\omega_2^2)h_{z\alpha 2}(p) = p^2e^{-p\tau}Q_1(p). \end{cases} \quad (9)$$

Уравнения записаны в строках так, чтобы искомые и заданные функции одинаковых обозначений образовали вертикальные столбцы с разными коэффициентами.

Обозначим через  $A_{ij}(p)$  коэффициенты перед неизвестными функциями, а через  $B_{ij}(p)$  — коэффициенты перед заданными функциями.

Тогда систему (9) можно записать в матричном виде и решать ее с помощью определителей. Матрица коэффициентов левой части и матрица — столбец возмущающего воздействия в изображениях принимают следующий вид:

$$\begin{pmatrix} A_{11}(p) & A_{12}(p) & A_{13}(p) & A_{14}(p) \\ A_{21}(p) & A_{22}(p) & A_{23}(p) & A_{24}(p) \\ A_{31}(p) & A_{32}(p) & A_{33}(p) & A_{34}(p) \\ A_{41}(p) & A_{42}(p) & A_{43}(p) & A_{44}(p) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_1(p) \\ X_2(p) \\ h_{z\alpha 1}(p) \\ h_{z\alpha 2}(p) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_{11}(p) \\ B_{12}(p) \\ B_{13}(p) \\ B_{14}(p) \end{pmatrix} \cdot Q_1(p) \quad (10)$$

В рассматриваемой системе (9) одно входное воздействие, имеющее изображение  $Q(p)$ , и четыре выходные реакции, имеющие изображения  $X_{1,2}(p)$ ,  $Y_{1,2}(p)$ .

Определим, исходя из выражения (10), передаточную функцию от воздействия микропрофиля неровной дороги в контакте колес с опорной поверхностью к

прогибам рессор  $X_{1,2}(p)$  и шин  $Y_{1,2}(p)$ . Они описываются следующими зависимостями:

$$W_{xi} = \frac{X_i(p)}{q_0}; \quad W_{yj} = \frac{Y_j(p)}{q_0},$$

где  $X_i = \frac{\Delta_i}{\Delta_c} Q_i(p)$ ;  $Y_i = \frac{\Delta_j}{\Delta_c} Q_j(p)$ .

### Расчет амплитудно-частотных характеристик.

Для проверки функционирования модели и ее адекватности реальным процессам колебаний автомобиля при торможении с учетом введенного эквивалентного коэффициента неупругого сопротивления в шинах рассчитаем амплитудно-частотные характеристики легкового автомобиля среднего класса по различным выходам системы.

Результаты расчета представлены на рис. 3.

Для оценки влияния новой модели неупругого сопротивления в пневматических шинах на колебания автомобиля проанализируем амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) по двум выходам колебательной системы: по нормальному прогибу шин  $W_{hz}(p)$  и прогибу рессор  $W_{xi}(p)$ .

На рис. 2 представлены АЧХ автомобиля с заторможенными и свободно катящимися колесами (кривая 1) с учетом вязкостной модели сопротивления в шине (кривая 2) и эллиптическо-степенной модели (кривая 3).

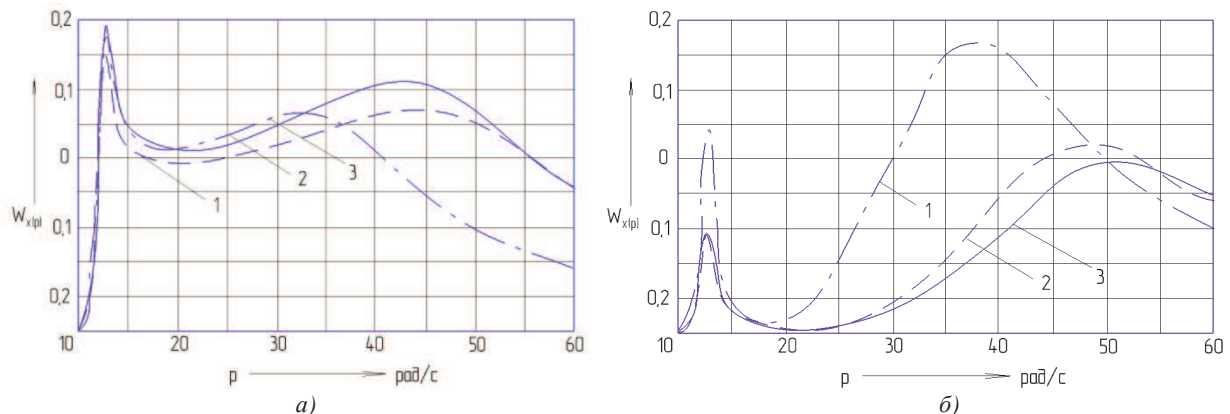


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики колебательной системы, эквивалентной автомобилю: а — рессоры передней подвески; б — шины заднего моста. 1 — свободное качение колеса; 2 — колеса заторможены, учитывается вязкостная модель сопротивления в шине; 3 — колеса заторможены, учитывается эллиптическо-степенная модель

### Анализ результатов расчета и выводы

Из сопоставления кривых (рис. 3 а) частотных характеристик при свободном качении колеса и после включения торможения с учетом вязкостной модели происходит повышение амплитуд на 5–15 % в зоне высокочастотного резонанса (на частоте 105 рад/с). Что касается зоны низкочастотного резонанса (на частоте 8 рад/с), то здесь наблюдается их незначительное уменьшение на 2–5 %. Объясняется это восстановлением после включения тормозов связанности колебаний передней и задней части автомобиля и определенным запаздыванием воздействия на колеса заднего моста.

Из сопоставления кривых частотных характеристик, представленных на рис. 3 б, видно, что учет эллиптически-степенной модели неупругого сопротивления в шине значительно изменяет АЧХ системы по выходу «прогиб шины». Амплитуды прогибов в зоне низкочастотного резонанса снижаются на 40–50 %, а в зоне высокочастотного резонанса — на 15–20 %.

Таким образом, в результате расчета колебаний автомобиля выявлено, что после включения торможения в зоне высокочастотного резонанса происходит существенное увеличение, а в зоне низкочастотного резонанса — незначительное снижение амплитуд колебаний. При этом включение эллиптически-степенной модели в описание неупругого сопротивления в шине приводит к значительному снижению амплитуд колебаний практически во всем диапазоне частот воздействия.

#### Литература

1. Енаев А.А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения. М.: Машиностроение, 2002. 341 с.
2. Рыков С.П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебаний автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2000. 28 с.
3. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 2005. 44 с.
4. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматической шины в расчетах подвески, плавности хода и поддрессоривания автомобиля: моногр. Братск: БрГТУ, 2004. 124 с.
5. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин. Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов: моногр. Братск: БрГТУ, 2004. 322 с.
6. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Поглощающая способность пневматических шин. Моделирование и оценка. моногр. Братский гос. ун-т. Братск, 2012. 158 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 22.04.2013, №120 – В2013.
7. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Экспериментальная оценка преобразующих свойств пневматических шин: моногр. Братский гос. ун-т. Братск, 2012. 161 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 22.04.2013, № 121 – В2013.
8. Рыков С.П., Яценко Н.Н., Капанадзе Г.Н. Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин // Автомобильная промышленность. 1977. № 6. С. 15-18.
9. Рыков С.П., Яценко Н.Н., Капанадзе Г.Н., Просветов П.П., Глазырин Ю.М. Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин при случайном возмущении // Автомобильная промышленность. 1979. № 1. С. 16-19.
10. Рыков С.П. Основы теории поглощающей способности пневматической шины // Вестн. Краснояр. гос. техн. ун-та. Транспорт. 2002. Вып. 30. С. 34-44.

11. Рыков С.П. Некоторые аспекты внешней механики пневматических шин. Поглощающая и сглаживающая способность // ИЦИЮ4: междунар. конф.: тез. докл. М., 2004. С. 214-215.

12. Рыков С.П., Тарасюк В.Н., Фрейберг С.Ф. Совершенствование моделирования демпфирующих свойств шин и элементов поддрессоривания для проектирования автомобилей // Проектирование колесных машин: материалы междунар. научно-техн. конф., посвященной 70-летию кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2006. С. 197-209.

13. Рыков С.П. Мазур В.В., Тарасюк В.Н. От экспериментального оборудования к прикладным исследованиям и инновационным разработкам // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири. Юбил. вып. к 55-летию БрГУ. Братск, 2012. С. 35-48.

14. Рыков С.П. Неупругое сопротивление в пневматических шинах. Моделирование, оценка, приложения: моногр. Братск: Изд-во БрГУ, 2015. 444 с.

#### References

1. Enaev A.A. Fundamentals of theory of oscillations of the vehicle during braking and its applications. M.: Mashinostroenie, 2002. 341 p.
2. Rykov S.P. Development of methods for evaluation of the absorbing and smoothing ability of pneumatic-tire tions in the calculations of the vibrations of the vehicle: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. M., 2000. 28 p.
3. Rykov S.P. Methods for the modeling and assessment of the absorbing and smoothing ability pneuma actual tire in the calculations of the suspension and vibration of wheeled vehicles: avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk. M., 2005. 44 p.
4. Rykov S.P. Modeling and estimation of the absorbing and smoothing ability of the pneumatic tire in the calculations of the suspension, ride and suspension of the car: monogr. Bratsk: BrGTU, 2004. 124 p.
5. Rykov S.P. Experimental studies of absorbing and smoothing ability of pneumatic-MATIC tires. Testing facility, the methods of carrying out experiments and processing results: monogr. Bratsk: BrGTU, 2004. 322 p.
6. Rykov S.P., Tarasyuk V.N. The absorptive capacity of the pneumatic tires. Modeling and evaluation: monogr. Bratskii gos. un-t. Bratsk, 2012. 158 p. Rus. Dep. v VINITI 22.04.2013, № 120 - V2013.
7. Rykov S.P., Tarasyuk V.N. Experimental evaluation of the transformative properties of pneumatic tyres: monogr. Bratskii gos. un-t. Bratsk, 2012. 161 p. Rus. Dep. v VINITI 22.04.2013, № 121 - V2013.
8. Rykov S.P., Yatsenko N.N., Kapanadze G.N. Oscillations of the suspension system taking into account absorptive capacity tires // Avtomobil'naya promyshlennost'. 1977. № 6. P. 15-18.
9. Rykov S.P., Yatsenko N.N., Kapanadze G.N., Prosvetov P.P., Glazyrin Yu.M. Oscillations of the suspension system taking into account absorptive capacity of the tires at random perturbation of the absorption // Avtomobil'naya promyshlennost'. 1979. № 1. P. 16-19.
10. Rykov S.P. Fundamentals of the theory of absorptive capacity pneumatic tires // Vestn. Krasnoyar. gos. tekhn. un-ta. Transport. 2002. Vyp. 30. P. 34-44.
11. Rykov S.P. Some aspects of the external mechanics of pneumatic tires. Absorbing and sgli-wausa ability // ITsI04: mezhdunar. konf.: tez. dokl. M., 2004. P. 214-215.
12. Rykov S.P., Tarasyuk V.N, Freiberg S.F. Improved modeling of the damping properties of tires and elements podres-soriani to design cars // Proektirovanie kolesnykh mashin: materialy mezhdunar. nauchno-tekhn. konf., posvyashchennoi 70-letiyu kafedry «Kolesnye mashiny» MGТУ im. N.E. Bauman. M., 2006. P. 197-209.
13. Rykov S.P., Mazur V.V., Tarasyuk V.N. From the experimental equipment to applied research and innovative develop-