

УДК 629.4.027.3

## Оптимизация параметров рессорного подвешивания и оценка показателей динамических качеств моторного вагона высокоскоростного электропоезда

**А. Н. Савоськин, Н. С. Лавлинская**

Российский университет транспорта (МИИТ), Россия, 127994, Москва, ул. Образцова, 9, стр. 9

**Для цитирования:** Савоськин А. Н., Лавлинская Н. С. Оптимизация параметров рессорного подвешивания и оценка показателей динамических качеств моторного вагона высокоскоростного электропоезда // Бюллетень результатов научных исследований. 2026. Вып. 2. С. 118–132. DOI: 10.20295/2223-9987-2026-2-118-132

### Аннотация

**Цель:** реализация федерального проекта по развитию высокоскоростных железнодорожных магистралей требует создания экипажей, отвечающих высоким требованиям к показателям динамических качеств. В ранее выполненных работах были получены параметры рессорного подвешивания моторного вагона высокоскоростного электропоезда на четырех одноосных тележках по результатам исследования его боковых колебаний. Целью данной работы является оптимизация параметров рессорного подвешивания для пространственной модели экипажа, учитывающей нестационарные случайные процессы вертикальных и горизонтальных колебаний кузова и тележек, тяговых передач, а также выполняющей количественную оценку показателей динамических качеств вагона. **Методы:** оптимизация параметров рессорного подвешивания проводилась методами свертки и Нелдера — Мида. В качестве критериев оптимизации были приняты такие показатели динамических качеств, как коэффициенты динамики и суммарные ускорения кузова в шкворневых точках. Обработка результатов моделирования выполнялась вероятностными методами. **Результаты:** были получены оптимальные значения параметров рессорного подвешивания, которые обеспечивают движение экипажа со скоростями до 125 м/с (450 км/ч). Рассмотрены особенности определения коэффициента динамики третьей ступени рессорного подвешивания и плавности хода. Приведены графики двумерных спектральных плотностей деформаций и сил в третьей ступени рессорного подвешивания, а также поперечных ускорений кузова. Приведен двумерный график модуля динамической жесткости третьей ступени рессорного подвешивания. Приведены количественная оценка показателей динамических качеств оптимизированной системы и графические зависимости этих показателей от скорости движения экипажа. Установлено, что зависимости показателей динамических качеств от скорости движения перспективной тележки после достижения максимума значений начинают снижаться в отличие от монотонно возрастающих зависимостей, свойственных типовым конструкциям тележек. **Практическая значимость:** результаты работы имеют значение для развития высокоскоростного железнодорожного движения и могут быть использованы при разработке конструкторской документации на тележку вагона высокоскоростного электропоезда.

**Ключевые слова:** высокоскоростной электропоезд, тележка, рессорное подвешивание, оптимизация параметров, нестационарные случайные процессы, показатели динамических качеств

### Введение

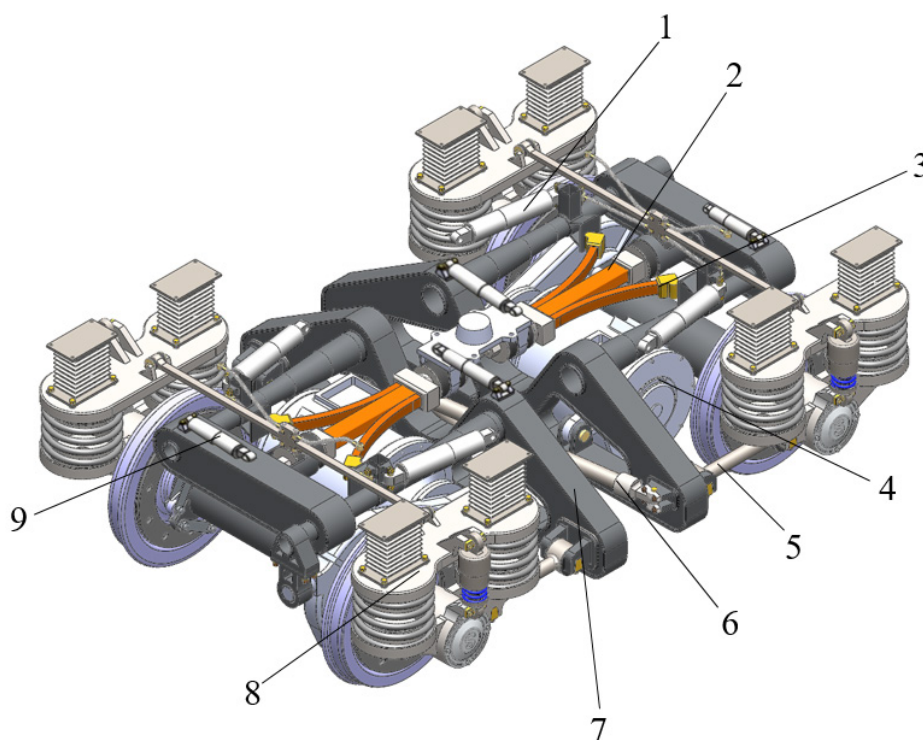
В нашей стране в настоящее время активно идет реализация федерального проекта «Развитие высокоскоростных железнодорожных магистралей», утвержденного Президентом Российской Федерации. Первым этапом развития является строительство высокоскоростной магистрали Москва — Санкт-Петербург, запуск

в эксплуатацию которой планируется на 2028 год. В долгосрочной перспективе также планируется построить высокоскоростные магистрали на южном направлении (от Москвы до Адлера через Рязань), восточном (от Москвы до Екатеринбурга через Нижний Новгород и Казань) и западном (от Москвы до Минска).

В связи с этим возникает актуальная задача по оснащению парка пассажирского подвижного состава новыми высокоскоростными поездами, которые будут обеспечивать соответствие повышенным требованиям. Таким требованиям отвечает перспективная тележка, разработанная на кафедре «Электропоезда и локомотивы» Российского университета транспорта (РУТ-МИИТ).

### Постановка задачи

Объектом данного исследования является моторный вагон высокоскоростного электропоезда на четырех одноосных, попарно сочлененных тележках (рис. 1). Эти тележки оснащены трехступенчатым рессорным подвешиванием. Третья ступень обеспечивает непосредственную передачу веса кузова на буксы колесных пар, что при соответствующем подборе параметров рессорного подвешивания переводит рамы тележек в режим работы динамического гасителя колебаний [1], улучшая показатели динамических качеств вагона.

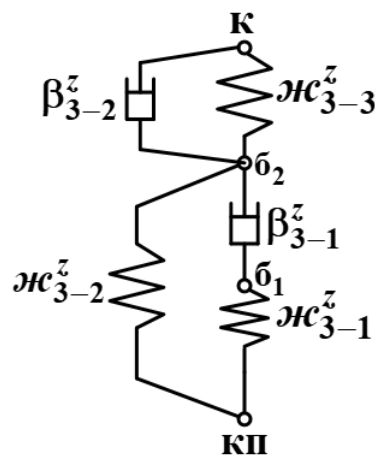


**Рис. 1.** Моторная тележка высокоскоростного электропоезда с осевой схемой

- $1_0 + 1_0 - 1_0 + 1_0$ : 1 — продольный гаситель колебаний; 2 — продольная тяга; 3 — возвращающее устройство; 4 — тяговый электродвигатель; 5 — тяговый поводок; 6 — диагональная тяга; 7 — рама тележки; 8 — рессорный комплект третьей ступени; 9 — поперечный гаситель колебаний

В отличие от предложенной ранее конструкции [2] в первой (буксовой) ступени рессорного подвешивания рассматриваемой в данной работе тележки композитные рессоры заменены тяговыми поводками (5) с резинометаллическими сайлентблоками. Кроме того, во второй ступени продольно расположенные гасители колебаний виляния (1) дополнены гасителями колебаний относительного (9).

Расчетная схема третьей ступени рессорного подвешивания тележки (рис. 2) представляет собой систему, включающую две основные пружины суммарной жесткостью  $ж_{3-2}^z$ , вспомогательную пружину с жесткостью  $ж_{3-1}^z$ , гидравлический гаситель с коэффициентом демпфирования  $\beta_{3-1}^z$  и резинометаллический блок, представленный как параллельно установленные пружина с жесткостью  $ж_{3-3}^z$  и гидравлический гаситель с коэффициентом демпфирования  $\beta_{3-2}^z$ .



**Рис. 2.** Комплект третьей ступени рессорного подвешивания: кп — колесная пара;  $б_1$  — первая безмассовая точка;  $б_2$  — вторая безмассовая точка; к — кузов

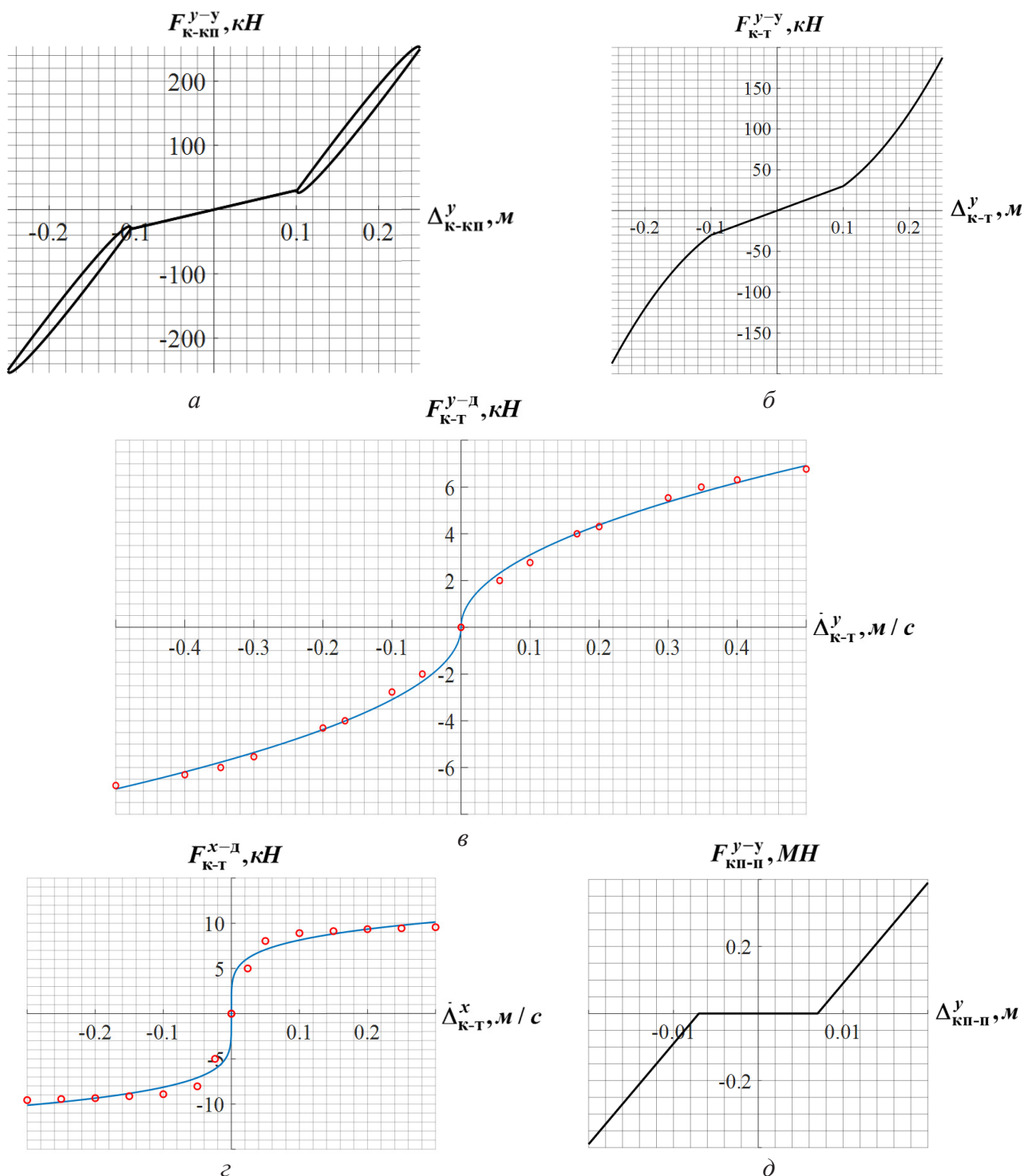
Динамическая жесткость комплекта третьей ступени  $ж_{д3}^z(j\omega)$  была определена аналогично [3, стр. 33].

Для исследования динамических процессов колебаний такого экипажа была разработана математическая модель его пространственных колебаний, которая имеет 65 степеней свободы и включает в себя вертикальные и горизонтальные колебания твердых тел, входящих в состав экипажа, а также крутильные колебания в тяговой передаче [4]. При разработке модели были учтены нелинейные силовые характеристики, представленные на рис. 3.

В отличие от работы [5], в которой было выполнено решение задачи оптимизации параметров рессорного подвешивания при горизонтальных колебаниях, в данной работе решение этой задачи было выполнено для пространственной модели колебаний.

Для того чтобы задачу многокритериальной оптимизации свести к задаче однокритериальной оптимизации, был использован *метод свертки*. В результате задача оптимизации была сведена к однокритериальной, и для дальнейших

расчетов использовался *метод однокритериальной оптимизации Нелдера — Мида* (метод деформируемого многогранника, или симплекс-метод) [6], рекомендованный в [7].



**Рис. 3.** Нелинейные силовые характеристики: *a* — поперечная характеристика рессорного комплекта третьей ступени; *б* — характеристика возвращающего устройства; *в* — характеристика поперечного гасителя колебаний; *г* — характеристика продольного гасителя колебаний; *д* — упругая характеристика рельсового пути в поперечном направлении

Для оптимизации были выбраны 11 параметров рессорного подвешивания (5 вертикальных и 6 горизонтальных). За критерии оптимизации были приняты максимальные значения коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики всех трех ступеней рессорного подвешивания  $k_{д1}^B, k_{д2}^B, k_{д3}^B, k_{д1}^Г, k_{д2}^Г$  и  $k_{д3}^Г$ , а также максимальные значения суммарных вертикальных и горизонтальных ускорений кузова в шкворневых точках  $\ddot{z}_k^\Sigma$  и  $\ddot{y}_k^\Sigma$ .

Ввиду того что кузов вагона опирается непосредственно на буксы колесных пар, статические нагрузки первой и второй ступеней рессорного подвешивания значительно уменьшились по сравнению с типовыми тележками, имеющими двухступенчатое рессорное подвешивание. С учетом этого за допустимое значение коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики ступеней рессорного подвешивания была принята величина 0,3.

За допустимое значение суммарных вертикальных и горизонтальных ускорений кузова в шкворневых точках была принята величина  $0,25g$ , где  $g$  — ускорение свободного падения.

Показатели динамических качеств оценивались по результатам расчетов вынужденных колебаний модели экипажа. В качестве возмущения колебаний использовались реализации вертикальных и горизонтальных случайных неровностей левого и правого рельса, сгенерированные по упрощенной методике, предложенной авторами в [8]. За исходные данные (начальные точки) для оптимизации были приняты параметры, приведенные в [5]. В результате предварительного анализа модели с исходными значениями параметров были выявлены скорости с наихудшими показателями: 125 м/с — для горизонтальных показателей и 100 м/с — для вертикальных.

Оптимизация проводилась в два этапа. На *первом этапе* оптимизация проводилась отдельно, вначале для вертикальных, затем и для горизонтальных колебаний при скоростях движения с наихудшими показателями. За целевую функцию на этом этапе была принята функция суммарной интенсивности выбросов случайных процессов показателей качества за допустимую область [7, 9]:

$$Ц_I = \sum_{i=1}^n f_c(u_i) \exp \left\{ -\frac{[u_i]}{2S_{u_i}} \right\}, \quad (1)$$

где  $[u_i]$  — допустимое значение  $i$ -го показателя качества;

$S_{u_i}$  и  $f_c(u_i)$  — среднее квадратическое отклонение и эффективная частота случайного процесса  $i$ -го показателя качества [7, 10, 11].

На *втором этапе* оптимизация проводилась на полной модели экипажа при всех скоростях движения. За целевую функцию на втором этапе была принята функция суммарных допустимых потерь [7]:

$$Ц_{II} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \frac{u_i - u_i^*}{[u_i] - u_i^*} \right)^2}, \quad (2)$$

где  $[u_i]$  и  $u_i^*$  — допустимое и минимальное значения  $i$ -го показателя, найденные на первом этапе оптимизации;

$u_i$  — значение  $i$ -го показателя качества, который определялся как среднее значение абсолютного максимума случайного процесса:

$$\bar{H}_a(u_i) = S_{u_i} \left( \sqrt{2 \ln f_e(u_i) t_p} + \frac{1}{\sqrt{2 \ln f_e(u_i) t_p}} \right). \quad (3)$$

Полученные в результате оптимизации параметры рессорного подвешивания моторного вагона представлены в таблице.

**ТАБЛИЦА. Исходные и оптимальные параметры рессорного подвешивания моторного вагона высокоскоростного электропоезда**

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение параметра	Исходное значение параметра	Значение параметра после оптимизации	Единица измерения
1	Вертикальная жесткость вспомогательной пружины третьей ступени рессорного подвешивания	$ж_{3-1}^z$	800	1400	кН/м
2	Вертикальная жесткость основных пружин третьей ступени рессорного подвешивания	$ж_{3-2}^z$	550	280	кН/м
3	Коэффициент демпфирования вертикального гасителя колебаний третьей ступени рессорного подвешивания	$\beta_{3-1}^z$	20	18	кН/м·с
4	Вертикальная жесткость резинометаллических шарниров буксового поводка	$ж_1^z$	100	45	кН/м
5	Вертикальный коэффициент демпфирования резинометаллических шарниров буксового поводка	$\beta_1^z$	3800	500	Н/м·с
6	Поперечная жесткость возвращающего устройства	$ж_2^y$	300	1050	кН/м
7	Поперечная жесткость основных пружин третьей ступени рессорного подвешивания	$ж_{3-2}^y$	300	370	кН/м
8	Коэффициент демпфирования продольного гасителя колебаний	$\beta_2^x$	18 300	38 000	$H \cdot \sqrt{\frac{c}{M}}$
9	Коэффициент демпфирования поперечного гасителя колебаний	$\beta_2^y$	9885	8500	$H \cdot \sqrt{\frac{c}{M}}$

## Окончание таблицы

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение параметра	Исходное значение параметра	Значение параметра после оптимизации	Единица измерения
10	Поперечная жесткость резинометаллических шарниров буксового поводка	$ж_1^y$	140	70	кН/м
11	Поперечный коэффициент демпфирования резинометаллических шарниров буксового поводка	$\beta_1^y$	45 000	700	Н/м·с

## Определение показателей динамических качеств оптимизированной системы

В процессе оптимизации расчет вероятностных характеристик отдельных координат в первом приближении выполнялся по формулам, применимым для эргодических случайных процессов [10, 11], так как процедура усреднения по множеству реализаций, необходимая для нелинейной системы, требует больших временных затрат. Однако эргодическая теорема неприменима для нелинейных систем. Поэтому окончательная количественная оценка показателей динамических качеств оптимизированной системы выполнялась на основе усреднения по множеству реализаций во всем диапазоне скоростей движения [12]. При этом за величину дисперсии принималось среднее значение абсолютного максимума случайного процесса дисперсии:

$$S_{u_i}^2(t) = \bar{H}_a [S_{u_i}^2(t)] = \overline{S_{u_i}^2(t)} + S[S_{u_i}^2(t)] \left\{ \sqrt{2 \ln f_e [S_{u_i}^2(t)] t_p} + \frac{1}{\sqrt{2 \ln f_e [S_{u_i}^2(t)] t_p}} \right\}. \quad (4)$$

Эффективную частоту нестационарного случайного процесса колебаний предложено определять по двумерной нормированной спектральной плотности:

$$f_e(u_i) = 4 \sqrt{\int_0^\infty \int_0^\infty f_1^2 f_2^2 g_{u_i}(f_1, f_2) df_1 df_2}. \quad (5)$$

Максимальные динамические силы  $F_{дmax}$  и максимальные суммарные вертикальные  $\ddot{z}_k^\Sigma$  и поперечные  $\dot{y}_k^\Sigma$  ускорения кузова вычислялись по формуле (3) как среднее значение абсолютного максимума соответствующих случайных процессов, полученных в результате моделирования. Показатели плавности хода вычислялись по спектральным плотностям соответствующих ускорений. Коэффициенты динамики определяются по известной формуле [3, 13].

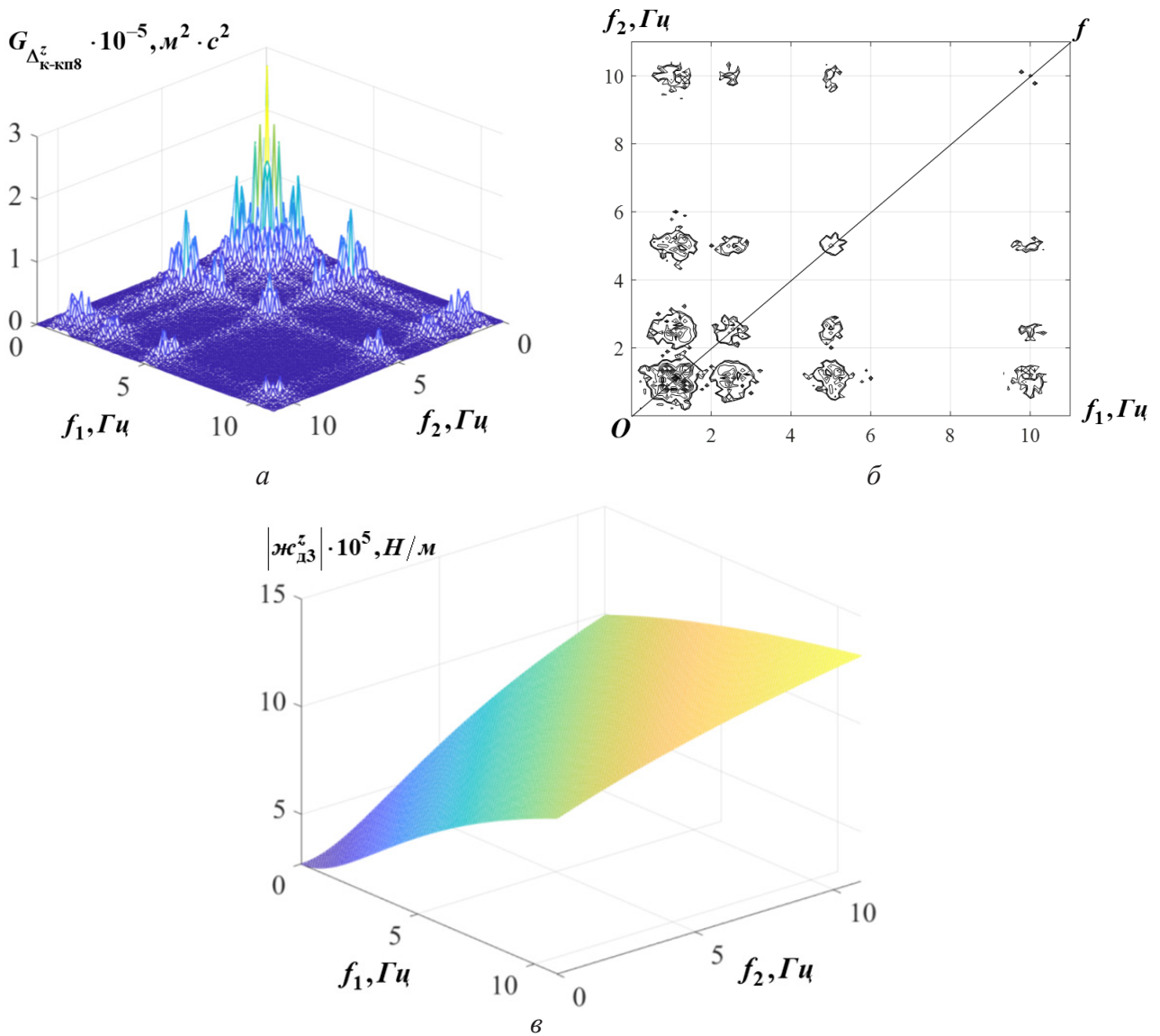
Спектральная плотность динамической силы третьей ступени определялась как

$$G_{F_{к-кш}}^z(f_1, f_2) = |ж_{д3}^z(jf_1, jf_2)|^2 G_{\Delta_{к-кш}}^z(f_1, f_2). \quad (6)$$

Спектральная плотность деформации третьей ступени рессорного подвешивания  $G_{\Delta_{к-кп8}}^z(f_1, f_2)$  (рис. 4, а) определяется как произведение дисперсии  $S_{\Delta_{к-кп8}}^2$  на нормированную спектральную плотность  $g_{\Delta_{к-кп8}}^z(f_1, f_2)$ :

$$G_{\Delta_{к-кп8}}^z(f_1, f_2) = S_{\Delta_{к-кп8}}^2 \cdot g_{\Delta_{к-кп8}}^z(f_1, f_2), \tag{7}$$

где  $S_{\Delta_{к-кп8}}^2 = \bar{H}_a \left[ S_{\Delta_{к-кп8}}^z(t) \right]$  определяется по формуле (4).

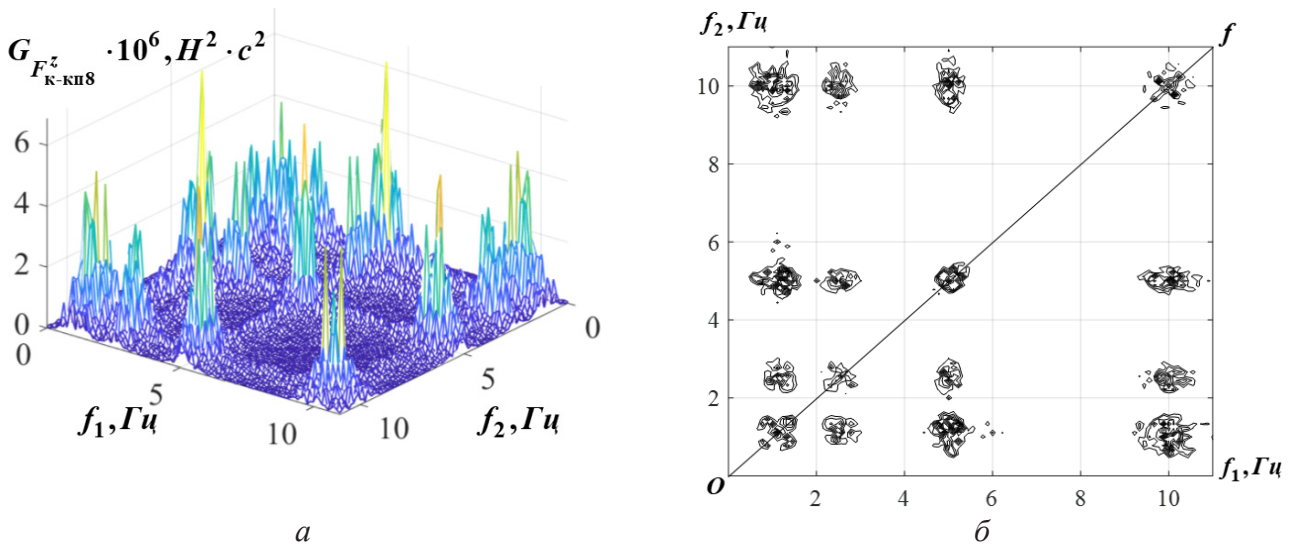


**Рис. 4.** Спектральная плотность деформации третьей ступени при скорости движения 125 м/с (а), ее вид сверху (б) и модуль динамической жесткости комплекта третьей ступени (в)

Спектральная плотность  $G_{\Delta_{к-кп8}}^z(f_1, f_2)$ , вычисленная при максимальной скорости движения 125 м/с (рис. 4, а и б), имеет основные максимумы на частотах  $f_{o1} = 0,83$  Гц,  $f_{o2} = 1,25$  Гц,  $f_{o3} = 2,5$  Гц,  $f_{o4} = 5$  Гц и  $f_{o5} = 10$  Гц.

Модуль динамической жесткости  $|ж_{д3}^z(jf_1, jf_2)|$  (рис. 4, в) имеет вид поверхности, симметричной относительно диагонали. Ординаты графика  $|ж_{д3}^z(jf_1, jf_2)|$  возрастают с увеличением частоты.

Спектральная плотность динамической силы третьей ступени восьмой буквы при максимальной скорости движения 125 м/с  $G_{F_{к-кп8}^z}(f_1, f_2)$  (рис. 5) была найдена по формуле (12). Она имеет те же максимумы, что и  $G_{\Delta_{к-кп8}^z}(f_1, f_2)$ , однако высоко-частотные максимумы проявились более явно вследствие увеличения значений динамической жесткости на этих частотах.



**Рис. 5.** Спектральная плотность динамических сил третьей ступени (а) и ее вид сверху (б) при скорости движения 125 м/с

Максимальные динамические силы  $F_{к-кп8 \max}^z$  третьей ступени рессорного подвешивания вычислялись по их спектральной плотности  $G_{F_{к-кп8}^z}(f_1, f_2)$  по известным формулам [7].

Показатели плавности хода в вертикальном  $W_z$  и горизонтальном поперечном  $W_y$  направлении вычислялись для вагона с оптимальными параметрами рессорного подвешивания по формулам [3, 13]:

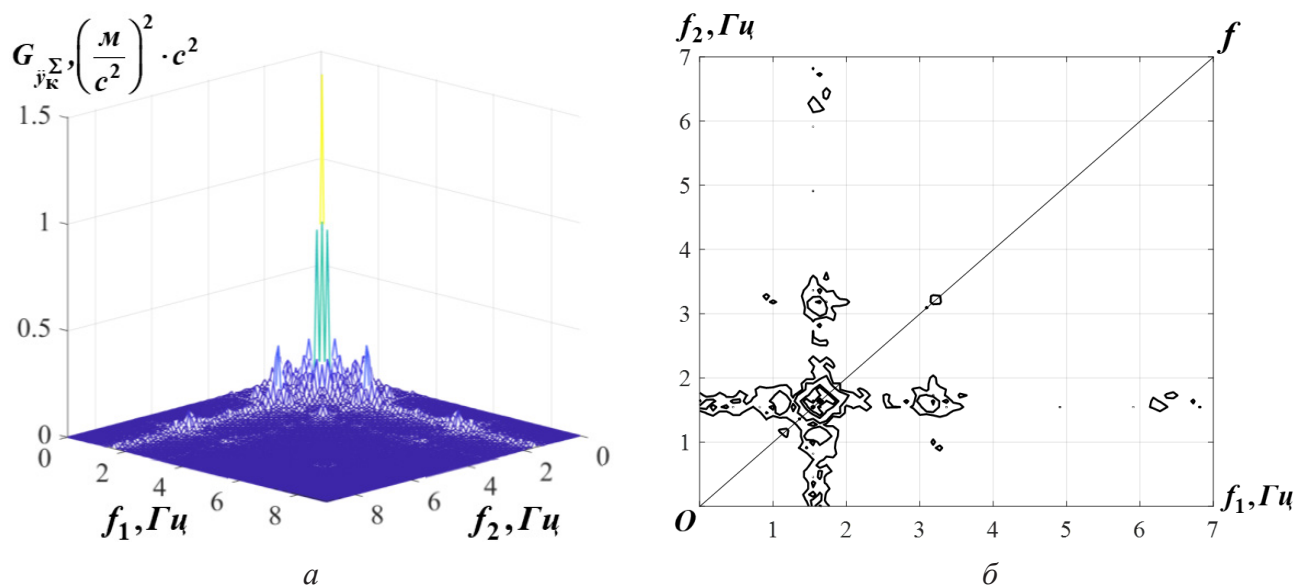
$$W_z = 4,346 \times 6,67 \sqrt{\int_{f_n}^{f_B} \int_{f_n}^{f_B} A_{\Phi}^{6,67}(f_1, f_2) \cdot (f_1 + f_2)^{-0,667} \cdot G_{z_{\Sigma}^z}(f_1, f_2) df_1 df_2}; \quad (8)$$

$$W_y = 4,676 \times 6,67 \sqrt{\int_{f_n}^{f_B} \int_{f_n}^{f_B} A_{\Phi}^{6,67}(f_1, f_2) \cdot (f_1 + f_2)^{-0,667} \cdot G_{y_{\Sigma}^z}(f_1, f_2) df_1 df_2}, \quad (9)$$

где  $A_{\Phi}(f_1, f_2)$  — двумерная нормированная амплитудно-частотная характеристика корректирующего физиологического фильтра [13].

Спектральные плотности суммарных ускорений  $G_{\ddot{y}_k^\Sigma}(\dot{y}_k^\Sigma)(f_1, f_2)$  вычислялись аналогично (7).

Для примера на рис. 6 представлена спектральная плотность суммарных горизонтальных ускорений кузова  $G_{\ddot{y}_k^\Sigma}(f_1, f_2)$  в шкворневой точке  $\ddot{y}_k^\Sigma(t) = \ddot{y}_k(t) - a_1 \ddot{\phi}_k^z(t)$  при скорости движения 80 м/с.



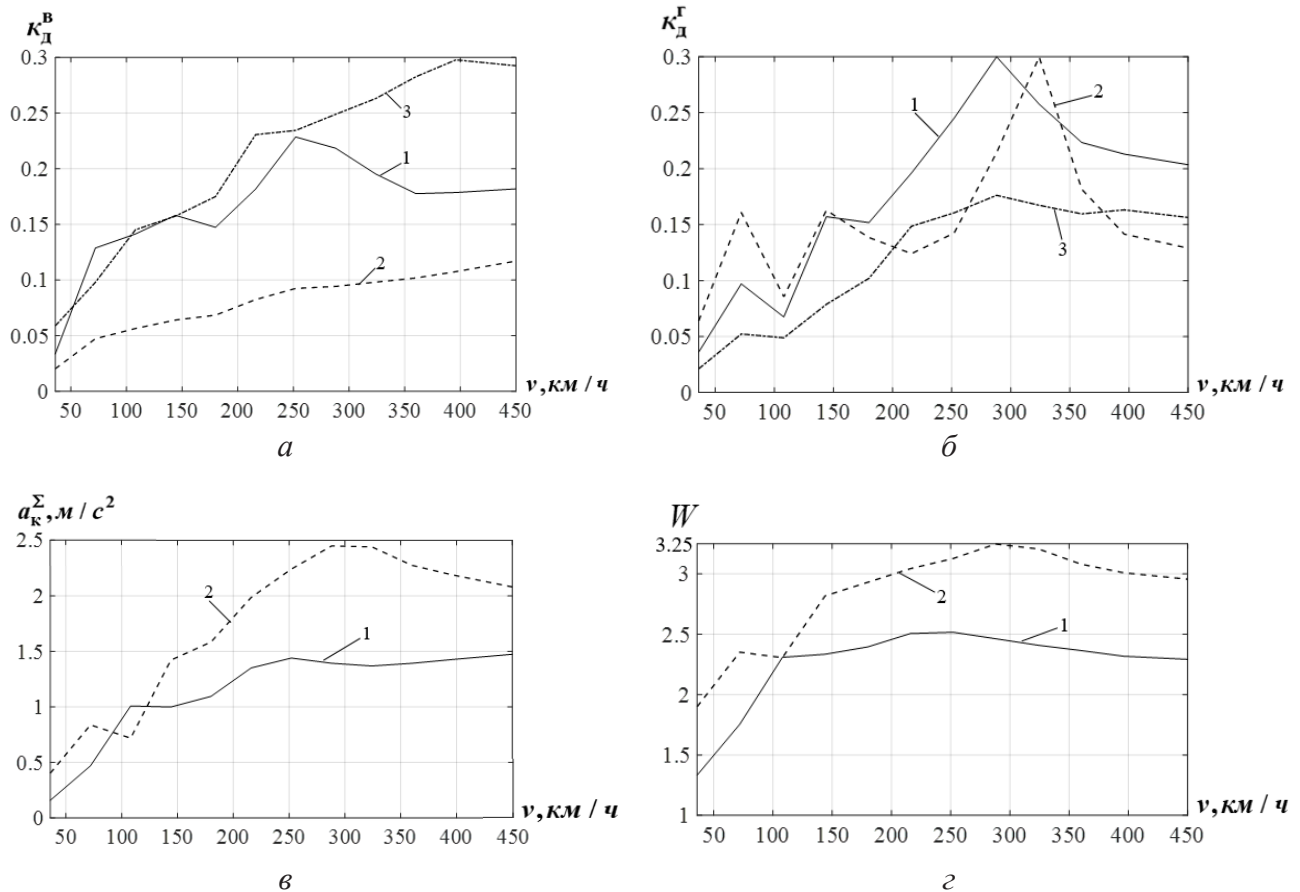
**Рис. 6.** Спектральная плотность суммарных горизонтальных ускорений кузова в шкворневой точке при скорости движения 80 м/с (а) и ее вид сверху (б)

Спектральная плотность  $G_{\ddot{y}_k^\Sigma}(f_1, f_2)$  при скорости движения 80 м/с (рис. 6, б) имеет основные максимумы на частотах  $f_{o1} = 1,6$  Гц и  $f_{o2} = 3,2$  Гц.

## Результаты

Графики зависимостей показателей динамических качеств системы с оптимизированными параметрами от скорости движения представлены на рис. 7. Почти все показатели качества достигают максимумов при определенной скорости, а затем начинают снижаться. Это является особенностью рассматриваемой тележки с трехступенчатым рессорным подвешиванием и обусловлено переходом рамы тележки в режим работы динамического гасителя колебаний.

Так, например, коэффициент вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания имеет максимум на скорости 252 км/ч, а коэффициент вертикальной динамики третьей ступени — на скорости 396 км/ч. На этих же скоростях большие значения имеют и суммарные вертикальные ускорения кузова. Коэффициенты горизонтальной динамики и суммарные горизонтальные ускорения кузова имеют максимумы на скоростях 288 и 324 км/ч. В отличие от этого значения показателей динамических качеств подвижного состава с типовыми тележками практически монотонно возрастают с ростом скорости движения.

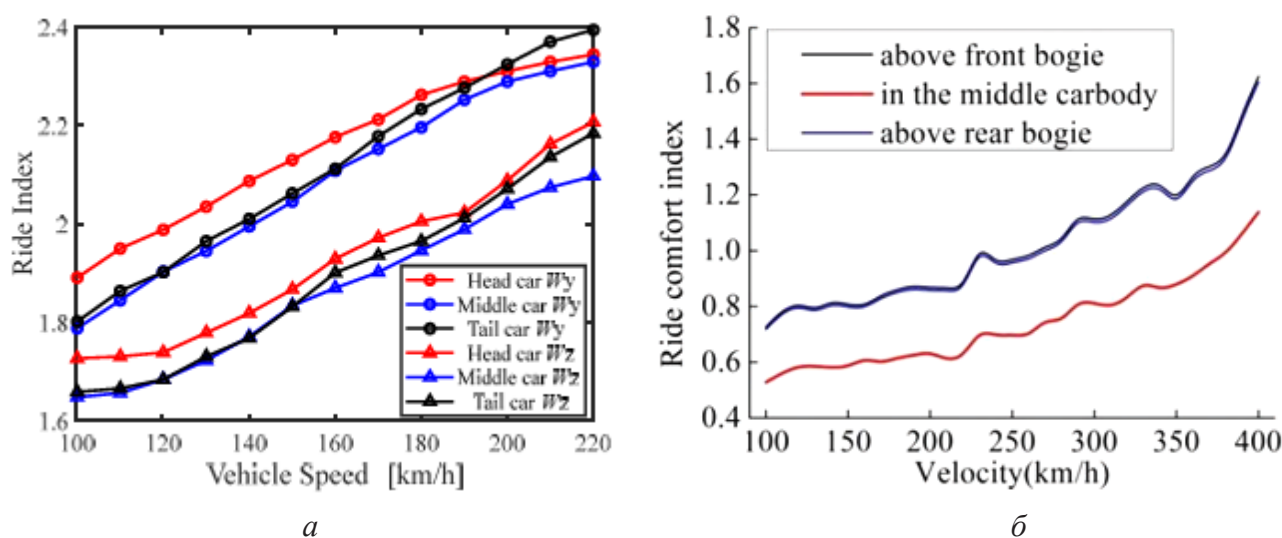


**Рис. 7.** Показатели динамических качеств оптимизированной системы:

- a* — коэффициент вертикальной динамики;
- б* — коэффициент горизонтальной динамики (кривая 1 — первой ступени, кривая 2 — второй ступени, кривая 3 — третьей ступени);
- в* — суммарные ускорения кузова в шкворневых точках (кривая 1 — вертикальные, кривая 2 — горизонтальные);
- г* — показатели плавности хода (кривая 1 — в вертикальном направлении, кривая 2 — в горизонтальном поперечном направлении)

Так, например, на рис. 8 приведены графики показателей плавности хода, полученные китайскими исследователями при моделировании динамических процессов двух высокоскоростных поездов: типа CRH (рис. 8, *a*) и неуказанного типа (рис. 8, *б*) [14, 15].

Найденные по результатам расчетов значения коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики всех трех ступеней не превышают значения 0,3. Суммарные вертикальные и горизонтальные максимальные ускорения кузова в шкворневых точках не превышают значения 0,25g (рис. 7, *в*). Показатели плавности хода (рис. 7, *г*) не превышают нормативных значений [13].



**Рис. 8.** Показатели плавности хода в зависимости от скорости движения (км/ч):  
 а — высокоскоростного поезда CRH [14], б — высокоскоростного поезда  
 неуказанного типа [15]

## Заключение

Полученные в результате оптимизации параметры рессорного подвешивания моторного вагона высокоскоростного электропоезда на четырех одноосных, попарно сочлененных тележках предложенной конструкции обеспечивают соответствие заданным допустимым значениям показателей динамических качеств и могут быть использованы для разработки конструкторской документации.

## Список источников

1. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний: учебное пособие. 2-е изд., перераб. М.: Наука, 1980. 272 с.
2. Высокоскоростная тележка для рельсового экипажа: патент на изобретение RU 2613642 С1 Российская Федерация, МПК В61F 5/00. № 2015155956 / Левин Б. А., Савоськин А. Н., Акишин А. А., Ершов А. О.; заявл. 25.12.2015; опубл. 21.03.2017.
3. Механическая часть тягового подвижного состава: учебник / И. В. Бирюков [и др.]; под ред. И. В. Бирюкова. М.: Транспорт, 1992. 440 с.
4. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков [и др.]. М.: Транспорт, 1986. 256 с.
5. Акишин А. А. Горизонтальные колебания и движение в кривых моторного вагона электропоезда на четырех одноосных тележках с пневмоподвешиванием: дис. ... канд. техн. наук. М., 2015. 355 с.
6. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. М.: Мир, 1975. 534 с.
7. Савоськин А. Н., Бурчак Г. П., Бондаренко Д. А. Вероятностные методы в задачах динамики, прочности и безотказности рельсовых экипажей. М.: Альянс, 2022. 612 с.

8. Савоськин А. Н., Лавлинская Н. С. Генерирование геометрических неровностей как случайных возмущений, вызывающих колебания рельсовых экипажей // Вестник ВНИИЖТ. 2024. № 83 (1). С. 24–39. DOI: 10.21780/2223-9731-2024-83-1-24-39. EDN IRNFWN
9. Болотин В. В. Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 335 с.
10. Вентцель Е. С. Теория вероятностей: учебник для вузов. 6-е изд., стер. М.: Высшая школа, 1999. 576 с.
11. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Прикладные задачи теории вероятностей. М.: Радио и связь, 1983. 416 с.
12. Материалы XVIII Международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты» (Санкт-Петербург, 9–12 июля 2025 года). СПб.: ПГУПС, 2026.
13. ГОСТ 33796-2016. Моторвагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам. М.: Стандартиформ, 2016. 41 с.
14. Multibody System Dynamics Modelling and Simulation of a High-Speed Train for Its Suspension Optimization / Y. Wu [et al.] // Vibroengineering Procedia. 2023. Vol. 50. Pp. 70–76.
15. Study on Suspension Parameters Selection of Suspended Equipment under Carbody for High-speed Train Considering Multi-excitation Condition / M. Xu [et al.] // World Scientific Research Journal. 2025. No. 11 (6). Pp. 36–52.

Дата поступления: 01.05.2026

Решение о публикации: 05.06.2026

**Контактная информация:**

САВОСЬКИН Анатолий Николаевич — доктор техн. наук, профессор; [elmechtrans@mail.ru](mailto:elmechtrans@mail.ru)

ЛАВЛИНСКАЯ Наталия Сергеевна — аспирант; [lav.nata@mail.ru](mailto:lav.nata@mail.ru)

## **Optimization of Spring Suspension Parameters and Evaluation of Dynamic Performance of a High-Speed Electric Train Car**

**A. N. Savos'kin, N. S. Lavlinskaya**

Russian University of Transport (MIIT), bldg. 9, 9 Obraztsova st., Moscow, 127994, Russia

**For citation:** Savos'kin A. N., Lavlinskaya N. S. Optimization of Spring Suspension Parameters and Evaluation of Dynamic Performance of a High-Speed Electric Train Car // Bulletin of Scientific Research Results, 2026, iss. 2, pp. 118–132. DOI: 10.20295/2223-9987-2026-2-118-132 (In Russian)

**Abstract**

**Objective:** implementation of the federal project for the development of high-speed railways requires the development of carriages that meet high dynamic performance requirements. Previously, spring suspension parameters for a high-speed electric train car on four single-axle bogies were determined based on lateral oscillations. The objective of this study is to optimize the spring suspension parameters for a spatial model of

a carriage taking into account non-stationary random processes of vertical and horizontal oscillations of the car body and bogies, traction drives, and to perform a quantitative assessment of the car's dynamic performance indicators. **Methods:** optimization of the spring suspension parameters was carried out using the convolution and Nelder-Mead methods. Dynamic performance indicators such as dynamic coefficients and total body accelerations at the "pivot" points were adopted as optimization criteria. Probabilistic methods were used to process the modeling results. **Results:** optimal values for the spring suspension parameters were obtained, which ensure carriage movement at speeds of up to 125 m/s (450 km/h). The features of determining the dynamic coefficient of the third stage of the spring suspension and ride comfort are considered. The paper presents graphs of two-dimensional spectral densities of deformations and forces in the third stage of the spring suspension, as well as lateral accelerations of the car body. A two-dimensional graph of the dynamic rigidity modulus of the third stage of the spring suspension is also presented. A quantitative assessment of the dynamic performance indicators of the optimized system and graphical dependences of these indicators on the vehicle speed are presented. It is established that the dependences of the dynamic performance indicators on the vehicle speed of the prospective bogie begin to decrease after reaching a maximum value, in contrast to the monotonically increasing dependences inherent in standard bogie designs. **Practical importance:** the results of this study are important for the development of high-speed railways and can be used in the development of design documentation for the bogie of a high-speed electric train.

**Keywords:** high-speed electric train, bogie, spring suspension, parameter optimization, non-stationary random processes, dynamic performance indicators

## References

1. Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mekhanicheskikh kolebanij: uchebnoe posobie [Introduction to the Theory of Mechanical Oscillations: A Textbook], 2nd edition, revised, Moscow, Nauka, 1980, 272 p. (In Russian)
2. Patent no. RU 2613642 C1. Russian Federation, МИК B61F 5/00. Vysokoskorostnaya teleshka dlya rel'sovogo ekipazha [High-Speed Bogie for Rail Vehicles], no. 2015155956, B. A. Lyovin, A. N. Savos'kin, A. A. Akishin, A. O. Ershov: appl. December 25, 2015; publ. March 31, 2017. (In Russian)
3. Biryukov I.V., et al. Mekhanicheskaya chast' tyagovogo podvizhnogo sostava: uchebnik [Mechanical Part of Traction Rolling Stock: A Textbook], Moscow, Transport, 1992, 440 p. (In Russian)
4. Biryukov I.V., et al. Tyagovye peredachi elektropodvizhnogo sostava zheleznykh dorog [Traction Drives for Electric Rolling Stock of Railways], Moscow, Transport, 1986, 256 p. (In Russian)
5. Akishin A.A. Gorizontaľnye kolebaniya i dvizhenie v krivykh motornogo vagona elektropoezda na chetyrekh odnoosnykh teleshkakh s pnevmopodveshivaniem [Horizontal Oscillations and Movement in Curves of a Motor Car of an Electric Train on Four Single-Axle Bogies with Pneumatic Suspension]: dis. ... PhD in Engineering, Moscow, 2015, 355 p. (In Russian)
6. Khimmel'blau D. Prikladnoe nelinejnoe programmirovaniye [Applied Non-Linear Programming], Moscow, Mir, 1975, 534 p. (In Russian)
7. Savos'kin A. N., Burchak G.P., Bondarenko D.A. Veroyatnostnye metody v zadachakh dinamiki, prochnosti i bezotkaznosti rel'sovykh ekipazhej [Probabilistic Methods in the Problems of Railway Vehicle Dynamics, Strength and Reliability], Moscow, Alliance Publishing, 2022, 612 p. (In Russian)
8. Savos'kin A.N., Lavlinskaya N.S. Generirovaniye geometricheskikh nerovnostej kak sluchajnykh vozmushchenij, vyzyvayushchikh kolebaniya rel'sovykh ekipazhej [Generating

Geometric Irregularities as Random Disturbances Causing Railway Vehicle Oscillations], *Vestnik Nauchnoissledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta [The Russian Railway Science Journal]*, 2024, no. 83 (1), pp. 24–39. URL: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2024-83-1-24-39>. EDN: <https://elibrary.ru/irnfwn> (In Russian)

9. Bolotin V.V. Sluchajnye kolebaniya uprugikh system [Random Vibrations of Elastic Systems], Moscow, Nauka, 1979, 335 p. (In Russian)

10. Venttsel' E.S. Teoriya veroyatnostej: ucheb. dlya vuzov [Probability Theory: A Textbook], 6th ed., Moscow, Vysshaya Shkola [Higher School], 1999, 576 p. (In Russian)

11. Venttsel' E.S., Ovcharov L.A. Prikladnye zadachi teorii veroyatnostej [Applied Problems of Probability Theory], Moscow, Radio i svyaz' [Radio and Communication], 1983, 416 p. (In Russian)

12. Materialy XVIII Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferentsii "Podvizhnoj sostav XXI veka: idei, trebovaniya, proekty" [Proceedings of the XVIII International Scientific and Technical Conference "Rolling Stock of the XXI Century: Ideas, Requirements, Projects"], Saint Petersburg, July 9–12, 2025, Emperor Alexander I Petersburg State Transport University, 2026. (In Russian)

13. GOST 33796-2016. Motorvagonnyj podvizhnoj sostav. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam [Motor-Car Rolling Stock. Strength and Dynamic Performance Requirements], Moscow, Standartinform, 2016, 41 p. (In Russian)

14. Wu Y., et al. Multibody System Dynamics Modelling and Simulation of a High-Speed Train for Its Suspension Optimization, *Vibroengineering Procedia*, vol. 50, September 2023, pp. 70–76.

15. Xu M., et al. Study on Suspension Parameters Selection of Suspended Equipment under Carbody for High-Speed Train Considering Multi-Excitation Condition, *World Scientific Research Journal*, no. 11 (6), 2025, pp. 36–52.

Received: May 01, 2026

Accepted: June 05, 2026

**Author's information:**

Anatoly N. SAVOS'KIN — Dr. Sci. in Engineering, Professor; [elmechtrans@mail.ru](mailto:elmechtrans@mail.ru)

Natalia S. LAVLINSKAYA — Postgraduate Student; [lav.nata@mail.ru](mailto:lav.nata@mail.ru)