

Научная статья

УДК 629.4.027.35

DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-2-134-147

EDN: <https://elibrary.ru/neaamnl>



ПРИМЕНЕНИЕ УПРУГОЗАЩИЩЕННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ В РЕССОРНОМ ПОДВЕШИВАНИИ ЛОКОМОТИВОВ

А. Н. Савоськин¹, Н. С. Лавлинская¹✉, П. Ю. Иванов²

¹Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),
Москва, Российская Федерация

²Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС),
Иркутск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. В экипажной части современных локомотивов для демпфирования вертикальных колебаний, возникающих в буксовой ступени рессорного подвешивания, широко применяют гидравлические гасители колебаний, сила сопротивления которых прямо пропорциональна скорости деформации рессорного комплекта. Высокий уровень частот и амплитуд колебаний в буксовой ступени приводит к значительному увеличению скорости деформации и диссипативных сил, что вызывает частые отказы гидравлических гасителей колебаний. Поэтому вопросы, связанные с повышением работоспособности буксовых гидравлических гасителей, являются актуальными.

Материалы и методы. Для оценки эффективности применения в буксовом подвешивании упругозащищенного гидравлического гасителя колебаний проведено исследование колебаний упрощенной модели электровоза 2ЭС5К с типовой схемой буксовой ступени рессорного подвешивания и схемой с упругозащищенным гидравлическим гасителем колебаний. В качестве кинематического возмущения колебаний использовался высокочастотный случайный процесс. Решение системы дифференциальных уравнений было выполнено в программном пакете MatLab — Simulink численным интегрированием с помощью метода Рунге — Кутты IV порядка. В результате решения были получены реализации стационарных и эргодических случайных процессов.

Результаты. Сравнение полученных характеристик случайных процессов колебаний этих двух вариантов показало, что применение упругозащищенного буксового гасителя колебаний существенно снижает частотный диапазон и амплитуды диссипативных сил, благодаря чему обеспечивается снижение количества отказов буксовых гасителей и увеличение межремонтных пробегов.

Обсуждение и заключение. Показанная эффективность применения схемы с упругозащищенным буксовым гасителем колебаний позволяет повысить надежность гасителя. Для определения межремонтного пробега следует провести подконтрольную эксплуатацию или испытания опытного образца буксового узла с упругозащищенным гасителем колебаний и уточнить значения параметров такого узла.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: упругозащищенный гидравлический гаситель колебаний, диссипативные характеристики, рессорное подвешивание, подвижной состав, колебания упрощенной модели, вероятностные характеристики случайных процессов, динамические показатели рельсовых экипажей

Для цитирования: 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. Т. 81, № 2. С. 134–147. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-2-134-147>.



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.4.027.35

DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-2-134-147

EDN: <https://elibrary.ru/neamnl>



APPLICATION OF ELASTICALLY PROTECTED HYDRAULIC VIBRATION DAMPER IN SPRING SUSPENSION OF LOCOMOTIVES

Anatoliy N. Savos'kin¹, Nataliya S. Lavlinskaya¹✉, Pavel Yu. Ivanov²

¹Russian University of Transport,
Moscow, Russian Federation

²Irkutsk State Transport University,
Irkutsk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. In the undercarriage of modern locomotives hydraulic vibration dampers are widely used to dampen vertical vibrations that occur in the axlebox stage of the spring suspension. Their resistance force is directly proportional to the deformation rate of the spring set. High levels of vibration frequencies and amplitudes in the axlebox stage lead to a significant increase in the strain rate and dissipative forces, which causes frequent failures of hydraulic vibration dampers. Therefore, issues related to improving the performance of axlebox hydraulic dampers are actual.

Materials and methods. In order to evaluate the effectiveness of elastically protected hydraulic vibration damper in axlebox suspension, the authors studied the vibrations of a simplified model of a 2ES5K electric locomotive with a typical layout of the axlebox stage of spring suspension and a circuit with an elastically protected hydraulic vibration damper. The authors used a high-frequency random process as a kinematic perturbation of vibrations. The system of differential equations was solved in the MatLab — Simulink software package by numerical integration using the Runge — Kutta method of the fourth order. As a result of the solution, realisation of stationary and ergodic random processes were obtained.

Results. The comparison of the obtained characteristics of random processes of vibrations of these two options showed that the use of an elastically protected axlebox vibration damper significantly reduces the frequency range and amplitudes of dissipative forces, which ensures a reduction in the number of axlebox damper failures and an increase in the number of runs before replacement is required.

Discussion and conclusion. The shown efficiency of using an elastically protected axlebox vibration damper allows increasing the reliability of the damper. In order to determine the distance run between overhauls, it is necessary to carry out a controlled operation cycle or test the prototype axlebox assembly with the elastically protected vibration damper and measure the parameters of such assembly.

KEYWORDS: elastically protected hydraulic vibration damper, dissipative characteristics, spring suspension, rolling stock, vibrations of a simplified model, probabilistic characteristics of random processes, dynamic performance of rail vehicles

For citation: Savos'kin A. N., Lavlinskaya N. S., Ivanov P. Yu. Application of elastically protected hydraulic vibration damper in spring suspension of locomotives. *Russian Railway Science Journal*. 2022;81(2):134-147. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-2-134-147>.

Введение. У современных электровазов серий ВЛ65, ЭП1, 2ЭС5К для демпфирования вертикальных колебаний в буксовой ступени рессорного подвешивания применены гидравлические гасители колебаний. Из-за высоких частот и амплитуд колебаний возникает высокий уровень динамических сил, действующих на гасители, что приводит к их частым отказам в эксплуатации. Так, например, по данным сервисного локомотивного депо г. Иркутска, количество таких отказов за 2020 и 2021 гг. составило 1051, причем 978 гасителей были гасителями вертикальных колебаний, а 73 — горизонтальных. Из 978 неисправных вертикальных гасителей 885 приходится на гасители буксовой ступени, т. е. ~90 %, и только 93 на вертикальные гасители центральной ступени, т. е. ~10 %. Таким образом, отказы вертикальных гасителей буксовой ступени происходят в 9 раз чаще, чем отказы вертикальных гасителей центральной ступени.

Известно два способа снижения уровня и частоты вибраций, действующих на вертикальные гасители буксовой ступени. Первый из них, называемый кинематическим, был применен еще на электровазах ЧС4. Этот способ предусматривает установку гасителя под углом к вертикали. Тогда динамические силы, действующие на гаситель, вызывают его дополнительный поворот относительно вертикальной оси, что снижает силы, действующие на внутренние детали гасителя.

Второй способ предусматривает установку последовательно с гидравлическим гасителем пружины [1, 2], что соответствует подпружиненному, или упругозащищенному гасителю колебаний. Этот способ позволяет существенно изменить динамические свойства рессорного комплекта, значительно понизив полосу пропускаемых частот, что уменьшает динамические силы, действующие на элементы гасителя. Особенности конструкции буксовой ступени подвешивания электроваза 2ЭС5К свидетельствуют о том, что без существенных переделок конструкции здесь может быть применен упругозащищенный гаситель колебаний. В этой схеме гаситель, имеющий коэффициент демпфирования β , устанавливается параллельно с буксовой пружиной с жесткостью $\mathcal{K}_1$. Кроме того, последовательно с этим гасителем включена пружина $\mathcal{K}_{1-1}$ (рис. 1).

В [1, 2] приведено описание динамических свойств такой схемы в частотной области. Однако для решения задач динамики рельсового экипажа с упругозащищенным гидравлическим гасителем определен интерес представляет описание работы схемы, приведенной на рис. 1, а, в области времени.

Методы и материалы. Для описания работы схемы с упругозащищенным гасителем колебаний составим систему уравнений, позволяющих определить суммарную силу F_Σ комплекта такого рессорного подве-

шивания, используя подходы, примененные при выводе формул для параллельного и последовательного соединения пружин, а также расчетную схему (рис. 2). Силу F_Σ можно определить как сумму упругой силы $F_{y1} = \mathcal{K}_1 \Delta_1$, создаваемой пружиной с жесткостью $\mathcal{K}_1$, и диссипативной силы $F_{d1} = \beta_1 \dot{\Delta}_3$, развиваемой гасителем колебаний:

$$F_\Sigma = F_{y1} + F_{d1} = \mathcal{K}_1 \Delta_1 + \beta_1 \dot{\Delta}_3, \quad (1)$$

где Δ_1 — деформация пружины $\mathcal{K}_1$, или перемещение между верхней и нижней точками схемы; $\dot{\Delta}_3$ — скорость деформации Δ_3 между верхней точкой и точкой А; β_1 — коэффициент демпфирования гасителя колебаний 1-й ступени.

В этом выражении неизвестна величина $\dot{\Delta}_3$. Найдем ее из условия, что силы, действующие на точку А от гасителя колебаний $F_{d1} = \beta_1 \dot{\Delta}_3$ и пружины $\mathcal{K}_{1-1}$, равны:

$$\beta_1 \dot{\Delta}_3 = \mathcal{K}_{1-1} \Delta_2, \text{ откуда } \dot{\Delta}_3 = \frac{\mathcal{K}_{1-1}}{\beta_1} \Delta_2.$$

Деформацию пружины $\mathcal{K}_{1-1}$ Δ_2 найдем из следующего очевидного соотношения: $\Delta_1 = \Delta_2 + \Delta_3$. Отсюда $\Delta_2 = \Delta_1 - \Delta_3$. Используя эти выражения, запишем систему уравнений, решая которую можно найти силу F_Σ :

$$\begin{cases} F_\Sigma = \mathcal{K}_1 \Delta_1 + \beta_1 \dot{\Delta}_3; \\ \Delta_3 = \Delta_1 - \Delta_2; \\ \Delta_2 = \frac{\beta_1}{\mathcal{K}_{1-1}} \dot{\Delta}_3. \end{cases} \quad (2)$$

Эту систему уравнений будем использовать в дальнейшем при исследовании колебаний упрощенной модели электроваза 2ЭС5К с упругозащищенным гидравлическим гасителем по рис. 1, а.

Для оценки эффективности применения в буксовом подвешивании упругозащищенного гидравлического гасителя колебаний выполним сравнение случайных вертикальных колебаний первой ступени рессорного подвешивания, а также крутильных колебаний в тяговой передаче. При этом будем рассматривать два варианта исполнения этой ступени — с типовой схемой установки гидравлического гасителя колебаний и с упругозащищенным гасителем (рис. 1, а), а также учитывать дискретную модель пути, параметры которой приведены в [1].

Расчетная схема для первого варианта (рис. 3) учитывает вертикальные колебания правого $z_{\text{кпр}}$ и левого $z_{\text{кл}}$ колеса колесной пары, тележки z_2 и кузова z_3 , боковую качку колесной пары $\varphi_{\text{ккп}}$, а также угловые колебания остова тягового электродвигателя (ТЭД) $\varphi_{\text{дв}}$, крутильные колебания якоря ТЭД $\varphi_{\text{я}}$, правого $\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}}$ и левого $\varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}$ колеса колесной пары (рис. 4).

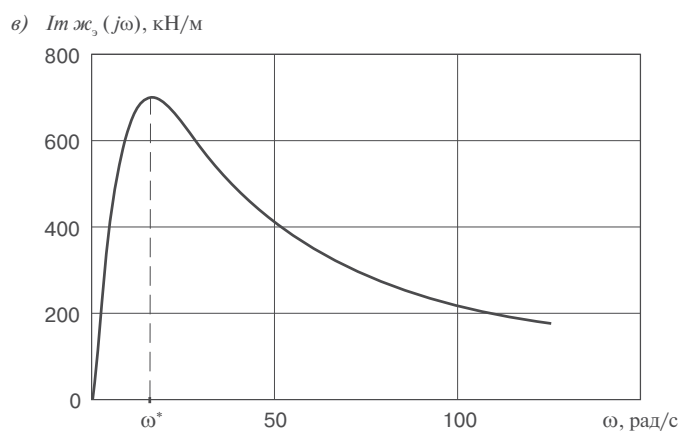
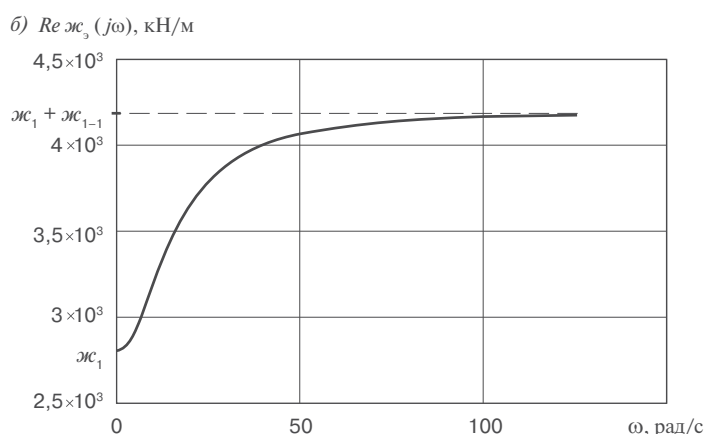
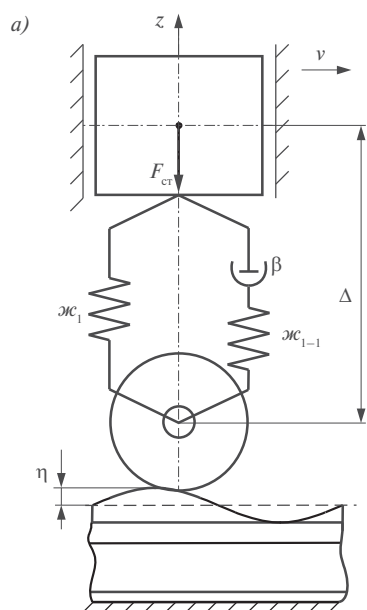


Рис. 1. Схема рессорного подвешивания с упругозащищенным гидравлическим гасителем колебаний (а), его упругая (б) и диссипативная (в) характеристики:

$F_{ст}$ — статическая сила (сила тяжести); Δ — деформация пружины $\mathcal{K}_1$; $\mathcal{K}_1$ — жесткость пружины; $\mathcal{K}_{1-1}$ — жесткость пружины; β — коэффициент демпфирования; η — неровность рельса; ω — круговая частота; v — скорость движения; z — подпрыгивание

Fig. 1. Diagram of spring suspension with an elastically protected hydraulic vibration damper (a), its elastic (b) and dissipative (c) characteristics: $F_{ст}$ — static force (gravity); Δ — deformation of the spring $\mathcal{K}_1$; $\mathcal{K}_1$ — stiffness of the spring; $\mathcal{K}_{1-1}$ — stiffness of the spring; β — damping factor; η — unevenness of the rail; ω — circular frequency; v — movement speed; z — bounce (vertical movement)

Координата кузова z_3 принимается равной нулю. Это соответствует тому, что кузов рассматривается как заделка, а жесткость и затухание кузовной ступени колебаний учитываются. Такое допущение принято потому, что собственные частоты колебаний кузова составляют не более 1,5 Гц, и его колебания не будут влиять на колебания тележки, колесной пары и крутильные колебания в тяговой передаче, собственные частоты которых более чем в четыре раза превышают эту величину. Кроме того, координата вертикального перемещения центра масс колесной пары z_1 равна

$$z_1 = z_n + \eta, \quad (3)$$

где z_n — перемещение рельса (деформация пути); η — неровность рельса — возмущение, вызывающее колебания исследуемой системы.

Таким образом, колебания исследуемой системы (рис. 3 и 4) могут быть описаны следующими десятью координатами:

$$z_n; \eta; z_1; \varphi_{упр}^{лин}; \varphi_{ул}^{лин}; \varphi_{хкп}; \varphi_{дв}; \varphi_{я}; z_2; z_{дв},$$

где $z_{дв}$ — подпрыгивание корпуса двигателя.

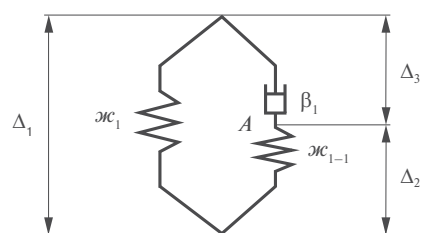


Рис. 2. Расчетная схема буксовой ступени с подпружиненным гасителем колебаний: Δ_1 — деформация пружины $\mathcal{K}_1$, т. е. перемещение между верхней и нижней точками; Δ_2 — деформация пружины $\mathcal{K}_{1-1}$, т. е. перемещение между точкой A и нижней точкой; Δ_3 — перемещение между верхней точкой и точкой A; β_1 — коэффициент демпфирования гасителя колебаний 1-й ступени

Fig. 2. Calculation scheme of the axlebox stage with a spring-loaded vibration damper: Δ_1 — deformation of the spring $\mathcal{K}_1$, i. e. movement between the upper and lower points; Δ_2 — deformation of the spring $\mathcal{K}_{1-1}$, i. e. movement between point A and the lower point; Δ_3 — movement between the upper point and point A; β_1 — damping coefficient of the vibration damper of the 1st stage

Введем следующие замены:

$$\begin{aligned} z_{\Pi} &= z_1 - \eta; \\ z_1 &= r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2; \\ \varphi_{\text{хкп}} &= r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2s_{\text{зк}}; \\ z_{\text{кпр}} &= z_1 + \varphi_{\text{хкп}} s = r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \\ &+ r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2s_{\text{зк}}; \\ z_{\text{кл}} &= z_1 - \varphi_{\text{хкп}} s = r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 - \\ &- r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2s_{\text{зк}}; \\ z_{\text{дв}} &= z_1 + \varphi_{\text{дв}} a_{\text{д2}} = r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \varphi_{\text{дв}} a_{\text{д2}}, \end{aligned}$$

где $r_{\text{зк}}$ — радиус зубчатого колеса; $2s_{\text{зк}}$ — расстояние между зубчатыми колесами одной колесной пары; $2s$ — расстояние между крутами катания колес колесной пары; $a_{\text{д2}}$ — расстояние от оси колесной пары до подвески ТЭД.

Таким образом, колебания исследуемой системы окончательно будем описывать пятью координатами $\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}}$, $\varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}$, $\varphi_{\text{дв}}$, $\varphi_{\text{я}}$, z_2 . Следовательно, система будет иметь 5 степеней свободы. Тогда кинетическая энергия Т системы будет равна

$$\begin{aligned} T &= m_2 \frac{\dot{z}_2^2}{2} + m_1 \frac{[r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2]^2}{2} + \\ &+ J_{\text{хкп}} \frac{[r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2s_{\text{зк}}]^2}{2} + \\ &+ \frac{m_{\Pi}}{2} \frac{[r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2s_{\text{зк}} - \dot{\eta}_{\text{пр}}]^2}{2} + \\ &+ \frac{m_{\Pi}}{2} \frac{[r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 - r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2s_{\text{зк}} - \dot{\eta}_{\text{л}}]^2}{2} + \\ &+ m_{\text{дв}} \frac{[r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \dot{\varphi}_{\text{дв}} a_{\text{д2}}]^2}{2} + \\ &+ \left[J_{\text{удв}} + 2J_{\text{ур}} + \left(J_{\text{уя}} + 2J_{\text{уш}} + \frac{2}{\mu^2} J_{\text{узк}} \right) (\mu + 1)^2 \right] \times \\ &\times \frac{\dot{\varphi}_{\text{дв}}^2}{2} + J_{\text{уя}} \frac{\dot{\varphi}_{\text{я}}^2}{2} + (J_{\text{ук}} + J_{\text{узк}} + \mu^2 J_{\text{уш}}) \frac{(\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}})^2}{2} + \\ &+ (J_{\text{ук}} + J_{\text{узк}} + \mu^2 J_{\text{уш}}) \frac{(\dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}})^2}{2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где m_1 , m_2 — масса колесной пары и рамы тележки, приходящаяся на одну ось, соответственно; m_{Π} — сосредоточенная масса пути; $m_{\text{дв}}$ — масса ТЭД; μ — передаточное число редуктора; $J_{\text{удв}}$, $J_{\text{ур}}$, $J_{\text{уя}}$, $J_{\text{уш}}$, $J_{\text{ук}}$, $J_{\text{узк}}$ — моменты инерции относительно оси у остова ТЭД, редуктора, якоря ТЭД, шестерни редуктора, колеса колесной пары, зубчатого колеса соответственно; $J_{\text{хкп}}$ — момент инерции колесной пары относительно оси х.

На основе выражения (4) определим силы инерции и моменты сил инерции:

1. Для координаты рамы тележки z_2 :

$$F_{z_2}^{\text{ин}} = -\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_2} \right) = -m_2 \ddot{z}_2. \quad (5)$$

2. Для координаты правого колеса $\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}}$:

$$\begin{aligned} M_{\text{упр}}^{\text{ин}} &= -\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}}} \right) = \\ &= -\frac{m_1 r_{\text{зк}}^2}{4} (\ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) - J_{\text{хкп}} \frac{r_{\text{зк}}^2}{4s_{\text{зк}}^2} (\ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) - \\ &- \frac{m_{\Pi}}{2} \left(\frac{r_{\text{зк}}^2}{2} + \frac{r_{\text{зк}}^2 s^2}{2s_{\text{зк}}^2} \right) \ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \frac{m_{\Pi}}{2} \left(\frac{r_{\text{зк}}^2}{2} - \frac{r_{\text{зк}}^2 s^2}{2s_{\text{зк}}^2} \right) \ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}} + \\ &+ \frac{m_{\Pi}}{2} \left(\frac{r_{\text{зк}}}{2} + \frac{r_{\text{зк}} s}{2s_{\text{зк}}} \right) \ddot{\eta}_{\text{пр}} - \frac{m_{\Pi}}{2} \left(-\frac{r_{\text{зк}}}{2} + \frac{r_{\text{зк}} s}{2s_{\text{зк}}} \right) \ddot{\eta}_{\text{л}} - \\ &- \frac{m_{\text{дв}} r_{\text{зк}}^2}{4} (\ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) - \frac{m_{\text{дв}} a_{\text{д2}} r_{\text{зк}}}{2} \ddot{\varphi}_{\text{дв}} - \\ &- (J_{\text{ук}} + J_{\text{узк}} + \mu^2 J_{\text{уш}}) \ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}}. \end{aligned} \quad (6)$$

3. Для координаты левого колеса $\varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}$ аналогично:

$$\begin{aligned} M_{\text{ул}}^{\text{ин}} &= -\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}} \right) = \frac{m_1 r_{\text{зк}}^2}{4} (\ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) + \\ &+ J_{\text{хкп}} \frac{r_{\text{зк}}^2}{4s_{\text{зк}}^2} (\ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}} + \ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}}) + \frac{m_{\Pi}}{2} \left(\frac{r_{\text{зк}}^2}{2} - \frac{r_{\text{зк}}^2 s^2}{2s_{\text{зк}}^2} \right) \ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \\ &+ \frac{m_{\Pi}}{2} \left(\frac{r_{\text{зк}}^2}{2} + \frac{r_{\text{зк}}^2 s^2}{2s_{\text{зк}}^2} \right) \ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}} - \frac{m_{\Pi}}{2} \left(\frac{r_{\text{зк}}}{2} - \frac{r_{\text{зк}} s}{2s_{\text{зк}}} \right) \ddot{\eta}_{\text{пр}} - \\ &- \frac{m_{\Pi}}{2} \left(\frac{r_{\text{зк}}}{2} + \frac{r_{\text{зк}} s}{2s_{\text{зк}}} \right) \ddot{\eta}_{\text{л}} + \frac{m_{\text{дв}} r_{\text{зк}}^2}{4} (\ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) + \\ &+ \frac{m_{\text{дв}} a_{\text{д2}} r_{\text{зк}}}{2} \ddot{\varphi}_{\text{дв}} + (J_{\text{ук}} + J_{\text{узк}} + \mu^2 J_{\text{уш}}) \ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}. \end{aligned} \quad (7)$$

4. Для координаты остова ТЭД $\varphi_{\text{дв}}$:

$$\begin{aligned} M_{\text{дв}}^{\text{ин}} &= -\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{\text{дв}}} \right) = - \left[m_{\text{дв}} a_{\text{д2}}^2 + J_{\text{удв}} + 2J_{\text{ур}} + \right. \\ &+ (\mu + 1)^2 \left(J_{\text{уя}} + \frac{2}{\mu^2} J_{\text{узк}} + 2J_{\text{уш}} \right) \left. \right] \ddot{\varphi}_{\text{дв}} - m_{\text{дв}} \frac{r_{\text{зк}} a_{\text{д2}}}{2} \times \\ &\times (\ddot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \ddot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}). \end{aligned} \quad (8)$$

5. Для координаты якоря ТЭД $\varphi_{\text{я}}$:

$$M_{\text{я}}^{\text{ин}} = -\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{\text{я}}} \right) = -J_{\text{уя}} \ddot{\varphi}_{\text{я}}. \quad (9)$$

Уравнения колебаний этой системы запишем в соответствии с расчетными схемами (рис. 3 и 4):

1. Уравнение колебаний подпрыгивания рамы тележки m_2 :

$$\begin{aligned} -m_2 \ddot{z}_2 - 2\beta_2 \dot{z}_2 - 2\mathcal{K}_2 z_2 + 2\beta_1 \left[r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 - \dot{z}_2 \right] + \\ + 4\mathcal{K}_1 \left[\left(r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 \right) - z_2 \right] + \\ + \mathcal{K}_{\text{дв}} \left[-z_2 + r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \varphi_{\text{дв}} a_{\text{д2}} \right] + \\ + \beta_{\text{дв}} \left[-\dot{z}_2 + r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \dot{\varphi}_{\text{дв}} a_{\text{д2}} \right] = 0. \quad (10) \end{aligned}$$

2. Уравнение угловых колебаний правого колеса $\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}}$:

$$\begin{aligned} -M_{\text{упр}}^{\text{ин}} + \frac{\mathcal{K}_{\text{п}}}{2} r_{\text{зк}} \left(r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \right. \\ + r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2 s_{\text{зк}} - \eta_{\text{пр}}) + \frac{\beta_{\text{п}}}{2} r_{\text{зк}} \left(r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \right. \\ + r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2 s_{\text{зк}} - \dot{\eta}_{\text{пр}}) - \beta_1 r_{\text{зк}} \left(r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \right. \\ + r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2 s_{\text{зк}} - \dot{z}_2) - 2\mathcal{K}_1 r_{\text{зк}} \left(r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \right. \\ + r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2 s_{\text{зк}} - z_2) - \mathcal{K}_{\text{я1}} \mu [\varphi_{\text{я}} - (\mu + 1) \varphi_{\text{дв}} - \\ - \mu \varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}}] - \beta_{\text{я1}} \mu [\dot{\varphi}_{\text{я}} - (\mu + 1) \dot{\varphi}_{\text{дв}} - \mu \dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}}] + \\ + \mathcal{K}_{\text{кп}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) + \beta_{\text{кп}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) + \\ + \frac{\mathcal{K}_{\text{дв}}}{2} a_{\text{д2}} (-z_2 + r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \varphi_{\text{дв}} a_{\text{д2}}) + \\ + \frac{\beta_{\text{дв}}}{2} a_{\text{д2}} (-\dot{z}_2 + r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \dot{\varphi}_{\text{дв}} a_{\text{д2}}) = \\ = -M_{\text{сшпр}}, \quad (11) \end{aligned}$$

где $M_{\text{сшпр}}$ — момент сцепления правого колеса.

3. Уравнение угловых колебаний левого колеса $\varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}$:

$$\begin{aligned} -M_{\text{ул}}^{\text{ин}} + \frac{\mathcal{K}_{\text{п}}}{2} r_{\text{зк}} \left(r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 - \right. \\ - r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2 s_{\text{зк}} - \eta_{\text{л}}) + \\ + \frac{\beta_{\text{п}}}{2} r_{\text{зк}} \left(r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 - r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2 s_{\text{зк}} - \dot{\eta}_{\text{л}}) - \right. \\ - \beta_1 r_{\text{зк}} \left(r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 - r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2 s_{\text{зк}} - \dot{z}_2) - \right. \\ - 2\mathcal{K}_1 r_{\text{зк}} \left(r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 - r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) s / 2 s_{\text{зк}} - z_2) - \right. \\ - \mathcal{K}_{\text{я2}} \mu [\varphi_{\text{я}} - (\mu + 1) \varphi_{\text{дв}} - \mu \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}] - \beta_{\text{я2}} \mu [\dot{\varphi}_{\text{я}} - (\mu + 1) \dot{\varphi}_{\text{дв}} - \\ - \mu \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}] - \mathcal{K}_{\text{кп}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) - \beta_{\text{кп}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} - \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) + \\ + \frac{\mathcal{K}_{\text{дв}}}{2} a_{\text{д2}} (-z_2 + r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \varphi_{\text{дв}} a_{\text{д2}}) + \\ + \frac{\beta_{\text{дв}}}{2} a_{\text{д2}} (-\dot{z}_2 + r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \dot{\varphi}_{\text{дв}} a_{\text{д2}}) = \\ = -M_{\text{сшл}}, \quad (12) \end{aligned}$$

где $M_{\text{сшл}}$ — момент сцепления левого колеса.

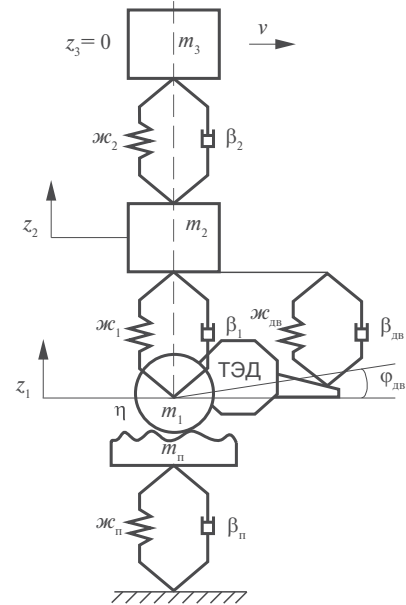


Рис. 3. Расчетная схема колебаний упрощенной модели электровоза 2ЭС5К с типовой схемой рессорного подвешивания: m_1 — масса колесной пары; m_2 — масса рамы тележки, приходящаяся на одну ось; m_3 — масса кузова, приходящаяся на одну ось; m_n — сосредоточенная масса пути; $\mathcal{K}_n$ — жесткость пути; $\mathcal{K}_1, \mathcal{K}_2$ — жесткости пружины 1-й и 2-й ступени соответственно; $\mathcal{K}_{\text{дв}}$ — жесткость подвески ТЭД; β_n — коэффициент демпфирования пути; β_1, β_2 — коэффициенты демпфирования гасителя колебаний 1-й и 2-й ступени соответственно; $\beta_{\text{дв}}$ — коэффициент демпфирования подвески ТЭД; z_1 — подпрыгивание колесной пары; z_2 — подпрыгивание рамы тележки; z_3 — подпрыгивание кузова; $\varphi_{\text{дв}}$ — угловые колебания остова ТЭД

Fig. 3. Calculation scheme of the simplified model vibrations of the 2ES5K electric locomotive with a typical layout of spring suspension:

m_1 — mass of the wheelset; m_2 — mass of the bogie frame per axle; m_3 — mass of the body per axle; m_n — concentrated mass of the track; $\mathcal{K}_n$ — track stiffness; $\mathcal{K}_1, \mathcal{K}_2$ — spring stiffness of the 1st and 2nd stages, respectively; $\mathcal{K}_{\text{дв}}$ — tractive motor suspension stiffness; β_n — damping coefficient of the track; β_1, β_2 — damping coefficients of the vibration damper of the 1st and 2nd stages, respectively; $\beta_{\text{дв}}$ — coefficient of damping of the tractive motor suspension; z_1 — bounce of the wheelset; z_2 — bounce of the bogie frame; z_3 — bounce of the body; $\varphi_{\text{дв}}$ — angular oscillations of the tractive motor frame

4. Уравнения угловых колебаний остова ТЭД $\varphi_{\text{дв}}$:

$$\begin{aligned} M_{\text{дв}}^{\text{ин}} - \mathcal{K}_{\text{я1}} (\mu + 1) [\varphi_{\text{я}} - (\mu + 1) \varphi_{\text{дв}} - \mu \varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}}] - \\ - \beta_{\text{я1}} (\mu + 1) [\dot{\varphi}_{\text{я}} - (\mu + 1) \dot{\varphi}_{\text{дв}} - \mu \dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}}] - \\ - \mathcal{K}_{\text{я2}} (\mu + 1) [\varphi_{\text{я}} - (\mu + 1) \varphi_{\text{дв}} - \mu \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}] - \\ - \beta_{\text{я2}} (\mu + 1) [\dot{\varphi}_{\text{я}} - (\mu + 1) \dot{\varphi}_{\text{дв}} - \mu \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}] - \\ - \mathcal{K}_{\text{дв}} a_{\text{д2}} (-z_2 + r_{\text{зк}} (\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \varphi_{\text{дв}} a_{\text{д2}}) - \\ - \beta_{\text{дв}} a_{\text{д2}} (-\dot{z}_2 + r_{\text{зк}} (\dot{\varphi}_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \dot{\varphi}_{\text{ул}}^{\text{дин}}) / 2 + \dot{\varphi}_{\text{дв}} a_{\text{д2}}) = 0. \quad (13) \end{aligned}$$

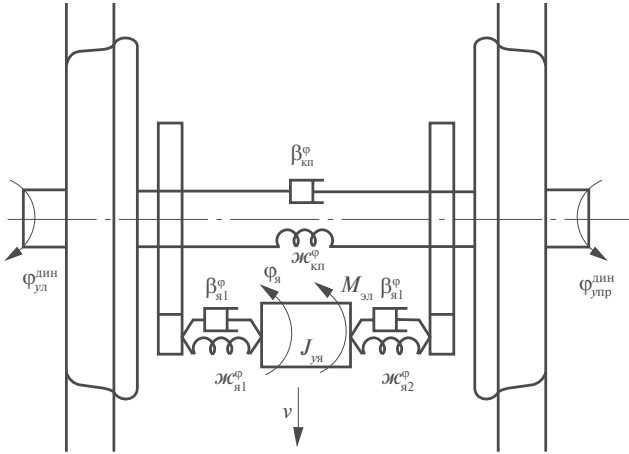


Рис. 4. Кинематическая схема колесно-моторного блока:
 $J_{я1}^{\phi}$ и $J_{я2}^{\phi}$ — угловые жесткости правой и левой стороны вала якоря соответственно; $J_{кп}^{\phi}$ — угловая жесткость оси колесной пары;
 $\beta_{я1}$ и $\beta_{я2}$ — коэффициенты демпфирования правой и левой стороны вала якоря соответственно; $\beta_{кп}$ — коэффициент демпфирования оси колесной пары; $J_{уя}$ — момент инерции якоря ТЭД

Fig. 4. Kinematic diagram of the wheel-motor assembly:
 $J_{я1}^{\phi}$ и $J_{я2}^{\phi}$ — angular stiffnesses of the right and left sides of the armature shaft, respectively; $J_{кп}^{\phi}$ — angular rigidity of the wheelset axle;
 $\beta_{я1}$ и $\beta_{я2}$ — damping coefficients of the right and left sides of the armature shaft, respectively; $\beta_{кп}$ — damping coefficient of the wheelset axle;
 $J_{уя}$ — momentum of the tractive motor armature; $\phi_{уя}$, $\phi_{ул}$, $\phi_{упр}$ — angular oscillations of the right and left wheels, respectively; $\phi_{я}$ — torsional vibrations of the tractive motor armature

5. Уравнение крутильных колебаний якоря ТЭД $\phi_{я}$:

$$\begin{aligned} J_{уя} \ddot{\phi}_{я} - J_{я1}^{\phi} [\phi_{я} - (\mu + 1) \phi_{дв} - \mu \phi_{упр}^{\text{дин}}] - \\ - \beta_{я1}^{\phi} [\dot{\phi}_{я} - (\mu + 1) \dot{\phi}_{дв} - \mu \dot{\phi}_{упр}^{\text{дин}}] - \\ - J_{я2}^{\phi} [\phi_{я} - (\mu + 1) \phi_{дв} - \mu \phi_{ул}^{\text{дин}}] - \\ - \beta_{я2}^{\phi} [\dot{\phi}_{я} - (\mu + 1) \dot{\phi}_{дв} - \mu \dot{\phi}_{ул}^{\text{дин}}] = -M_{эл}, \end{aligned} \quad (14)$$

где $M_{эл}$ — электромагнитный момент ТЭД:

$$M_{эл} = \frac{F_k r_k}{n \mu \kappa_{дв}}, \quad (15)$$

значение которого по этой формуле определялось по зависимости силы тяги от скорости движения $F_k(v)$ (по тяговой характеристике — см. прил. 4 в ПТР [3]) для заданной скорости движения и значений радиуса колеса r_k , количества осей n , передаточного числа редуктора μ и КПД тягового электродвигателя НБ514 $\kappa_{дв} = 0,943$, соответствующих электровозу 2ЭС5К.

Определим момент сцепления колеса [4]:

$$M_{сшп(л)} = r_k \psi(\epsilon_{пр(л)}, v) \Pi_{пр(л)}, \quad (16)$$

где Π — нагрузка от колеса на рельс.

$$\Pi = \Pi^{\text{ст}} + \Pi^{\text{дин}}:$$

$$\begin{aligned} \Pi_{пр}^{\text{дин}} = \frac{\mathcal{K}_n}{2} r_{зк} \left[r_{зк} (\phi_{упр}^{\text{дин}} + \phi_{ул}^{\text{дин}}) / 2 + \right. \\ \left. + r_{зк} (\phi_{упр}^{\text{дин}} - \phi_{ул}^{\text{дин}}) s / 2 s_{зк} - \eta_{пр} \right] + \\ + \frac{\beta_n}{2} r_{зк} \left[r_{зк} (\dot{\phi}_{упр}^{\text{дин}} + \dot{\phi}_{ул}^{\text{дин}}) / 2 + \right. \\ \left. + r_{зк} (\dot{\phi}_{упр}^{\text{дин}} - \dot{\phi}_{ул}^{\text{дин}}) s / 2 s_{зк} - \dot{\eta}_{пр} \right]; \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \Pi_{л}^{\text{дин}} = \frac{\mathcal{K}_n}{2} r_{зк} \left(r_{зк} (\phi_{упр}^{\text{дин}} + \phi_{ул}^{\text{дин}}) / 2 - \right. \\ \left. - r_{зк} (\phi_{упр}^{\text{дин}} - \phi_{ул}^{\text{дин}}) s / 2 s_{зк} - \eta_{л} \right) + \\ + \frac{\beta_n}{2} r_{зк} \left(r_{зк} (\dot{\phi}_{упр}^{\text{дин}} + \dot{\phi}_{ул}^{\text{дин}}) / 2 - \right. \\ \left. - r_{зк} (\dot{\phi}_{упр}^{\text{дин}} - \dot{\phi}_{ул}^{\text{дин}}) s / 2 s_{зк} - \dot{\eta}_{л} \right). \end{aligned} \quad (18)$$

Выражение $\psi(\epsilon_{пр(л)}, v)$ представляет собой зависимость коэффициента сцепления от относительных скоростей скольжения ϵ левого и правого колеса и скорости движения поезда v . Относительные линейные скорости скольжения правого и левого колеса определяются по формулам

$$\epsilon_{пр} = \frac{v_{скпр}}{v + v_{скпр}} \text{ и } \epsilon_{л} = \frac{v_{скл}}{v + v_{скл}}, \quad (19)$$

где $v_{скпр} = r_k \dot{\phi}_{упр}^{\text{дин}}$ и $v_{скл} = r_k \dot{\phi}_{ул}^{\text{дин}}$ — линейные скорости скольжения на ободах правого и левого колеса соответственно.

Тогда коэффициенты сцепления будут равны

$$\psi(\epsilon_{пр(л)}, v) = \psi_0(\epsilon_{пр(л)}) \psi(v), \quad (20)$$

где $\psi_0(\epsilon_{пр(л)})$ — коэффициент сцепления в относительных единицах; $\psi(v)$ — коэффициент сцепления, зависящий от линейной скорости движения.

$$\psi_0(\epsilon_{пр(л)}) = \frac{\psi(\epsilon_{пр(л)})}{\psi_6}, \quad (21)$$

где $\psi(\epsilon_{пр(л)})$ — коэффициент сцепления, зависящий от скорости скольжения колеса; ψ_6 — наибольшее значение коэффициента сцепления ($\psi_6 = 0,2519$).

Коэффициент сцепления $\psi(\epsilon_{пр(л)})$ при проведении расчетов задавался в виде зависимости, предложенной А. Л. Голубенко [5]:

$$\psi(\epsilon_{пр(л)}) = a \left(\frac{\epsilon_{пр(л)}}{\epsilon_{кр}} \right)^b e^{-c \frac{\epsilon_{пр(л)}}{\epsilon_{кр}}}, \quad (22)$$

где $\epsilon_{кр}$ — критическое значение скорости скольжения ($\epsilon_{кр} = 0,04$); a , b , c — эмпирические коэффициенты ($a = 0,34$; $b = 0,3$; $c = 0,3$).

Зависимость коэффициента сцепления $\psi(v)$ от линейной скорости задавалась согласно [3] по выражению

$$\psi(v) = 0,275 + \frac{3,92}{50 + 6v} - 0,00059v. \quad (23)$$

При разработке математической модели колебаний упрощенной системы с упругозащищенным гасителем колебаний рассматривалась расчетная схема, представленная на рис. 5. В отличие от рис. 3 на этой схеме в буксовом подвешивании применен упругозащищенный гидравлический гаситель колебаний (рис. 1, а) с последовательно включенной пружиной жесткостью $\mathcal{M}_{1-1}$. Координата z_3 в этой схеме равна нулю, и кузов рассматривается как заделка, так же как и в предыдущем варианте. Описание упругозащищенного гасителя было выполнено при помощи уравнений (2). Все остальные обозначения такие же, как и в предыдущем варианте. Поэтому уравнения колебаний этой схемы будут отличаться от предыдущих только тем, что вместо слагаемых с параметрами β_1 и $\mathcal{M}_1$ будет учитываться сила F_Σ , определяемая из решения системы уравнений (2).

Для расчета случайных процессов колебаний и последующего определения их характеристик в качестве возмущения в соответствии с руководящими документами [6] был выбран высокочастотный случайный процесс возмущения $\eta(x = vt)$ со спектральной плотностью

$$\bar{G}_\eta(\omega) = \bar{C}_0\omega^{-4} + \bar{C}_2\omega^{-2}, \quad (24)$$

где $\bar{C}_0$ и $\bar{C}_2$ — коэффициенты, зависящие от осевой нагрузки 2П, кН и скорости движения экипажа v , м/с.

$$\bar{C}_0(v) = (33,6v + 3,57v^2) \cdot 10^{-5}, \text{ м}^2 / \text{с}^3 \cdot \text{рад}^3; \quad (25)$$

$$\bar{C}_2 = 8,9 \cdot 10^9 \cdot 2П, \text{ м}^2 / \text{с} \cdot \text{рад}. \quad (26)$$

График (рис. 6) выражения (24) показывает, что при изменении частоты в 10 раз от 10 до 100 Гц ордината спектральной плотности уменьшается примерно в 100 раз от $1,5 \cdot 10^{-9}$ до $1,5 \cdot 10^{-11}$.

При задании такого возмущения установившиеся колебания приведенных моделей можно будет рассматривать как реализации стационарных и эргодических случайных процессов $X_i(t)$ длительностью t_p , при вероятностном анализе которых определяют следующие числовые характеристики [7]:

1. Среднее значение (математическое ожидание):

$$\bar{x}_i = \sum_{k=0}^N x_i(kT), \quad (27)$$

где T — шаг дискретизации случайного процесса; k и N — номер шага и число шагов дискретизации соответственно, $N = t_p/T$.

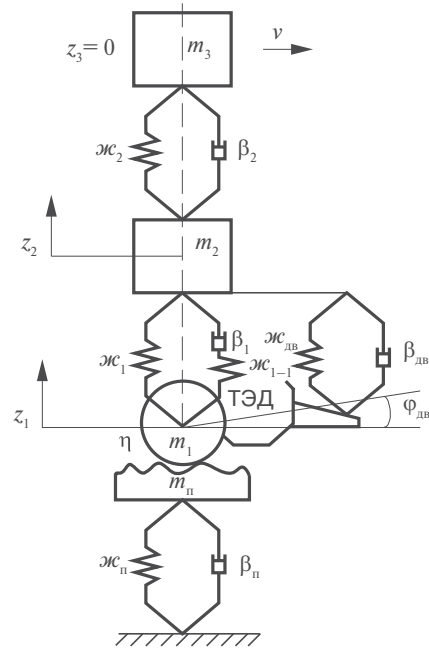


Рис. 5. Расчетная схема колебаний упрощенной модели электровоза 2ЭС5К с упругозащищенным гидравлическим гасителем колебаний в буксовой ступени рессорного подвешивания

Fig. 5. Calculation model of the simplified model vibrations of the 2ES5K electric locomotive with an elastically protected hydraulic vibration damper in the axlebox stage of the spring suspension

2. Дисперсия:

$$S_x^2 = \sum_{k=0}^N [x_i(kT) - \bar{x}_i]^2 = \sum_{k=0}^N [\hat{x}_i(kT)]^2, \quad (28)$$

где $\hat{x}_i(kT)$ — центрированное значение случайного процесса $X_i(t)$; S_x — среднеквадратическое отклонение.

3. Автокорреляционная функция:

$$R_x[iT] = \frac{1}{N-s} \sum_{k=1}^{N-s} x[kT]x[(k+i)T], \quad (29)$$

где $iT = \tau$ — сдвиг по времени между значениями реализации, а $sT = (0,1 \div 0,25)NT$ — максимально допустимая величина этого сдвига.

4. Спектральная плотность:

$$G_x(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty R_x(\tau) \cos \omega \tau d\tau. \quad (30)$$

По спектральной плотности определяют ее начальные моменты k -го порядка m_k , а также такие числовые характеристики случайных процессов, как эффективная частота f_e , коэффициент широкополосности Θ и среднее значение абсолютных максимумов $\bar{H}_a$:

$$m_k = (2\pi)^k \int_0^\infty f^k G_x(f) df; \quad (31)$$

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_2}{m_0}}, \quad (32)$$

причем $m_0 = \int_0^\infty G_x(f) df = S_x^2$;

$$\bar{H}_a = \bar{x} + S_x \left(\sqrt{2 \ln f_e t_p} + \frac{1}{\sqrt{2 \ln f_e t_p}} \right). \quad (33)$$

Результаты. Решение системы дифференциальных уравнений было выполнено в программном пакете MatLab — Simulink [8, 9] численным интегрированием с помощью метода Рунге — Кутты IV порядка.

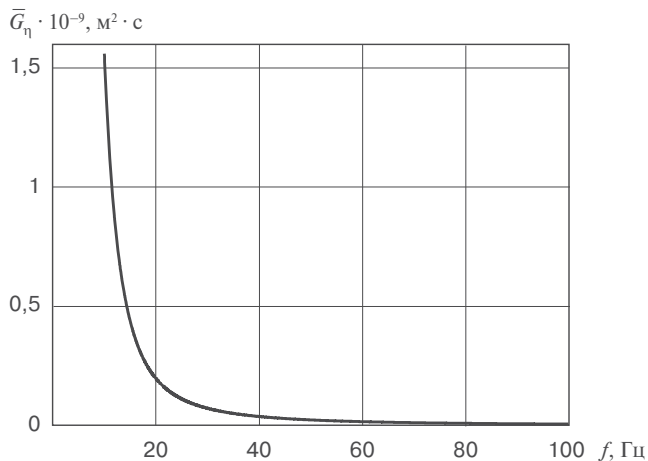


Рис. 6. График усредненной спектральной плотности геометрической неровности пути по выражению (24)

Fig. 6. Graph of the averaged spectral density of the path geometric roughness according to the expression (24)

Результаты исследования упрощенной модели с типовой схемой рессорного подвешивания показали, что случайные процессы колебаний по различным обобщенным координатам при действии высокочастотного возмущения со спектральной плотностью (24) близки между собой. Поэтому для примера на рис. 7 и 8 приведены реализации таких процессов для координат $z_1(t) = r_{\text{жк}}(\varphi_{\text{упр}}^{\text{дин}} + \varphi_{\text{ул}}^{\text{дин}})/2$ и $\varphi_{\text{я}}(t)$. Вместе с тем случайные процессы сил $F_{\text{длсх}}(t) = \beta_1 \dot{\Delta}_1 = \beta_1 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)$, действующих на гидравлический гаситель колебаний (рис. 9), являются более высокочастотными.

Для проведения спектрального анализа все процессы были центрированы. Корреляционные функции $R_x(\tau)$ этих процессов быстро затухают, а спектральные плотности $G_x(f)$ повторяют в основном особенности спектральной плотности возмущения (рис. 6) в диапазоне частот 10–20 Гц. Числовые характеристики (27)–(33) исследованных случайных процессов колебаний узлов ходовой части, приведенные в табл. 1, показывают, что их эффективные частоты лежат в диапазоне 15–17 Гц.

Отметим, что диссипативная сила гидравлического гасителя колебаний $F_{\text{длсх}}(t)$ в этом диапазоне частот будет весьма большой, так как она пропорциональна частоте колебаний. Для этого процесса эффективная частота f_e стала существенно выше и достигает ~27,4 Гц, а среднеквадратическое отклонение — 14 100 Н. Этим объясняется и высокое среднее значение абсолютного максимума для $F_{\text{длсх}}(t)$, которое достигает $\bar{H}_a = 56\,000$ Н, что и приводит к частым отказам буксовых гидравлических гасителей колебаний.

Таблица 1

Числовые характеристики случайных колебаний узлов ходовой части локомотива

Table 1

Numerical characteristics of random vibrations of locomotive chassis

Узлы ходовой части локомотива	Среднеквадратическое отклонение S		Эффективная частота f_e , Гц		Среднее значение абсолютного максимума $\bar{H}_a$	
	Типовая схема	Схема с УЗБГ	Типовая схема	Схема с УЗБГ	Типовая схема	Схема с УЗБГ
Рама тележки	0,0013 м	0,0012 м	15,6805	16,9310	0,0050 м	0,0045 м
Якорь ТЭД	0,0226 рад	0,0217 рад	15,3143	15,6526	0,0863 рад	0,0832 рад
Правое колесо	0,0057 рад	0,0054 рад	15,1405	15,4619	0,0219 рад	0,0208 рад
Левое колесо	0,0057 рад	0,0054 рад	15,5574	15,8678	0,0218 рад	0,0208 рад
Корпус ТЭД	$5,0041 \cdot 10^{-4}$ рад	$5,1584 \cdot 10^{-4}$ рад	15,2404	15,6763	0,0019 рад	0,0020 рад
Колесная пара	0,0027 м	0,0026 м	15,2873	15,6352	0,0103 м	0,0098 м

Примечание. УЗБГ — упругозащищенный буксовый гаситель.

Note. УЗБГ — elastically protected box damper.

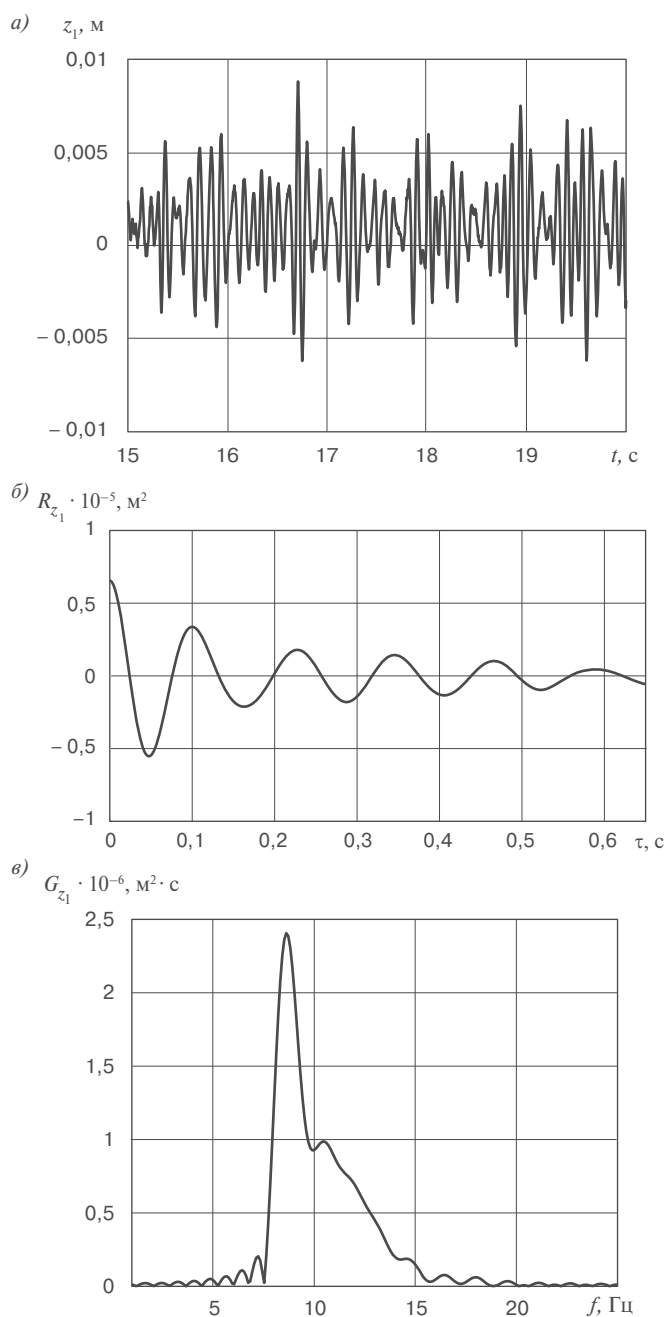


Рис. 7. Фрагмент реализации (а), автокорреляционная функция (б) и спектральная плотность (в) случайного процесса колебаний подпрыгивания колесной пары

Fig. 7. Fragment of implementation (a), autocorrelation function (b) and spectral density (c) of a random process of wheelset vertical oscillations

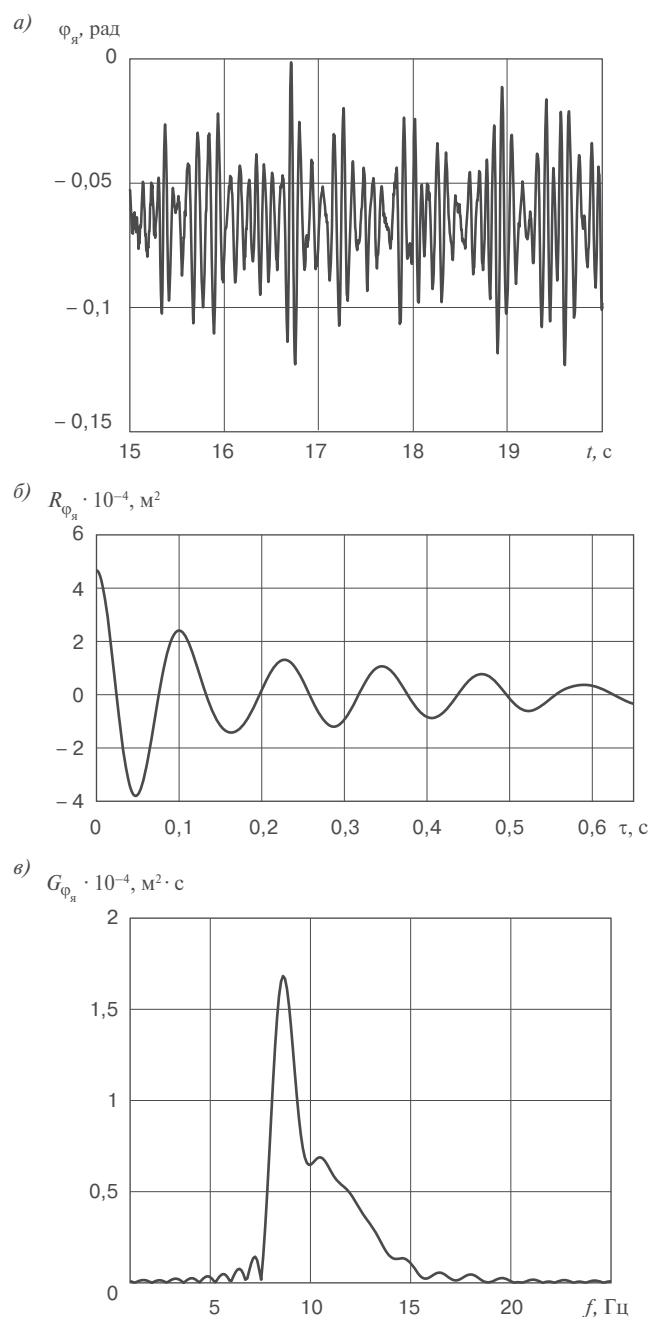


Рис. 8. Фрагмент реализации (а), автокорреляционная функция (б) и спектральная плотность (в) случайного процесса угловых колебаний якоря ТЭД

Fig. 8. Fragment of implementation (a), autocorrelation function (b) and spectral density (c) of a random process of tractive motor armature angular oscillations

Результаты исследования случайных колебаний упрощенной модели с упругозащищенным гасителем колебаний показали, что числовые характеристики случайных колебаний всех координат, кроме $z_2(t)$ и $F_{дл\text{уз}}(t)$ (рис. 10), практически не изменились. При этом их корреляционные функции

и спектральные плотности также близки к характеристикам, полученным в первом варианте расчетов с исходной схемой включения гидравлического гасителя колебаний.

Рассмотрим подробнее, как повлияло применение упругозащищенного гидравлического гасителя

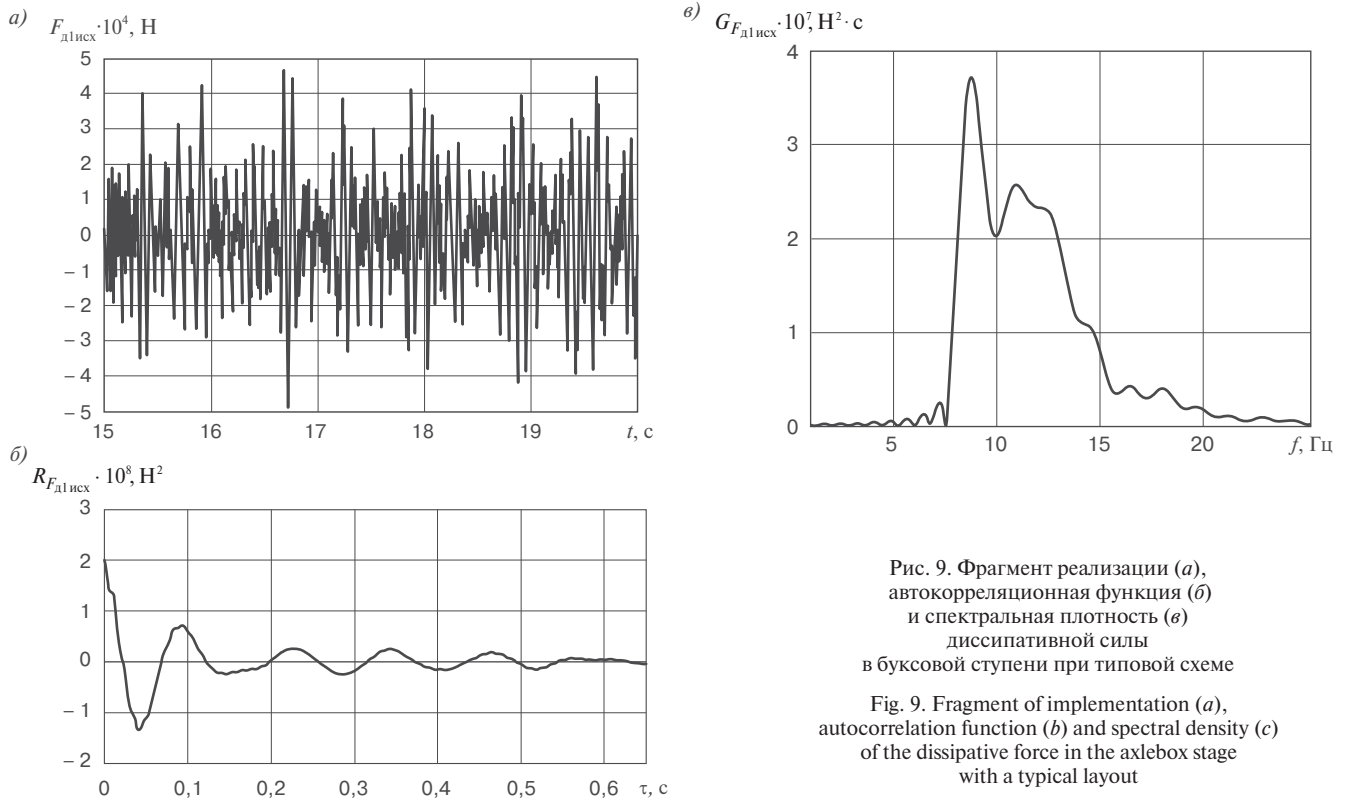


Рис. 9. Фрагмент реализации (а), автокорреляционная функция (б) и спектральная плотность (в) диссипативной силы в буксовой ступени при типовой схеме

Fig. 9. Fragment of implementation (a), autocorrelation function (b) and spectral density (c) of the dissipative force in the axlebox stage with a typical layout

колебаний на числовые характеристики случайных колебаний $z_2(t)$ и силы $F_{\text{длсх}}(t)$, действующие в этом гасителе. Так, например, среднеквадратическое отклонение колебаний $z_2(t)$ снизилось с 0,0013 до 0,0012 м, т. е. на ~7,6 %, а величина абсолютного максимума уменьшилась с 0,0050 до 0,0045 м, т. е. на 10 %, что обеспечит улучшение такого показателя качества, как коэффициент вертикальной динамики в буксовом подвешивании (табл. 2). При этом также значительно изменились характеристики диссипативных сил $F_{\text{дл}}(t)$ в упругозащищенном гасителе (табл. 2):

- среднеквадратическое отклонение S снизилось с ~14 100 до ~1760 Н, т. е. на ~12 %;
- частотный состав колебаний, определяемый эффективной частотой f_e , снизился с ~27,4 до ~14,9 Гц, т. е. на ~46 %;
- среднее значение абсолютного максимума $\bar{H}_a$ уменьшилось от 56 000 до ~6714 Н, т. е. на ~88 %.

Такое существенное снижение $\bar{H}_a$ силы, действующей на элементы гасителя, обеспечит значительное повышение его работоспособности и межремонтных пробегов. Для того чтобы установить численные значения

Таблица 2

Числовые характеристики случайных колебаний показателей динамических качеств механической части

Table 2

Numerical characteristics of random fluctuations in the indicators of the dynamic qualities of the mechanical part

Показатели динамических качеств механической части	Среднеквадратическое отклонение S		Эффективная частота $f_e, \text{ Гц}$		Среднее значение абсолютного максимума $\bar{H}_a$	
	Типовая схема	Схема с УЗБГ	Типовая схема	Схема с УЗБГ	Типовая схема	Схема с УЗБГ
Диссипативная сила в буксовой ступени на 1 колесную пару	$1,4087 \cdot 10^4, \text{ Н}$	$1,7577 \cdot 10^3, \text{ Н}$	27,3837	14,8723	56 000 Н	6713,9 Н
Коэффициент вертикальной динамики в буксовой ступени рессорного подвешивания	0,0632	0,0374	26,2370	14,8874	0,2512	0,1436

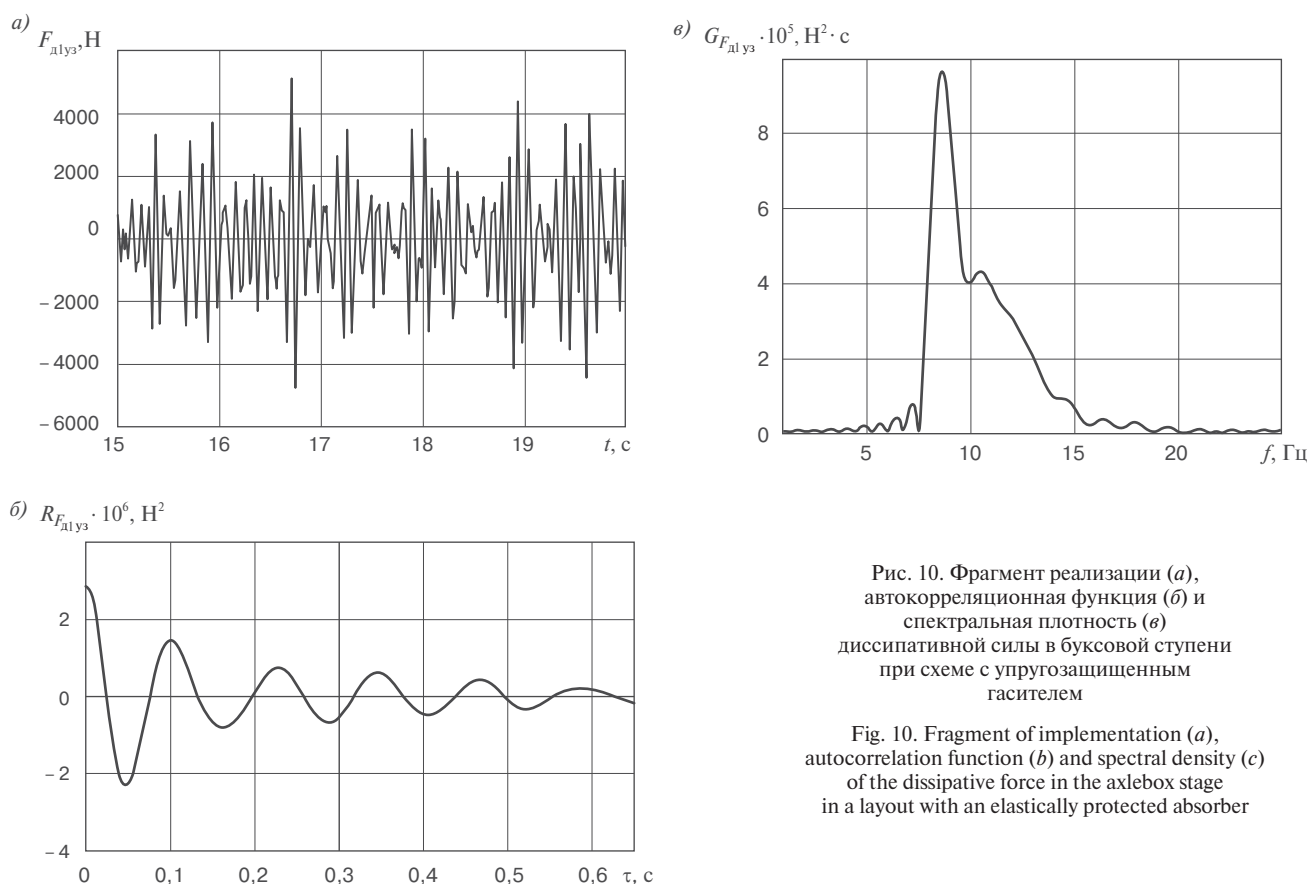


Рис. 10. Фрагмент реализации (а), автокорреляционная функция (б) и спектральная плотность (в) диссипативной силы в буксовой ступени при схеме с упругозащищенным гасителем

Fig. 10. Fragment of implementation (a), autocorrelation function (b) and spectral density (c) of the dissipative force in the axlebox stage in a layout with an elastically protected absorber

этих показателей, следует организовать сравнительную опытную эксплуатацию типовых и упругозащищенных гидравлических гасителей, установленных на одной и той же тележке электровоза.

Для оценки влияния упругозащищенного гидравлического гасителя на показатели качества

функционирования рессорного подвешивания определим коэффициент динамики буксовой ступени рессорного подвешивания $K_{\text{дл}}^{\text{в}}(t)$. Этот коэффициент представляет собой отношение среднего значения абсолютного максимума $\bar{H}_a$ вертикальной динамической силы $F_{\text{д}}(t)$, действующей в рессорном комплексе,

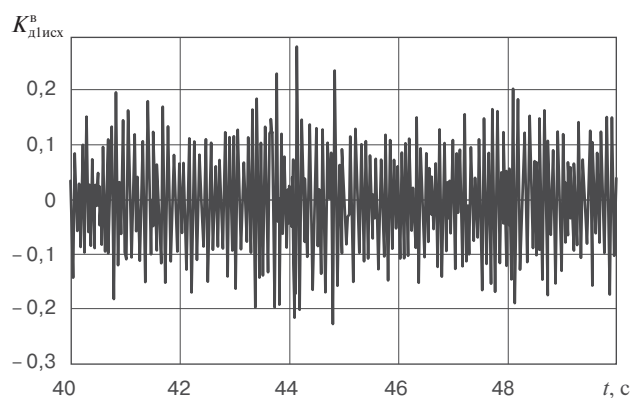


Рис. 11. Фрагмент реализации коэффициента вертикальной динамики буксовой ступени с типовой схемой установки гидравлического гасителя колебаний

Fig. 11. Fragment of implementation of the vertical dynamics coefficient of the axlebox stage with a typical layout for installing a hydraulic vibration damper

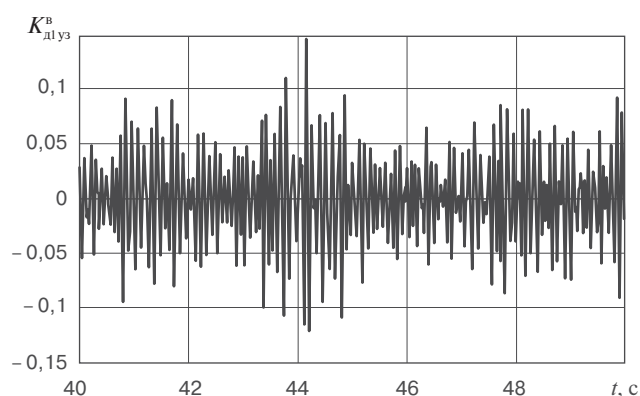


Рис. 12. Фрагмент реализации коэффициента вертикальной динамики буксовой ступени схемы с упругозащищенным гидравлическим гасителем колебаний

Fig. 12. Fragment of implementation of the vertical dynamics coefficient of the axlebox stage of the layout with an elastically protected hydraulic vibration damper

к величине статической нагрузки на этот комплект, которая равна 235 кН [1, 10]. Динамическая сила $F_d(t)$ представляет собой сумму упругой $F_y(t)$ и диссипативной $F_{dl}(t)$ сил, возникающих в буксовом подвешивании. На рис. 11 и 12 представлены фрагменты графиков коэффициентов вертикальной динамики, которые показывают, что в варианте с упругозащищенным гасителем колебаний мгновенные значения $K_{длвз}^b(t)$ уменьшились практически в два раза и не превышают значения $K_{длвз}^b(t) = 0,15$. При этом для обоих вариантов установки гидравлического гасителя допустимое по нормам для грузовых электровозов [10] значение $[K_{дл}^b(t)] = 0,35$ не достигается.

Числовые характеристики случайных процессов $K_{дл}^b(t)$ в первой ступени рессорного подвешивания тележки, приведенные в табл. 2, показывают следующее:

- среднеквадратическое отклонение S снизилось с $\sim 0,063$ до $\sim 0,037$, т. е. на $\sim 38\%$;
- частотный состав колебаний, определяемый эффективной частотой f_e , снизился с $\sim 26,2$ до $\sim 14,9$ Гц, т. е. на $\sim 43\%$;

- среднее значение абсолютного максимума $\bar{H}_a(K_{дл}^b)$ уменьшилось от $\sim 0,25$ до $\sim 0,14$, т. е. на $\sim 44\%$.

Анализ графика случайного процесса $K_{длвз}^b(t)$ (рис. 12) показывает, что в момент времени $t_1 = 44,1$ с мгновенное значение абсолютного максимума $\bar{H}_a(t_1)$ превышает среднее значение, что вполне естественно для случайного процесса.

Обсуждение и заключение. Для оценки эффективности применения в буксовом подвешивании упругозащищенного гидравлического гасителя колебаний проведено сравнительное исследование колебаний упрощенной модели электровоза 2ЭС5К с типовой схемой буксовой ступени рессорного подвешивания и схемой с упругозащищенным гидравлическим гасителем колебаний. В результате проведенного исследования были получены числовые характеристики случайных колебаний узлов ходовой части локомотива, анализ которых позволяет сделать следующие выводы о том, что применение упругозащищенного буксового гасителя колебаний:

1. Существенно (почти в два раза) снижает частотный диапазон сил, возникающих в таком гасителе, и уменьшает величину среднего значения абсолютного максимума сил, действующих в гасителе, более чем в восемь раз, что обеспечивает повышение безотказности гасителя и, как следствие, увеличение его межремонтных пробегов.
2. Улучшает такой показатель динамических качеств, как коэффициент вертикальной динамики в буксовой ступени рессорного подвешивания, уменьшая среднее значение абсолютного максимума этого коэффициента с 0,25 до 0,14.
3. Практически не оказывает влияния на колебания тележки, а также на угловые колебания тягового

электродвигателя и крутильные колебания в тяговой передаче.

Для определения межремонтного пробега упругозащищенного гидравлического гасителя следует провести подконтрольную эксплуатацию или испытания опытного образца буксового узла с упругозащищенным гасителем колебаний и уточнить значения параметров такого узла.

Полученные рекомендации могут быть реализованы и на локомотивах других типов, для чего следует уточнить необходимые значения коэффициента затухания гидравлического гасителя колебаний и последовательно включенной с ним пружины.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Механическая часть тягового подвижного состава: учеб. / И. В. Бирюков [и др.]. М.: Транспорт, 1992. 440 с.
2. Savoskin A. N. Selection of springs and vibration dampers connection diagram in railway vehicles spring suspension // *Sciences of Europe*. 2019. No. 13. P. 61–66.
3. Правила тяговых расчетов для поездной работы: норматив. произв.-практ. изд. М.: ОАО «РЖД», 2016. 515 с.
4. Осипов С. И., Осипов С. С., Феоктистов В. П. Теория электрической тяги: учеб. / под ред. С. И. Осипова. М.: Маршрут, 2006. 436 с.
5. Голубенко А. Л. Сцепление колеса с рельсом: монография. Киев: Випол, 1993. 448 с.
6. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях в проектировании пассажирских и грузовых вагонов: руководящий документ по отрасли: РД 32.68-96: утв. МПС РФ от 6 января 1997 г. № А-11у. М., 1997.
7. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М.: Физматгиз, 1958. 464 с.
8. Hamdi R. T. A., Abdul-Hussein M. A. Using Matlab—Simulink for Solving Differential Equations // *Journal of Scientific and Engineering Research*. 2018. Vol. 5, No. 5. P. 307–314.
9. Hroncová D., Šarga P., Gmíterko A. Simulation of Mechanical System with Two Degrees of Freedom with Bond Graphs and MATLAB/Simulink // *Procedia Engineering*. 2012. Vol. 48. P. 223–232. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.09.508>.
10. ГОСТ Р 55513—2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам: нац. стандарт Российской Федерации: дата введения 2014-07-01. М.: Стандартинформ, 2014. 45 с.

REFERENCES

1. Biryukov I. V., Savos'kin A. N., Burchak G. P., et al. *Mekhanicheskaya chast' tyagovogo podvizhnogo sostava: ucheb.* [Mechanical part of traction rolling stock: textbook]. Moscow: Transport Publ.; 1992. 440 p. (In Russ.).
2. Savoskin A. N. Selection of springs and vibration dampers connection diagram in railway vehicles spring suspension. *Sciences of Europe*. 2019;(13):61–66.
3. *Pravila tyagovykh raschetov dlya poezdnoy raboty* [Rules for traction calculations for train operation]. Moscow: JSC Russian Railways Publ.; 2016. 515 p. (In Russ.).
4. Osipov S. I., Osipov S. S., Feoktistov V. P. *Teoriya elektricheskoy tyagi* [Theory of electric traction]. Moscow: Marshrut Publ.; 2006. 436 p. (In Russ.).
5. Golubenko A. L. *Stseplenie kolea s rel'som* [Wheel to rail adhesion]. Kiev: Vipol Publ.; 1993. 448 p. (In Russ.).
6. *Raschetnye nerovnosti zheleznodorozhnogo puti dlya ispol'zovaniya pri issledovaniyakh v proektirovaniy passazhirskikh i gruzovykh vagonov: rukovodyashchiy dokument po otrasli: RD 32.68-96* [Design irregularities of the railway track for use in research in the design

of passenger and freight cars: guidance document for the industry: RD 32.68-96]. Approved by Railway Ministry of RF in January 6, 1997 No. A-11u. Moscow; 1997. (In Russ.).

7. Venttsel' E. S. Teoriya veroyatnostey [Probability Theory]. Moscow: Fizmatgiz Publ.; 1958. 464 p. (In Russ.).

8. Hamdi R. T. A., Abdul-Hussein M. A. Using Matlab—Simulink for Solving Differential Equations. *Journal of Scientific and Engineering Research*. 2018;5(5):307-314.

9. Hroncová D., Šarga P., Gmitterko A. Simulation of Mechanical System with Two Degrees of Freedom with Bond Graphs and MATLAB/Simulink. *Procedia Engineering*. 2012;(48):223-232. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.09.508>.

10. GOST R 55513—2013. Lokomotivy. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam [Locomotives. Requirements for strength and dynamic qualities]. Nat. standard of the Russian Federation: introduction date 2014-07-01. Moscow: Standartinform Publ.; 2014. 45 p. (In Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Анатолий Николаевич САВОСЬКИН,
д-р техн. наук, профессор, Российский университет
транспорта (РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва,
ул. Образцова, д. 9, стр. 9), Author ID: 528727,
<https://orcid.org/0000-0001-9777-7235>

Наталья Сергеевна ЛАВЛИНСКАЯ,
аспирант, Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ),
127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9),
<https://orcid.org/0000-0003-0937-3906>

Павел Юрьевич ИВАНОВ,
канд. техн. наук, доцент, Иркутский государственный университет
путей сообщения (ИрГУПС, 664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского,
д. 15), Author ID: 776494, <https://orcid.org/0000-0001-6836-5928>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Anatoliy N. SAVOS'KIN,
Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Russian University of Transport
(127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obratsova St.), Author ID: 528727,
<https://orcid.org/0000-0001-9777-7235>

Nataliya S. LAVLINSKAYA,
Postgraduate, Russian University of Transport (127994, Moscow,
9, bldg. 9, Obratsova St.), <https://orcid.org/0000-0003-0937-3906>

Pavel Yu. IVANOV,
Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Irkutsk State
Transport University (664074, Irkutsk, 15, Chernyshevskogo St.),
Author ID: 776494, <https://orcid.org/0000-0001-6836-5928>

ВКЛАД АВТОРОВ

Анатолий Николаевич САВОСЬКИН. Общее руководство проведенным исследованием, разработка схемы установки гасителя и кинематических схем колебаний, разработка математической модели, выбор методологии расчета и оценки эффективности предложенной схемы (40%).

Наталья Сергеевна ЛАВЛИНСКАЯ. Разработка математической модели, выполнение расчетов в программном пакете Matlab—Simulink, оформление рисунков и графиков (40%).

Павел Юрьевич ИВАНОВ. Сбор и расчет исходных данных локомотива для моделирования, сбор статистики отказа гасителей (20%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Anatoliy N. SAVOS'KIN. General management of the research, development of the damper installation layout and kinematic oscillation schemes, development of the mathematical model, choice of methodology for calculating and evaluating the effectiveness of the proposed layout (40%).

Nataliya S. LAVLINSKAYA. Development of the mathematical model, performing calculations in the Matlab—Simulink software package, designing drawings and graphs (40%).

Pavel Yu. IVANOV. Collection and calculation of initial locomotive data for simulation, collection of absorber failure statistics (20%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials and methods. There is no conflict of interest.

Статья поступила в редакцию 01.04.2022, первая рецензия получена 12.04.2022, вторая рецензия получена 21.04.2022, принята к публикации 23.05.2022.

The article was submitted 01.04.2022, first review received 12.04.2022, second review received 21.04.2022, accepted for publication 23.05.2022.



ТРУДЫ ВНИИЖТ

АСУ «Экспресс» — автоматизированная система управления пассажирскими перевозками на железнодорожном транспорте / под ред. А. В. Комиссарова. — 2-е изд. — Москва: РАС, 2019. — 68 с.

В книге рассмотрены бизнес-процессы пассажирских перевозок с использованием автоматизированной системы управления пассажирскими перевозками «Экспресс-3».

Во втором издании актуализированы и расширены описания текущего состояния информационных технологий системы «Экспресс-3», книга стала более удобной для чтения.

Издание предназначено для руководителей и инженерно-технического состава пассажирского комплекса; специалистов, связанных с разработкой и внедрением информационных технологий на российских железных дорогах; научных работников, преподавателей и студентов транспортных вузов.

По вопросам приобретения книги обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, Научно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (495) 602-83-01, e-mail: rio@vniizht.ru, www.vniizht.ru.