

Научная статья  
Статья в открытом доступе  
УДК 629.4.027.3  
doi: 10.30987/2782-5957-2026-5-53-62

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ПЕРСПЕКТИВНОГО РЕССОРНОГО КОМПЛЕКТА ПРИ СЛУЧАЙНЫХ КОЛЕБАНИЯХ УПРОЩЁННОЙ ОДНОМАССОВОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОВОЗА

Наталья Сергеевна Лавлинская✉

Российский университет транспорта, Москва, Россия  
lav.nata@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0937-3906>

### Аннотация

Выполнено исследование динамических качеств перспективного рессорного комплекта при случайных колебаниях на примере упрощённой одномассовой модели четырёхосной секции грузового электровоза. Решение уравнения колебаний одномассовой модели выполнено в частотной области с определением частотных характеристик, связывающих перемещение, динамическую силу и ускорение массы с возмущением. Приведены графики спектральных плотностей возмущений, заданных аналитическими выражениями как суммы низкочастотного и высокочастотного возмущения,

а также графики спектральных плотностей перемещений, динамических сил и ускорений, полученных по формуле Шеннона. Для оценки динамических качеств перспективного рессорного комплекта по графикам спектральных плотностей динамических сил и ускорений были определены максимальные упругие и диссипативные силы, коэффициенты динамики и максимальные ускорения при различных скоростях движения.

**Ключевые слова:** динамика, колебания, частотные характеристики, подвешивание, гаситель.

### Ссылка для цитирования:

Лавлинская Н.С. Исследование показателей динамических качеств перспективного рессорного комплекта при случайных колебаниях упрощённой одномассовой модели электровоза / Н.С. Лавлинская // Транспортное машиностроение. – 2026. - № 5. – С. 53-62. doi: 10.30987/2782-5957-2026-5-53-62.

Original article  
Open Access Article

## STUDY OF DYNAMIC QUALITIES INDICATORS OF A PROMISING SPRING SET UNDER RANDOM VIBRATIONS OF THE SIMPLIFIED SINGLE-MASS MODEL OF AN ELECTRIC LOCOMOTIVE

Natalia Sergeevna Lavlinskaya✉

Russian University of Transport, Moscow, Russia  
lav.nata@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0937-3906>

### Abstract

A study of the dynamic qualities of a promising spring set under random vibrations is carried out using the example of a simplified single-mass model of a four-axle section of a freight electric locomotive. The solution of the vibration equation of the single-mass model is performed in the frequency domain with the determination of frequency characteristics relating displacement, dynamic force and acceleration of mass with disturbance. Graphs of disturbance spectral densities given by analytical expressions as the sum of low-frequency and high-frequency disturbances, as well as

graphs of spectral densities of displacements, dynamic forces and accelerations obtained by Shannon formula are presented. To assess the dynamic qualities of a promising spring set, the maximum elastic and dissipative forces, dynamics coefficients, and maximum accelerations at different speeds were determined using graphs of the spectral densities of dynamic forces and accelerations.

**Keywords:** dynamics, vibrations, frequency characteristics, suspension, damper.

Reference for citing:

Lavinskaya NS. Study of dynamic qualities indicators of a promising spring set under random vibrations of the simplified single-mass model of an electric locomotive. *Transport Engineering*. 2026;5:53-62. doi: 10.30987/2782-5957-2026-5-53-62.

## Введение

В настоящее время для демпфирования колебаний в буксовой ступени рессорного подвешивания рельсовых экипажей широко применяются гидравлические гасители колебаний, как правило, установленные параллельно винтовым пружинам. Однако, воздействие на буксовые гасители больших амплитуд высокочастотного возмущения приводит к их повышенному износу и, как следствие, частым отказам в эксплуатации.

В ранее выполненных работах [1, 2] была рассмотрена схема с упругозащи-

щённым («подпружиненным») гасителем колебаний, последовательно с которым была установлена пружина. Такая схема была предложена как способ снижения уровня и частоты вибраций, действующих на буксовые гасители. Проведённые расчёты показали, что в такой схеме обеспечивается снижение диссипативной силы упругозащищённого гасителя по сравнению с типовой его установкой, что говорит об эффективности предложенного способа.

## Постановка задачи

Рассмотрим другую схему рессорного комплекта, которая, в отличие от вышеуказанной с упругозащищённым гидравлическим гасителем, дополнительно имеет установленный сверху резинометаллический блок (рис. 1). Такой рессорный комплект был предложен в перспективной одноосной тележке для высокоскоростного подвижного состава в качестве третьей ступени рессорного подвешивания, которая позволяет кузову непосредственно опираться на буксы колёсных пар [3].

На рис. 1 представлена расчётная схема вертикальных колебаний одно массовой системы, возникающих при действии возмущения в виде эквивалентной геометрической неровности пути  $\eta$ .

В качестве исходных данных этой схемы были приняты следующие значения: масса  $m = 71900$  кг; коэффициент затухания гидравлического гасителя  $\beta_1^z = 614160$  Н · с/м; жёсткость основной пружины  $ж_2^z = 5829$  кН · м. Такие параметры соответствуют параметрам четырёхосной секции грузового электровоза, приведённым к одной оси. Резинометаллический блок представлен как упругодиссипативный элемент с жёсткостью  $ж_3^z = 52000$  кН · м и коэффициентом демпфирования  $\beta_2^z = 520000$  Н · с/м.

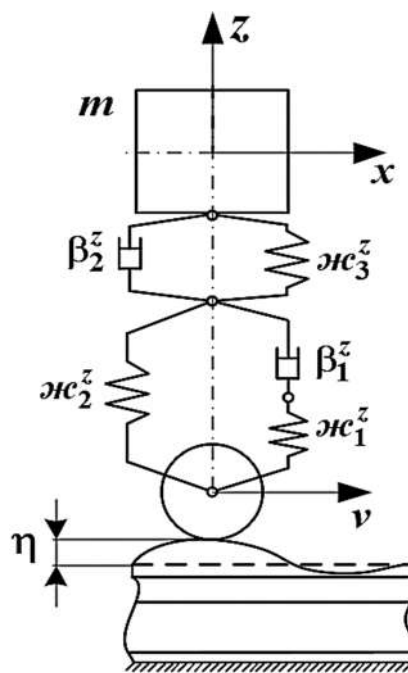


Рис. 1. Одно массовая модель экипажа  
Fig. 1. Single mass carriage model

Целью данного исследования является оценка динамических качеств перспективного рессорного комплекта и сравнение результатов с результатами, полученными для ранее предложенной схемы упругозащищённого гасителя [1] при двух вариантах жёсткости вспомогательной пружины:  $ж_1^z = 0,5ж_2^z$  и  $ж_1^z = 1,5ж_2^z$ .

## Определение частотных характеристик одномассовой системы

Динамическая жёсткость  $ж_d(j\omega)$  перспективного комплекта, представленного на рис. 1, определяется как:

$$ж_d(j\omega) = \frac{\left(ж_2^z + \frac{j\omega\beta_1^z ж_1^z}{ж_1^z + j\omega\beta_1^z}\right)(ж_3^z + j\omega\beta_2^z)}{ж_2^z + \frac{j\omega\beta_1^z ж_1^z}{ж_1^z + j\omega\beta_1^z} + ж_3^z + j\omega\beta_2^z}. \quad (1)$$

На рис. 2 представлены графики действительной  $Re[ж_d(j\omega)]$  и мнимой  $Im[ж_d(j\omega)]$  частей динамической жёстко-

сти  $ж_d(j\omega)$ , определяющие соответственно её упругие и диссипативные свойства.

Уравнение колебаний массы, в соответствии с рис. 1, можно записать в следующем виде:

$$m\ddot{z} + F_{дин} = 0 \quad (2)$$

или в частотной области [4]:

$$\begin{aligned} -\omega^2 m z(j\omega) + ж_d(j\omega)\Delta(j\omega) &= 0; \\ -\omega^2 m z(j\omega) + ж_d(j\omega)[z(j\omega) - \eta(j\omega)] &= 0; \\ [-\omega^2 m + ж_d(j\omega)]z(j\omega) &= ж_d(j\omega)\eta(j\omega); \\ z(j\omega) &= W_{z-\eta}(j\omega)ж_d(j\omega), \end{aligned} \quad (3)$$

где  $W_{z-\eta}(j\omega)$  – частотная характеристика (ЧХ) системы, связывающая возмущение  $\eta(j\omega)$  с выходной координатой  $z(j\omega)$ :

$$W_{z-\eta}(j\omega) = \frac{z(j\omega)}{\eta(j\omega)} = \frac{ж_d(j\omega)}{-\omega^2 m + ж_d(j\omega)}. \quad (4)$$

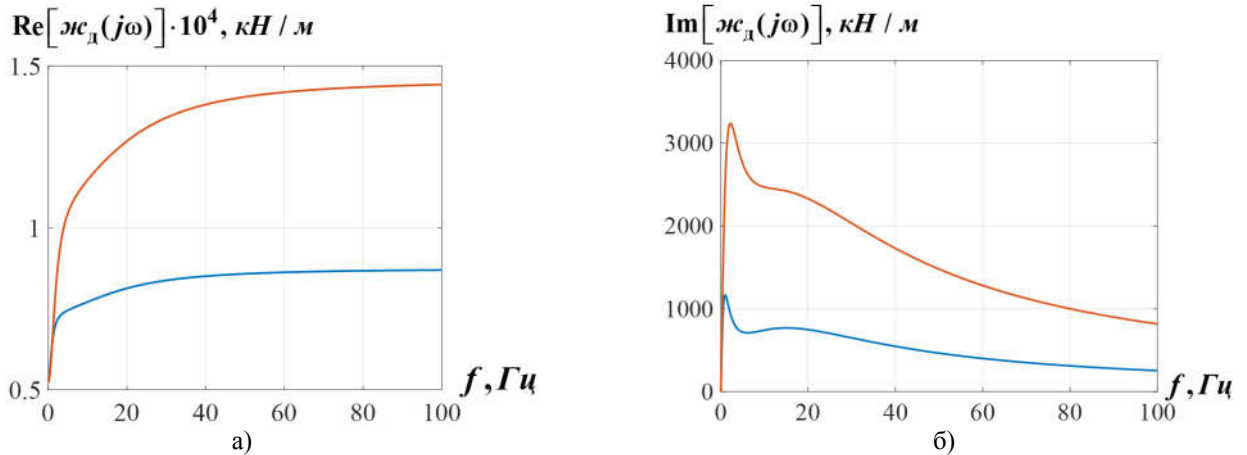


Рис. 2. Действительная (а) и мнимая (б) части динамической жёсткости (синим – при  $ж_1^z = 0,5ж_2^z$ , красным – при  $ж_1^z = 1,5ж_2^z$ )  
Fig. 2. Real (a) and imaginary (b) parts of dynamic stiffness (blue – when  $ж_1^z = 0,5ж_2^z$ , red when  $ж_1^z = 1,5ж_2^z$ )

Динамическую силу в комплекте можно определить по формуле:

$$\begin{aligned} F_{дин}(j\omega) &= ж_d(j\omega)\Delta(j\omega) = ж_d(j\omega)[z(j\omega) - \eta(j\omega)] = \\ &= ж_d(j\omega)(W_{z-\eta}(j\omega) - 1)\eta(j\omega) = W_{F_{дин}-\eta}(j\omega)\eta(j\omega). \end{aligned} \quad (5)$$

Отсюда ЧХ, связывающая динамическую силу с возмущением будет равна:

$$W_{F_{дин}-\eta}(j\omega) = ж_d(j\omega)(W_{z-\eta} - 1). \quad (6)$$

Из этого выражения можно определить ЧХ, связывающие упругие и диссипативные силы с возмущением  $\eta(j\omega)$ :

$$W_{F_{уп}-\eta}(j\omega) = Re\{ж_d(j\omega)[W_{z-\eta}(j\omega) - 1]\}. \quad (7)$$

$$W_{F_{\text{дис}}-\eta}(j\omega) = \text{Im}\{j\zeta_d(j\omega)[W_{z-\eta}(j\omega) - 1]\}. \quad (8)$$

ЧХ, связывающую ускорение массы с возмущением, определим из следующего соотношения:

$$a(j\omega) = -\omega^2 z(j\omega) = -\omega^2 W_{z-\eta}(j\omega)\eta(j\omega) = W_{a-\eta}(j\omega)\eta(j\omega),$$

откуда

$$W_{a-\eta}(j\omega) = -\omega^2 W_{z-\eta}(j\omega). \quad (9)$$

На рис. 3 представлены графики амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), связывающих возмущение с перемещением  $A_{z-\eta}(f)$ , с динамической силой  $A_{F_{\text{дин}}-\eta}(f)$ , а также с ускорением  $A_{a-\eta}(f)$  – здесь  $f = \omega/2\pi$ . Все эти АЧХ имеют максимум на частоте близкой к  $f_{\text{max}} = 1,6$  Гц, что соответствует собственной частоте колебаний кузова. Ордината этого максимума при  $\zeta_1^z = 1,5\zeta_2^z$  на всех графиках меньше, чем при  $\zeta_1^z = 0,5\zeta_2^z$ . Однако,

для частот  $f > f_{\text{max}}$ , АЧХ имеют большие значения при  $\zeta_1^z = 1,5\zeta_2^z$ .

График  $A_{z-\eta}(f)$  (рис. 3а) плавно снижается после достижения максимума до значений близких нулю, а графики  $A_{F_{\text{дин}}-\eta}(f)$  (рис. 3б) и  $A_{a-\eta}(f)$  (рис. 3в) после достижения максимумов снижаются до определенной величины, а далее до частоты 100 Гц имеют практически постоянные значения.

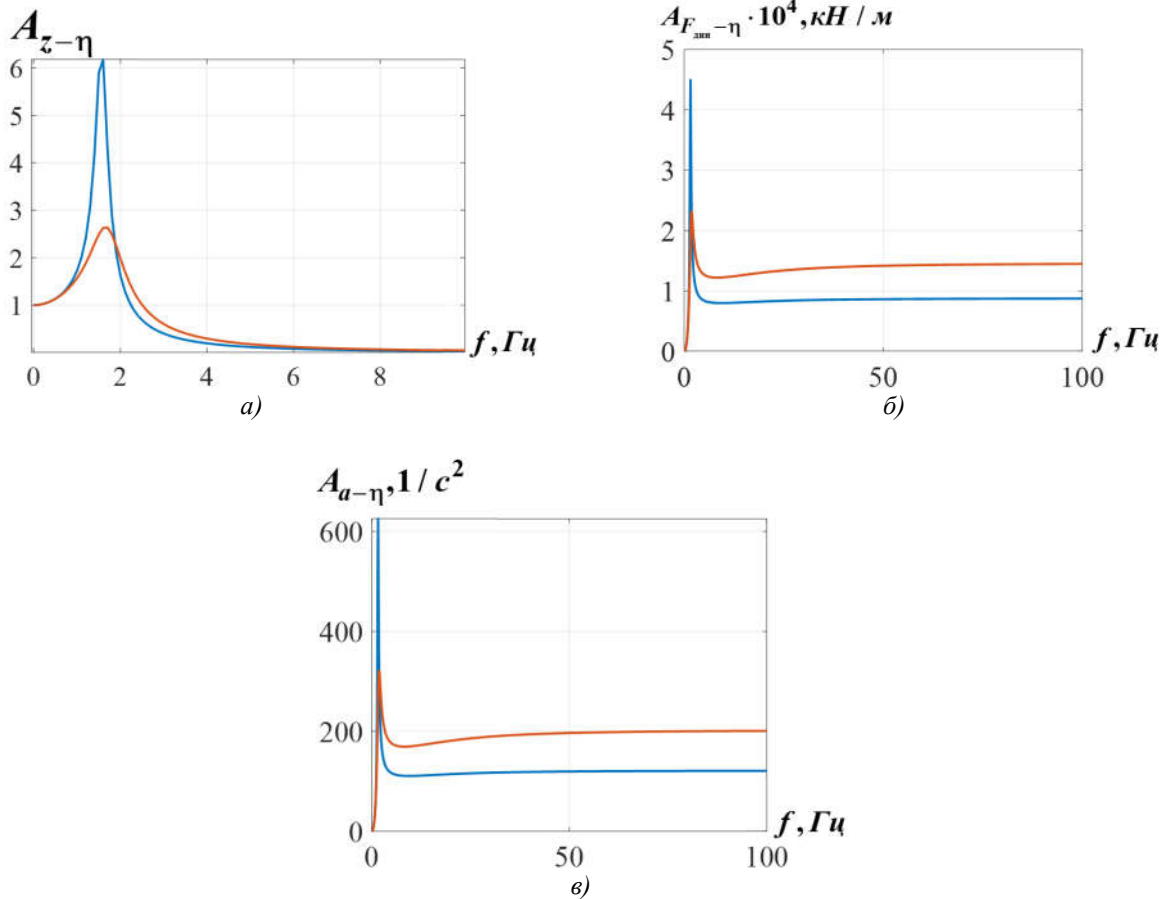


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики: перемещения массы (а), динамической силы (б) и ускорения массы (в)

(синим – при  $\zeta_1^z = 0,5\zeta_2^z$ , красным – при  $\zeta_1^z = 1,5\zeta_2^z$ )

Fig. 3. Amplitude-frequency characteristics: mass displacement (a), dynamic force (b) and mass acceleration (c)

(blue – when  $\zeta_1^z = 0,5\zeta_2^z$ , red when  $\zeta_1^z = 1,5\zeta_2^z$ )

## Результаты

Для оценки качества работы рессорного комплекта, представленного на рис. 1, были выполнены расчёты в частотной области при действии случайного возмущения [5]. Случайное возмущение  $\eta(j\omega)$  задавалось суммой двух составляющих низко-

частотной  $\eta_{нч}(j\omega)$  и высокочастотной  $\eta_{вч}(j\omega)$ , аналитические выражения спектральных плотностей которых имеют следующий вид [6, 7]:

- для низкочастотной составляющей:

$$G_{\eta_{нч}}(f, \nu) = S_{\eta}^2 \sqrt{\pi} \sum_k \frac{a_k}{\alpha_k} \left\{ \exp \left[ - \left( \frac{\pi(f - \theta_k)}{\alpha_k} \right)^2 \right] + \exp \left[ - \left( \frac{\pi(f + \theta_k)}{\alpha_k} \right)^2 \right] \right\}, \quad (10)$$

где  $S_{\eta}^2$  – дисперсия неровности;  $a_k$  – доля дисперсии, приходящаяся на  $k$ -ую состав-

ляющую;  $\alpha_k$  и  $\theta_k$  – коэффициенты затухания и частоты  $k$ -ых составляющих.

- для высокочастотной составляющей:

$$G_{\eta_{вч}}(f, \nu) = C_0(2\pi f)^{-4} + C_2(2\pi f)^{-2}, \quad (11)$$

где  $C_0, C_2$  – коэффициенты, зависящие от осевой нагрузки и скорости движения экипажа [7].

Спектральные плотности перемещений, сил и ускорений  $G_x(f, \nu)$  были найдены по формуле Шеннона [8]:

$$G_x(f, \nu) = A_{x-\eta}^2(f) [G_{\eta_{нч}}(f, \nu) + G_{\eta_{вч}}(f, \nu)]. \quad (12)$$

На рис. 4 (для скорости 20 м/с) и 5 (для скорости 60 м/с) представлены графики спектральных плотностей низкочастотной  $G_{\eta_{нч}}(f, \nu)$  (рис. 4а и 5а) и высокочастотной  $G_{\eta_{вч}}(f, \nu)$  (рис. 4д и 5д) неровностей, а также графики спектральных плотностей перемещений  $G_z(f)$  (рис. 4б, е и 5б, е), ускорений  $G_a(f)$  (рис. 4в, ж и 5в, ж) и сил  $G_{F_{дин}}(f)$  (рис. 4з, з и 5з, з).

$G_{F_{дин}}(f)$  (рис. 4з, з и 5з, з), найденные по формуле (12) приведены на (рис. 4 и 5). При этом спектральная плотность перемещений  $G_z(f)$  в низкочастотной области при скорости 20 м/с (рис. 4 б) имеет три максимума на тех же частотах 0,4; 0,8 и 1,6 Гц, что и спектральная плотность возмущений  $G_{\eta_{нч}}(f)$  (рис. 4а).

Как видно из этих рисунков, с увеличением скорости движения возрастают и частоты возмущений. Так спектральная плотность низкочастотных возмущений  $G_{\eta_{нч}}(f, \nu)$  при скорости 20 м/с (рис. 4а) располагается в диапазоне частот до 3,2 Гц, а при скорости 60 м/с (рис. 5а) – в диапазоне до 9,6 Гц. Диапазон частот высокочастотных возмущений не меняется, однако, с ростом скорости ординаты спектральной плотности  $G_{\eta_{вч}}(f, \nu)$  увеличивается и, следовательно, увеличивается и дисперсия случайного процесса неровностей (рис. 4д и 5д).

В то же время спектральная плотность перемещений  $G_z(f)$  при скорости 60 м/с в низкочастотной области (рис. 5б) имеет только два максимума (1,2 и 2,4 Гц) соответствующих частотам максимумов спектральной плотности неровности  $G_{\eta_{нч}}(f)$  (рис. 5а). Это объясняется низкими значениями АЧХ перемещений  $A_{z-h}$  в диапазоне частот более 3 Гц (рис. 3а).

Графики спектральных плотностей перемещений  $G_z(f)$  (рис. 4б, е и 5б, е), ускорений  $G_a(f)$  (рис. 4в, ж и 5в, ж) и сил

В отличие от графиков спектральных плотностей перемещений  $G_z(f)$ , на графиках спектральных плотностей ускорений  $G_a(f)$  (рис. 4в и 5в) и сил  $G_{F_{дин}}(f)$  (рис. 4з и 5з) более явно проявляются максимумы на более высоких частотах, что также объясняется видом их АЧХ (рис. 3б, в).

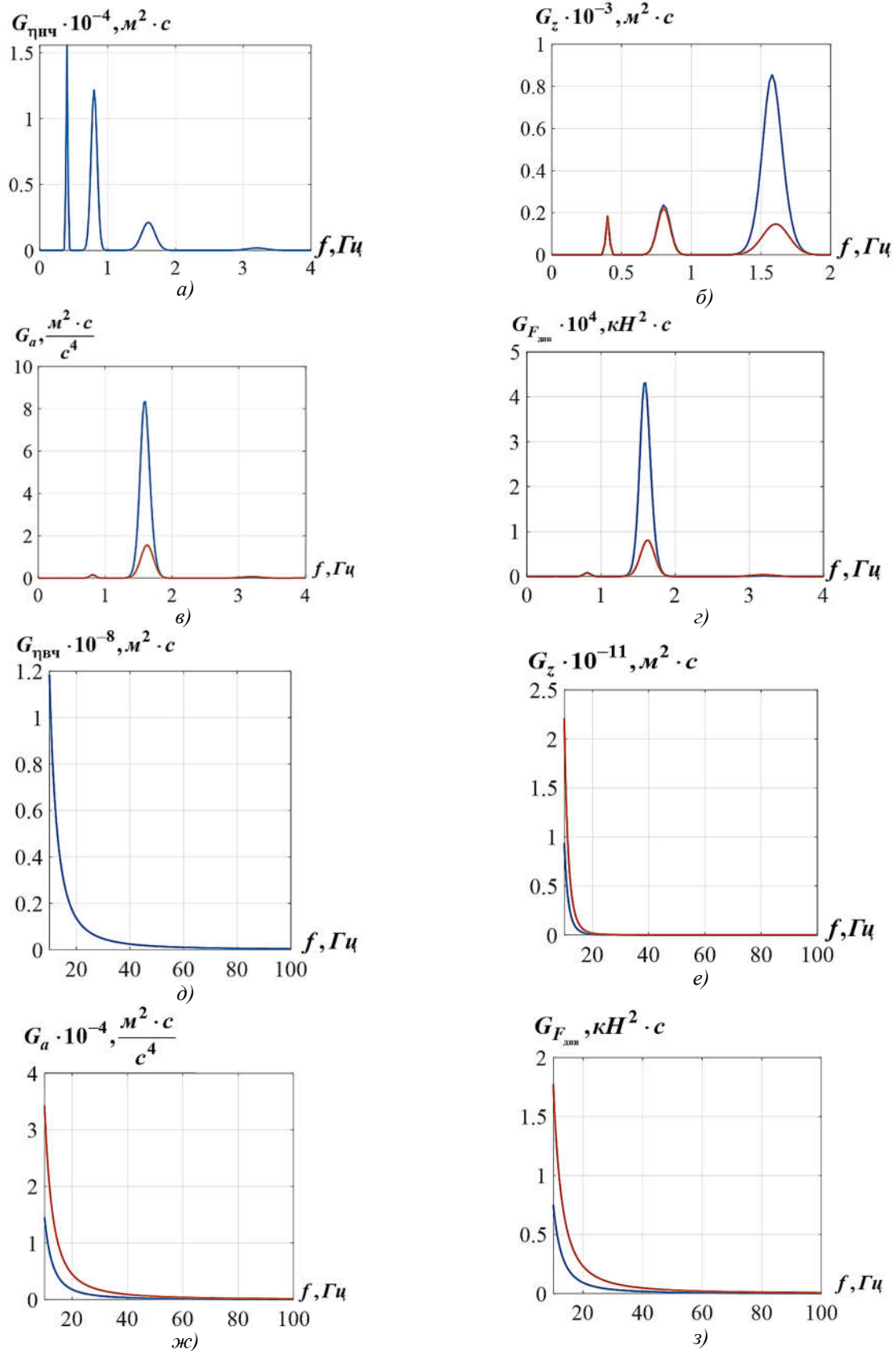


Рис. 4. Графики спектральных плотностей неровностей  $G_{\eta}(f)$  (а), перемещений  $G_z(f)$  (б), ускорений  $G_a(f)$  (в) и сил  $G_{F_{\text{дин}}}(f)$  (г) при скорости движения 20 м/с (синим – при  $\chi_1^z = 0,5\chi_2^z$ , красным – при  $\chi_1^z = 1,5\chi_2^z$ )  
 Fig. 4. Graphs of spectral densities of irregularities  $G_{\eta}(f)$  (a), displacements  $G_z(f)$  (b), accelerations  $G_a(f)$  (c) and forces  $G_{F_{\text{дин}}}(f)$  (d) at speed of 20 m/s (blue – when  $\chi_1^z = 0.5\chi_2^z$ , red when  $\chi_1^z = 1.5\chi_2^z$ )

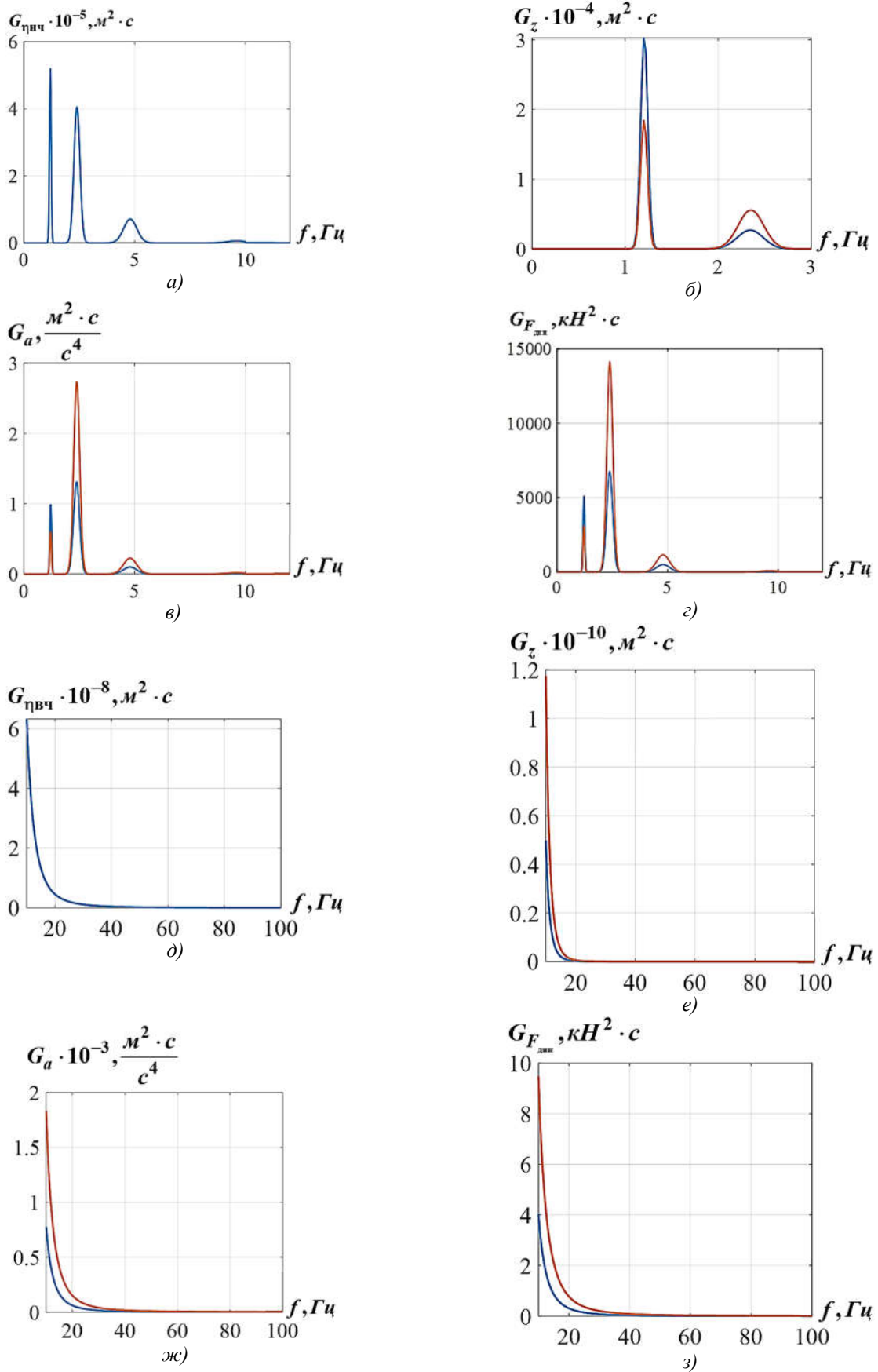


Рис. 5. Графики спектральных плотностей неровностей  $G_{\eta}(f)$  (а), перемещений  $G_z(f)$  (б), ускорений  $G_a(f)$  (в) и сил  $G_{F_{\text{дин}}}(f)$  (г) при скорости движения 60 м/с (синим – при  $\kappa_1^2 = 0,5\kappa_2^2$ , красным – при  $\kappa_1^2 = 1,5\kappa_2^2$ )  
 Fig. 5. Graphs of spectral densities of irregularities  $G_{\eta}(f)$  (a), displacements  $G_z(f)$  (b), accelerations  $G_a(f)$  (c) and forces  $G_{F_{\text{дин}}}(f)$  (d) at speed of 60 m/s (blue – when  $\kappa_1^2 = 0,5\kappa_2^2$ , red when  $\kappa_1^2 = 1,5\kappa_2^2$ )

Графики спектральных плотностей перемещений  $G_z(f)$  (рис. 4е и 5е), ускорений  $G_a(f)$  (рис. 4ж и 5ж) и сил  $G_{F_{дин}}(f)$  (рис. 4з и 5з) в высокочастотной области имеют, как и спектральная плотность высокочастотного возмущения  $G_{\eta_{вч}}(f)$  (рис. 4д и 5д), вид гиперболы, ординаты которых также увеличиваются с ростом скорости.

По найденным графикам спектральных плотностей  $G_F(f)$  и  $G_a(f)$  определялись максимальные значения ускорений  $a$ ,

$$\bar{N}_{ax} = \bar{x} + S_x \left( \sqrt{2 \ln f_e t_p} + \frac{1}{\sqrt{2 \ln f_e t_p}} \right), \quad (14)$$

где  $\bar{x}$  – среднее значение процесса;  $S_x$  – среднеквадратическое отклонение;  $f_e$  – эффективная частота процесса;  $t_p$  – длина реализации.

Величины  $S_x$  и  $f_e$  вычислялись через соответствующие спектральные плотности по следующим формулам [8]:

$$S_x = \sqrt{\int_0^{\infty} G_x(f) df}, \quad (15)$$

диссипативных  $F_{дис}$  и упругих  $F_{уп}$  сил, а также коэффициентов динамики [4, 9]

$$K_D = F_{дин}^{max} / F_{ст}, \quad (13)$$

где  $F_{ст}$  – статическая сила, действующая на комплект подвешивания, принималась равной 704,620 кН;  $F_{дин}^{max}$  – максимальное значение суммарной динамической силы, действующей на комплект рессорного подвешивания. Эти максимальные значения для каждой скорости движения определялись по средним значениям абсолютных максимумов  $\bar{N}_{ax}(v)$  [8]:

$$f_e = \sqrt{\frac{\int_0^{\infty} f^2 G_x(f) df}{S_x^2}}. \quad (16)$$

Графики зависимостей указанных максимальных значений от скорости движения (рис. 6) показывают следующее. При  $\lambda_1^z = 0,5\lambda_2^z$  коэффициенты динамики и ускорения массы, а также упругие силы в комплекте рессорного подвешивания хуже, чем при  $\lambda_1^z = 1,5\lambda_2^z$  почти на всех скоростях движения (за исключением 60 м/с).

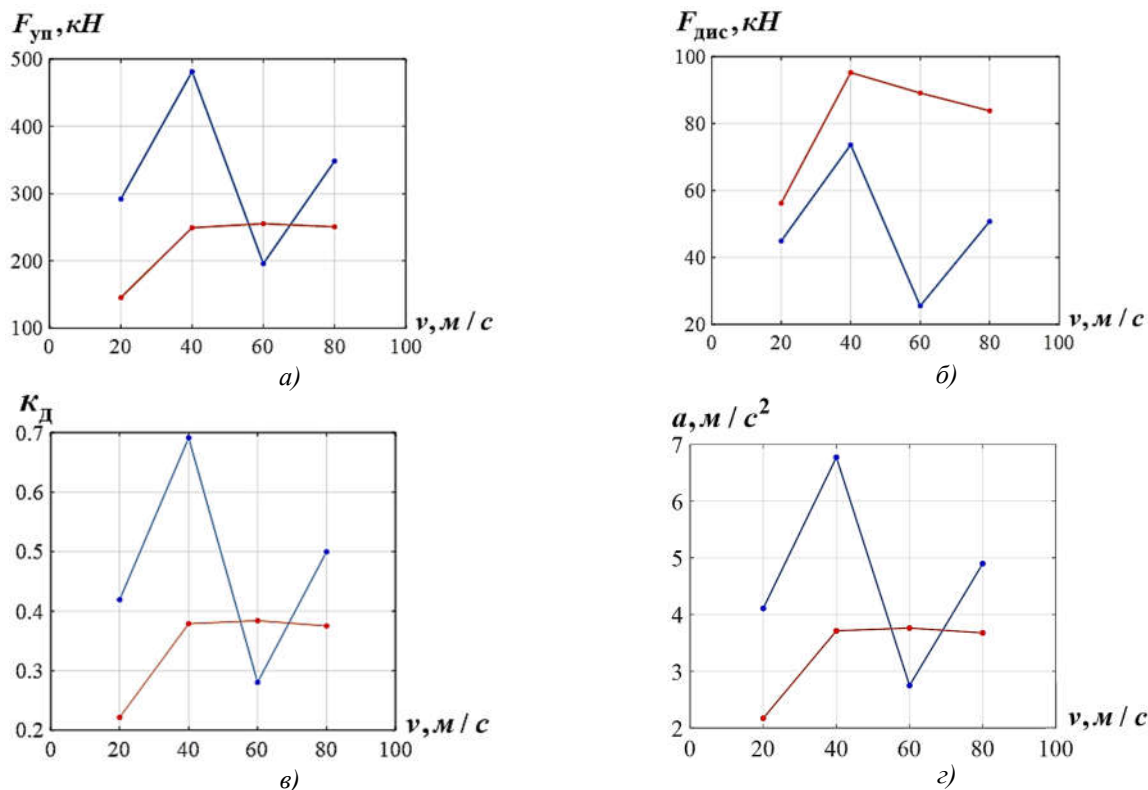


Рис. 6. Зависимости максимальных значений упругих (а) и диссипативных (б) сил, коэффициентов динамики (в) и ускорений (г) от скорости движения: синим – при  $\lambda_1^z = 0,5\lambda_2^z$ , красным – при  $\lambda_1^z = 1,5\lambda_2^z$   
 Fig. 6. Dependences of the maximum values of elastic (a) and dissipative (b) forces, dynamics coefficients (c) and accelerations (d) on the speed of motion: (blue – when  $\lambda_1^z = 0,5\lambda_2^z$ , red when  $\lambda_1^z = 1,5\lambda_2^z$ )

Однако, диссипативные силы в комплекте ниже при  $ж_1^z = 0,5ж_2^z$  на всех скоростях, что обеспечивает более благоприятные условия работы гасителя колебаний, и как следствие, может снизить количество их отказов [10].

Необходимо отметить, что графики спектральных плотностей ускорений  $G_a(f)$  и сил  $G_{F_{дин}}(f)$  в низкочастотной области показывают, что на скорости 20 м/с (рис. 4, в и з) показатели динамических качеств хуже при  $ж_1^z = 0,5ж_2^z$ , а на скорости 60 м/с (рис.5 в и з) – при  $ж_1^z = 1,5ж_2^z$ , что подтверждается расчётами этих показателей. В то же время в высокочастотной области графики спектральных плотностей ускорений  $G_a(f)$  (рис. 4ж и 5ж) и сил  $G_{F_{дин}}(f)$

(рис. 4з и 5з) показывают, что на обеих скоростях показатели хуже при  $ж_1^z = 1,5ж_2^z$ . Это, по-видимому, связано с большими значениями диссипативных сил в высокочастотной области, которые при  $ж_1^z = 1,5ж_2^z$  на всех скоростях больше, чем при  $ж_1^z = 0,5ж_2^z$  (рис. 6б).

Аналогичные результаты были получены в [1] для схемы с упругозащищённым гасителем колебаний при таких же соотношениях жёсткостей. Динамические качества предложенной в данной работе перспективной схемы подвешивания при  $ж_1^z = 1,5ж_2^z$  лучше, чем в схеме с упругозащищённым гасителем [1], а при  $ж_1^z = 0,5ж_2^z$  хуже, но только на скорости 40 м/с.

## Заключение

Как показывает проведённое исследование, различные соотношения жёсткостей основных и вспомогательной пружин позволяют либо улучшить показатели динамических качеств, либо уменьшить диссипативные силы в комплекте. Поэтому

для выбора наиболее рациональных параметров комплекта и эффективного применения предложенной схемы необходимо провести оптимизацию параметров рессорного подвешивания полноразмерной модели исследуемого экипажа.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Савоськин, А. Н. Сравнительный анализ показателей динамических качеств и диссипативных сил в гидравлических гасителях колебаний, включенных по типовой схеме и по схеме упругозащищенного гасителя для упрощенной одно массовой модели электровоза / А. Н. Савоськин, А. П. Васильев, А. Ю. Тимченко. – Текст: непосредственный // Известия Транссиба. 2024. № 2 (58). С. 9-17.
2. Савоськин А.Н., Лавлинская Н.С., Иванов П.Ю. Применение упругозащищенного гидравлического гасителя колебаний в рессорном подвешивании локомотивов. Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ВЕСТНИК ВНИИЖТ). 2022;81(2):134-147. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-2-134-147>
3. Патент. Высокоскоростная тележка для рельсового экипажа. RU2613642C1. Лёвин Б. А., Савоськин А. Н., Акишин А. А., Ершов А. О. 25.12.2015. 11 с.
4. Механическая часть тягового подвижного состава: учебник / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др.; под ред. И.В. Бирюкова. М.: Транспорт, 1992. 440 с.
5. Коган А. Я., Загитов Э. Д., Полещук И. В. Случайные процессы взаимодействия пути и подвижного состава. М.: ООО «РАС», 2016. 208 с. [Kogan A. Ya., Zagitov E. D., Poleshchuk I. V. Random processes of interaction between track and rolling stock. Moscow: “RAS”; 2016. 208 p. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/xcajob>.
6. Савоськин А.Н., Лавлинская Н.С. Генерирование геометрических неровностей как случайных возмущений, вызывающих колебания рельсовых экипажей. Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ВЕСТНИК ВНИИЖТ). 2024;83(1):24-39. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2024-83-1-24-39>.
7. Руководящий документ отрасли РД 32. 68–96 «Расчётные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов». № А–11у. 6.04.1997г.
8. Вероятностные методы в задачах динамики, прочности и безотказности рельсовых экипажей. / А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак, Д. А. Бондаренко; Под ред. А. Н. Савоськина / М.: Альянс, 2022. 612 с.
9. ГОСТ 34939-2023. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам. М.: Российский институт стандартизации, 2023. 50 с.
10. Savoskin A. N. Selection of springs and vibration dampers connection diagram in railway vehicles spring suspension.// Sciences of Europe. 2019. № 13. p. 61-66.

## REFERENCES

1. Savoskin AN, Vasiliev AP, Timchenko AYU. Comparative analysis of indicators of dynamic qualities and dissipative forces in hydraulic vibration dampers included for a simplified single-mass model of an electric locomotive according to standards and to the scheme of an elastic-protected damper. *Izvestiya Transsiba*. 2024;2(58):9-17.
2. Savoskin AN, Lavlinskaya NS, Ivanov PYu. Application of elastically protected hydraulic vibration damper in spring suspension of locomotives. *Russian Railway Science Journal* [Internet]. 2022;81(2):134-147. Available from: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-2-134-147>.
3. Levin BA, Savoskin AN, Akishin AA, Yershov AO. High-speed bogie for passenger carriage. RF Patent RU2613642C1. 12 Dec 2015.
4. Biryukov IV, Savoskin AN, Burchak GP. Mechanical part of a traction rolling stock: textbook. Moscow: Transport; 1992.
5. Kogan AYa, Zagitov ED, Poleshchuk IV. Random processes of interaction between track and rolling stock [Internet]. Moscow: RAS LLC; 2016. Available from: <https://elibrary.ru/xcajob>.
6. Savoskin A.N., Lavlinskaya N.S. Generation of geometric irregularities as random disturbances causing rail cab oscillations. *Russian Railway Science Journal* [Internet]. 2024;83(1):24-39. Available from: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2024-83-1-24-39>.
7. Russian Railways. Guidance Document PR 32. 68–96 Calculated track irregularities for use in research and design of passenger and freight cars. 04 Jun 1997.
8. Savoskin AN, Burchak GP, Bondarenko DA. Probabilistic methods in problems of dynamics, strength and reliability of rail carriages. Moscow: Alliance; 2022.
9. GOST 34939-2023. Locomotives. Requirements for bearing structure strength and dynamic properties. Moscow: Russian Institute of Standardization; 2023.
10. Savoskin AN. Selection of springs and vibration dampers connection diagram in railway vehicles spring suspension. *Sciences of Europe*. 2019;13:61-66.

### Информация об авторе:

Лавлинская Наталья Сергеевна – аспирант кафедры «Электропоезда и локомотивы», тел. 8(916)9477277.

Lavlinskaya Natalia Sergeevna – Postgraduate student of the Department of Electric Trains and Locomotives, phone: 8(916)9477277.

Статья опубликована в режиме Open Access.  
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 08.12.2025; одобрена после рецензирования 06.04.2026; принята к публикации 27.04.2026. Рецензент – Пугачев А.А., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 08.12.2025; approved after review on 06.04.2026; accepted for publication on 27.04.2026. The reviewer is Pugachev A.A., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.