

Транспортные системы Transport systems

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.4.015:625.03

doi: 10.30987/2782-5957-2025-7-55-62

ПУТИ СНИЖЕНИЯ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ СКОРОСТНЫХ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ В КРИВЫХ УЧАСТКАХ ПУТИ

Василий Витальевич Березин^{1✉}, Андрей Владимирович Спиров², Юрий Алексинович Панин³, Тимур Валерьевич Кулув⁴, Тимофей Викторович Ляшенко⁵

^{1,2,3,4,5} Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), Коломна, Россия

¹ berezin-vv@vnikti.com

² spirov-av@vnikti.com

³ panin-ua@vnikti.com

⁴ kuluv-tv@vnikti.com

⁵ lyashenko-tv@vnikti.com

Аннотация

Описаны конструктивные решения модернизации экипажа скоростных электропоездов, оказывающих высокий уровень силового воздействия на путь в кривых участках. Решения предусматривают замену кассетных подшипников на роликовые радиальные сферические двухрядные, установку новых букс с поводком на сферическом шарнире, замену штатного сайлентблока на комбинированный с зазорами, обеспечивающего радиальную установку колесных пар в кривых. Представлены результаты моделирования, подтверждающие эффектив-

ность предложенных решений. Установлено, что последний вариант наиболее рационален и может быть реализован в ремонтных депо. Он уменьшает боковые силы в кривых и износ колёс. Для гашения колебаний целесообразно использовать фрикционные гасители, которые в сочетании с гидравлическими демпферами обеспечивают плавность хода даже на высоких скоростях.

Ключевые слова: электропоезд, экипажная часть, буксовые узлы, кузов, моделирование, эффективность.

Ссылка для цитирования:

Березин В.В. Пути снижения силового воздействия скоростных электропоездов в кривых участках пути / В.В. Березин, А.В. Спиров, Ю.А. Панин, Т.В. Кулув, Т.В. Ляшенко // Транспортное машиностроение. – 2025. - № 7. – С.55-62. doi: 10.30987/2782-5957-2025-7-55-62.

Original article

Open Access Article

WAYS TO REDUCE THE FORCE IMPACT OF HIGH-SPEED ELECTRIC TRAINS IN CURVED SECTIONS OF THE TRACK

Vasily Vitalyevich Berezin^{1✉}, Andrey Vladimirovich Spirov², Yury Alektnovich Panin³, Timur Valeryevich Kuluv⁴, Timofey Viktorovich Lyashenko⁵

^{1,2,3,4,5} Scientific Research and Design Technological Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), Kolomna, Russia

¹ berezin-vv@vnikti.com

² spirov-av@vnikti.com

³ panin-ua@vnikti.com

⁴ kuluv-tv@vnikti.com

⁵ lyashenko-tv@vnikti.com

Abstract

Constructive decisions for upgrading the crew of high-speed electric trains that exert a high level of force on the track in curved sections are described. The decisions provide for the replacement of cassette bearings with radial spherical double-row roller bearings, the installation of new axle boxes with a lock on a spherical hinge, and the replacement of the standard silent block with a combined one with clearances, which ensures the radial installation of wheelsets in curves. The simulation results confirming the effec-

tiveness of the proposed solutions are presented. It is found out that the latter option is the most rational and can be implemented in repair depots. It reduces lateral forces in curves and wheel wear. To dampen vibrations, it is advisable to use friction dampers, which, in combination with hydraulic dampers, ensure smooth running even at high speeds.

Keywords: electric train, underframe, axle boxes, body, modeling, efficiency.

Reference for citing:

Berezin VV, Spirov AV, Panin YuA, Kuluv TV, Lyashenko TV. Ways to reduce the force impact of high-speed electric trains in curved sections of the track. Transport Engineering. 2025;7:55-62. doi: 10.30987/2782-5957-2025-7-55-62.

Скоростные электропоезда «Ласточка», «Иволга», «АЭРО», которые эксплуатируются на железных дорогах России,

имеют близкие по конструкции двухосные тележки (рис. 1).

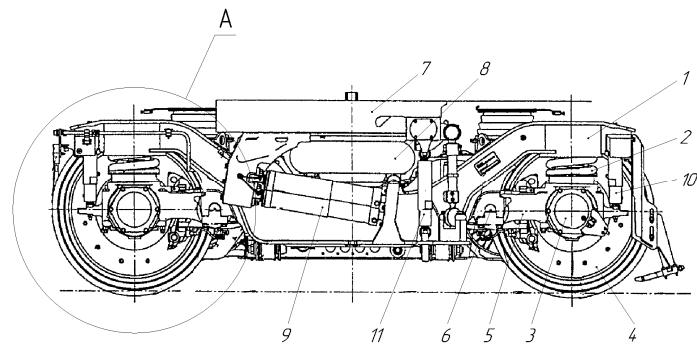


Рис. 1. Тележка электропоезда ЭС1 («Ласточка»): 1 – рама тележки; 2 – пружина буксовой ступени рессорного подвешивания; 3 – букса; 4 – колесная пара; 5 – поводок; 6 – сайлентблок; 7 – кузов; 8 – пневмобаллон; 9 – гаситель колебаний виляния тележки; 10 – гаситель колебаний буксовой ступени; 11 – гаситель колебаний центральной ступени рессорного подвешивания

Fig. 1. Trolley of the ES1 electric train ("Swallow"): 1 – trolley frame; 2 – spring of the axle box stage of spring suspension; 3 – axle box; 4 – wheelset; 5 – leash; 6 – silent block; 7 – body; 8 – pneumatic cylinder; 9 – damper of vibrations of wagging of the trolley; 10 – vibration damper of the axle box stage; 11 – vibration damper of the central stage of the spring suspension

Проведенные АО «ВНИИЖТ» испытания данного подвижного состава (далее ПС) показали высокий уровень силового воздействия на путь в кривых участках пути. Так, боковые силы на путь в кривой радиусом 350 м на полигоне Белореченская – Майкоп достигали 100 кН [1]. Указанное явление способствует повышенному износу гребней колес, что и подтверждается их эксплуатацией, особенно на перегонах с большим количеством кривых малого радиуса. Проведенный анализ и моделирование показали, что причиной является высокая жесткость поперечной связи колесных пар с рамой тележки (более 20 кН/мм, которую при одноповодко-

вых буксах с кассетными подшипниками создают поперечная жесткость пружин буксовой ступени и аксиальная жесткость резинометаллических сайлентблоков) [2, 3].

Для устранения этого недостатка предлагалось два варианта модернизации буксового узла, обеспечивающие снижение поперечной жесткости связи колесных пар с рамой тележки:

- установка вместо кассетных подшипников роликовых радиальных сферических двухрядных (рис. 2а);
- изготовление новых корпусов букс, в которых предусмотрен кронштейн для крепления нового поводка со сферическим

шарниром. При этом другой конец поводка соединяется с рамой тележки серийным (штатным) резинометаллическим шарниром (рис. 2б).

С такими конструктивными изменениями буксового соединения снижается поперечная жесткость связи (перемещений

$X - \text{см. рис. 2}$) колесной пары с рамой тележки с 20,0 кН/мм до 5,0–8,5 кН/мм. А боковая сила в кривой радиусом 300 м, как показало моделирование, может снизиться с 10 тс до 6,7 тс, показатель износа (фактор износа) гребней колес и рельсов – в 1,4…1,6 раз [3].

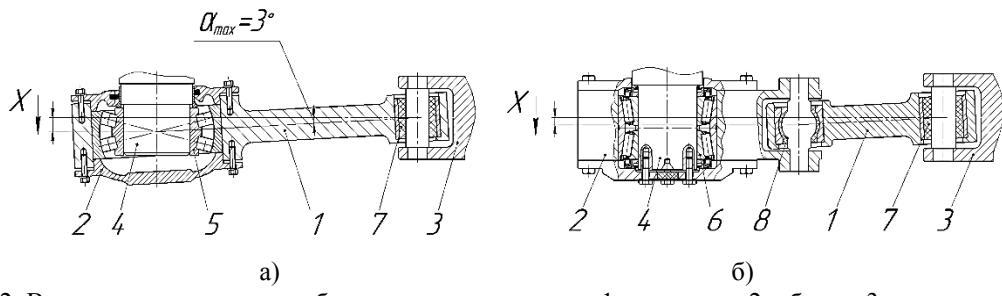


Рис. 2. Варианты модернизации буксового узла тележки: 1 – поводок; 2 – букса; 3 – рама тележки; 4 – ось колесной пары; 5 – сферический подшипник; 6 – кассетный подшипник; 7 – штатный резинометаллический шарнир; 8 – сферический резинометаллический шарнир (айлентблок)

Fig. 2. Options for upgrading the axle box of the trolley: 1 – leash; 2 – axle box; 3 – trolley frame; 4 – wheelset axle; 5 – spherical bearing; 6 – cassette bearing; 7 – standard rubber-metal hinge; 8 - spherical rubber-metal hinge (silent block)

Представленные выше варианты потребуют все же существенного изменения буксового узла и материальных затрат. Вследствие этого, опираясь на опыт ранее проведенных исследований и испытаний, АО «ВНИКТИ» еще один конструктивный вариант модернизации буксового узла для «Ласточки». В этом варианте серийный

(штатный) сайлентблок в соединении поводка с рамой тележки заменяется на комбинированный, состоящий из наружной и внутренней втулок, между которыми закреплена резиновая вставка (рис. 3). Между наружной и внутренней втулками предусмотрены зазоры Δ .

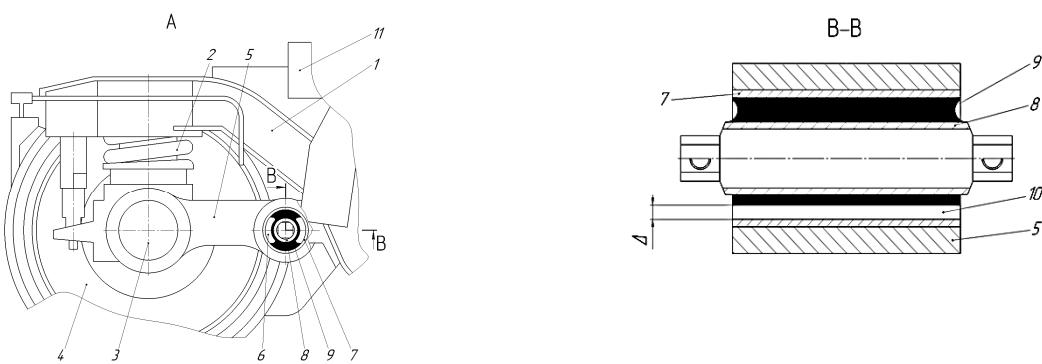


Рис. 3. Вариант модернизации тележки «Ласточки»: 1 – рама тележки; 2 – пружина буксовой ступени рессорного подвешивания; 3 – букса; 4 – колесная пара; 5 – поводок; 6 – комбинированный сайлентблок;

7 – наружная втулка; 8 – внутренняя втулка; 9 – упругий элемент (резина); 10 – зазор Δ ; 11 – кузов

Fig. 3. Upgrade option for the Swallow trolley: 1 – trolley frame; 2 – spring of the axle box stage of spring suspension; 3 – axle box; 4 – wheelset; 5 – leash; 6 – combined silent block; 7 – outer sleeve; 8 – inner sleeve; 9 – elastic element (rubber); 10 – gap Δ ; 11 – body

Как показали расчеты, такая конструкция сайлентблока снижает аксиальную жесткость на 25…35 % в сравнении с цельным цилиндрическим изделием, а радиальная продольная жесткость вдоль оси

тележки в пределах зазора Δ может составить в зависимости от марки резины, толщины и ее длины от 1,5 кН/мм до 6,0…7,0 кН/мм. Подвижность букс в продольном относительно рамы тележки направлении

обеспечит установку колесных пар в кривых близкой к радиальной (далее РУКП).

Исследование динамики экипажа типа «Ласточка» с указанной модернизацией тележек механизмом РУКП осуществлялось программой комплекса «Универсальный механизм» (УМ).

Из ранее проведенных многочисленных исследований и испытаний [4] было установлено, что из-за обеспечения возможности угловых перемещений колесным парам (т.е. их поворота) относительно рамы тележки в кривых участках пути, на прямых участках у них возникают повышенные вибрации, провоцирующие колебания вибрации кузова. Для гашения этих колебаний нами были, с разной степенью эффективности, исследованы следующие варианты установки гасителей колебаний:

- горизонтальные (продольные) гидродемпферы между буксой и рамой тележки;
- горизонтальные (продольные) гидродемпферы, установленные между синхронизаторами букс и рамой тележки (по аналогии тележек тепловоза 2ТЭ25А «Витязь»);
- горизонтальные гидравлические или фрикционные демпферы отоса кузова относительно рамы тележки.

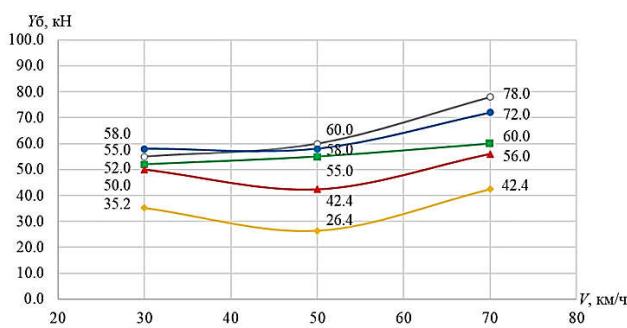


Рис.4. Значения боковых сил (Y_b) модели экипажа:

— штатное исполнение;

с элементами экипажа с РУКП и жесткостью продольной связи буксы с рамой тележки \dot{J}_{prod} :

— $\dot{J}_{prod} = 6,0 \text{ кН/мм}$, — $\dot{J}_{prod} = 4,0 \text{ кН/мм}$,

— $\dot{J}_{prod} = 2,0 \text{ кН/мм}$, — $\dot{J}_{prod} = 1,5 \text{ кН/мм}$

*Fig.4. Values of lateral forces (Y_b) of the crew model:
— standard design; with crew elements with radial
wheelset and rigidity of the longitudinal coupling of the
axle box with the trolley frame S_{long} :*

— $S_{long} = 6,0 \text{ kN/mm}$, — $S_{long} = 4,0 \text{ kN/mm}$,
— $S_{long \delta} = 2,0 \text{ kN/mm}$, — $S_{long \delta} = 1 \text{ kN/mm}$

Эффективность РУКП зависит от жесткости продольной связи букс с рамой тележки [5].

Вследствие изложенного, параметры, которые изменялись при моделировании движения «Ласточки» по прямым и кривым участкам пути, позволили сделать выбор рациональной жесткости продольной связи букс с рамой тележки и эффективной конструкции гасителя и его параметров для демпфирования колебаний вибрации.

Расчеты показали эффективность предложенного конструктивного решения по снижению силового воздействия на путь в кривых. Оптимальная величина зазора Δ , обеспечивающая РУКП, безопасные кинематические перемещения в муфтах тягового привода и клещевых механизмах тормозов, а также долговечность работы резиновых элементов комбинированных сайлентблоков, должна быть в пределах 3...3,5 мм. При этом в кривой радиусом 300 м боковая сила, достигавшая 78 кН при штатном исполнении экипажа на скорости 70 км/ч, снижалась по мере уменьшения продольной жесткости связи поводков букс с рамой \dot{J}_{prod} с 6,0 кН/мм до 1,5 кН/мм (рис. 4), соответственно, на 5...7 %.

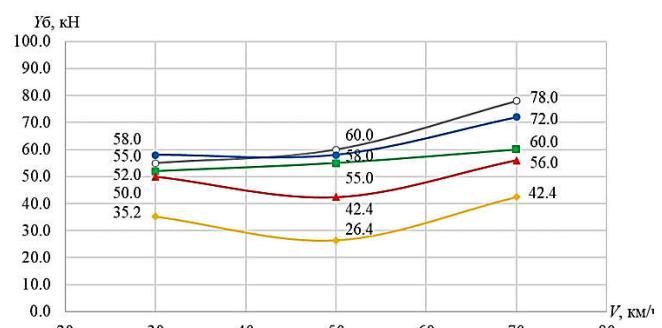


Рис. 5. Значения фактора износа (T_{gamma}) модели экипажа:

— штатное исполнение;

с элементами экипажа с РУКП и жесткостью продольной связи буксы с рамой тележки \dot{J}_{prod} :

— $\dot{J}_{prod} = 6,0 \text{ кН/мм}$, — $\dot{J}_{prod} = 4,0 \text{ кН/мм}$,

— $\dot{J}_{prod} = 2,0 \text{ кН/мм}$, — $\dot{J}_{prod} = 1,5 \text{ кН/мм}$

*Fig.5. Values of the crew model wear factor(T_{gamma}):
— standard design; with crew elements with radial
wheelset and rigidity of the longitudinal coupling of the
axle box with the trolley frame S_{long} :*

— $S_{long} = 6,0 \text{ kN/mm}$, — $S_{long} = 4,0 \text{ kN/mm}$,
— $S_{long \delta} = 2,0 \text{ kN/mm}$, — $S_{long \delta} = 1 \text{ kN/mm}$

Результаты расчета износа гребней колес вследствие уменьшения боковых сил представлены на рис. 5. Высокую эффективность следует ожидать при $J_{\text{прод.}}$ в диапазоне 1,5...2,0 кН/мм.

Уменьшение жесткости поперечной связи колесных пар с рамой тележки и обеспечение возможности угловых перемещений (виляния) колесных пар относительно рамы тележки повысило, как указывалось выше, уровень горизонтальных (поперечных) ускорений кузова (ГУ) (рис. 6) и плавности хода (W_r) модели в прямых участках пути.

Исследования по снижению амплитуд горизонтальных колебаний установкой

гасителей колебаний по указанным выше вариантам а) и б) показали малую эффективность. Кроме того, их размещение на раме тележки потребует существенного изменения ее конструкции.

Повышение демпфирующей способности штатных гидрогасителей поперечных колебаний (закрепленных одним концом на поперечной балке, другим – к шкворню кузова) даже в два раза незначительно снизило уровень горизонтальных колебаний кузова ГУ и плавности хода W_r : уже при скорости 100 км/ч ГУ превысили норматив 0,12·g (рис. 6 «два гидрогасителя»), а W_r – при 90 км/ч норматив в 3,25.

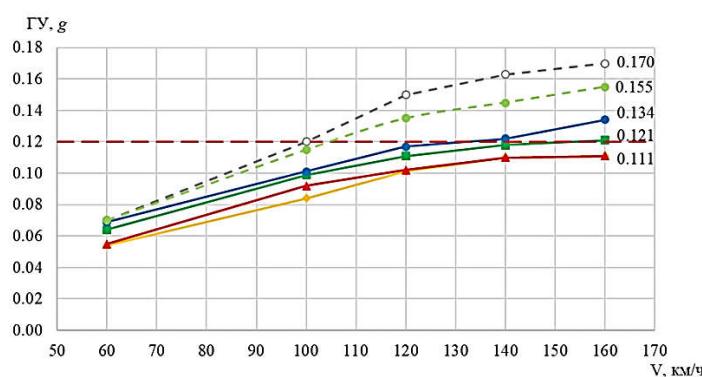


Рис. 6. Значения горизонтальных ускорений модели экипажа: – – – – – штатное исполнение;

– – – – – $J_{\text{прод.}} = 6,0 \text{ кН/мм}$,
– – – – – $J_{\text{прод.}} = 4,0 \text{ кН/мм}$,
– – – – – $J_{\text{прод.}} = 2,0 \text{ кН/мм}$,
– – – – – $J_{\text{прод.}} = 1,5 \text{ кН/мм}$

Fig. 6. Values of horizontal accelerations of the crew model:: – – – – – standard design;

– – – – – $J_{\text{прод.}} = 6,0 \text{ kN/mm}$,
– – – – – $J_{\text{прод.}} = 4,0 \text{ kN/mm}$,
– – – – – $J_{\text{прод.}} = 2,0 \text{ kN/mm}$,
– – – – – $J_{\text{прод.}} = 1,5 \text{ kN/mm}$

Как показали ранее приведенные исследования [4], гидравлические гасители колебаний в начале развития малых амплитуд колебаний отсюда кузова не обеспечивают необходимую силу для гашения колебаний. Поэтому после развития резонанса эти гасители уже не в состоянии погасить амплитуды колебаний до приемлемого уровня. Лучшим вариантом в этом случае может быть установка фрикционных гасителей, поскольку сила трения на штоке гасителя не зависит от скорости его перемещения, он начинает эффективно работать при любых амплитудах и скоростях

перемещения штока. С увеличением энергии колебаний при повышении скорости движения совместная работа фрикционного и гидравлического гасителей обеспечивает сохранение хорошей плавности хода в горизонтальном направлении. Ориентировочно компактную конструкцию и схему установки такого фрикционного гасителя колебаний можно выполнить в соответствии с рис. 7, по аналогии с гасителями горизонтальных поперечных колебаний, установленными на тепловозах 2ТЭ121[5] и 2ТЭ116 №1369 с РУКП [6].

Моделированием установлено, что оптимальное значение силы трения ($F_{\text{тр}}$) на штоке фрикционного гасителя, установленного параллельно гидравлическому га-

сителю, должно быть около 3 кН (рис. 8–10). В этом случае даже при скорости движения 160 км/ч ГУ были ниже норматива 0,12· g , а плавности хода – 3,25.

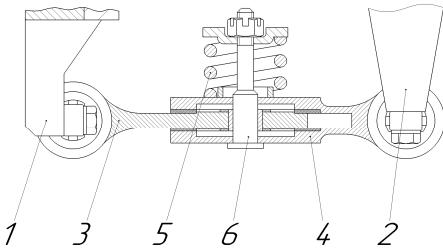


Рис. 7. Фрикционный гаситель колебаний: 1 – кронштейн на шкворне кузова; 2 – кронштейн на поперечной балке рамы тележки; 3 – шток фрикционного гасителя колебаний; 4 – пластины; 5 – нажимная пружина; 6 – направляющая

Fig. 7. Friction vibration dampener: 1 – bracket on the body bolt; 2 – bracket on the crossbeam of the trolley frame; 3 – rod of the friction vibration dampener; 4 – plates; 5 – pressure spring; 6 – guide rail

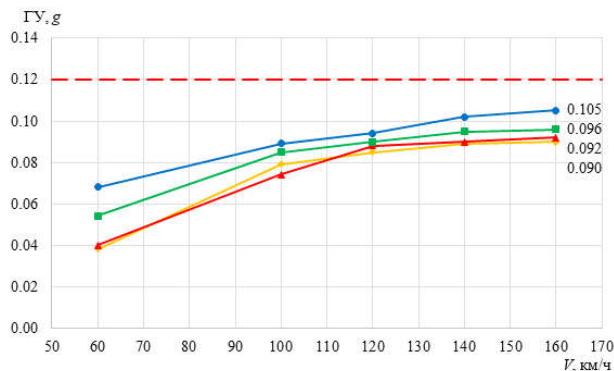


Рис. 8. Значения горизонтальных ускорений модели экипажа:

$$\left. \begin{array}{l} \text{---} \bullet \quad \dot{x}_{\text{прод}} = 6,0 \text{ кН/мм}, \\ \text{---} \blacksquare \quad \dot{x}_{\text{прод}} = 4,0 \text{ кН/мм}, \\ \text{---} \blacktriangle \quad \dot{x}_{\text{прод}} = 2,0 \text{ кН/мм}, \\ \text{---} \diamond \quad \dot{x}_{\text{прод}} = 1,5 \text{ кН/мм} \end{array} \right\} F_{\text{тр}} = 3 \text{ кН}$$

Fig. 8. Values of horizontal accelerations of the crew model:

$$\left. \begin{array}{l} \text{---} \bullet \quad S_{\text{long}} = 6,0 \text{ kN/mm}, \\ \text{---} \blacksquare \quad S_{\text{long}} = 4,0 \text{ kN/mm}, \\ \text{---} \blacktriangle \quad S_{\text{long}} = 2,0 \text{ kN/mm}, \\ \text{---} \diamond \quad S_{\text{long}} = 1 \text{ kN/mm} \end{array} \right\} F_{\text{fr}} = 3 \text{ kN}$$

Выводы

Предложенный авторами вариант модернизации экипажа электроподвижного состава, обращающегося преимущественно в регионах с большим количеством кривых участков пути, позволит существенно снизить износ гребней колес и рельсов. Эффективность использования в экипаже радиальной установки колесных

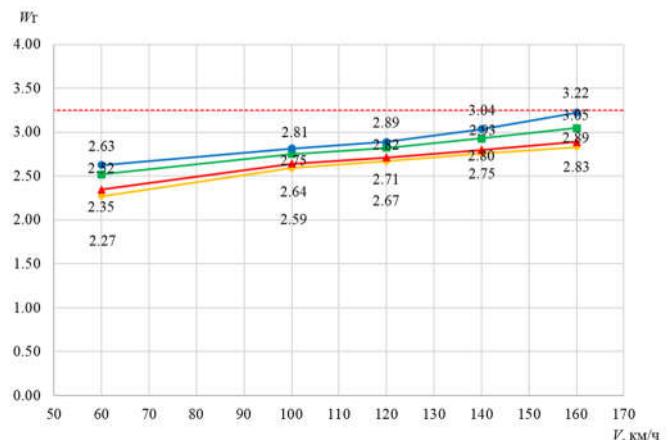


Рис. 9. Значения показателя плавности хода в горизонтальной плоскости (W_t) модели экипажа:

$$\left. \begin{array}{l} \text{---} \bullet \quad \dot{x}_{\text{прод}} = 6,0 \text{ кН/мм}, \\ \text{---} \blacksquare \quad \dot{x}_{\text{прод}} = 4,0 \text{ кН/мм}, \\ \text{---} \blacktriangle \quad \dot{x}_{\text{прод}} = 2,0 \text{ кН/мм}, \\ \text{---} \diamond \quad \dot{x}_{\text{прод}} = 1,5 \text{ кН/мм} \end{array} \right\} F_{\text{тр}} = 3 \text{ кН}$$

Fig. 9. Values of the smoothness index in the horizontal plane (W_t) of the crew model:

$$\left. \begin{array}{l} \text{---} \bullet \quad S_{\text{long}} = 6,0 \text{ kN/mm}, \\ \text{---} \blacksquare \quad S_{\text{long}} = 4,0 \text{ kN/mm}, \\ \text{---} \blacktriangle \quad S_{\text{long}} = 2,0 \text{ kN/mm}, \\ \text{---} \diamond \quad S_{\text{long}} = 1 \text{ kN/mm} \end{array} \right\} F_{\text{fr}} = 3 \text{ kN}$$

пар подтверждается эксплуатацией подвижного состава не только у нас в стране, но и за рубежом.

Важным преимуществом указанной модернизации является ее невысокая стоимость и возможность проведения в ремонтных депо.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Экспериментальная оценка взаимодействия экипажа и пути при скоростном и высокоскоростном движении / А. М. Бржезовский, Д. Н. Аршинцев, О. Г. Бржезовская [и др.] ; под редакцией канд. техн. наук А. М. Бржезовского. М.: РАС, 2019. 148 с. – ISBN 978-5-6040530-8-9.
2. Коссов, В.С. К вопросу выбора рациональных характеристик связей в горизонтальной плоскости экипажа скоростного моторвагонного подвижного состава для эксплуатации на полигонах с большим количеством кривых малого радиуса / В. С. Коссов, В. В. Березин, И. Е. Ильин, А. С. Пономарев // Техника железных дорог. 2024. № 1. С. 56-62.
3. Коссов, В.С. Определение рациональных характеристик упруго-диссипативных связей в
- горизонтальной плоскости железнодорожных экипажей для эксплуатации на различных полигонах и диапазонах скоростей движения / В.С. Коссов, В.В. Березин, М.А. Гаврюшин, Т.В. Кулув // Транспортное машиностроение. 2024. № 12. С. 37-49.
4. Березин, В. В. Проблемы извилистого движения локомотивов / В. В. Березин, М. А. Гаврюшин, Т. В. Кулув // Вестник ВНИКТИ. 2018. № 101. С. 100-107.
5. Тепловозы СССР. Отраслевой каталог 18-5-88. М.: ЦНИИТЯЖМАШ, 1988. 167 с.
6. Березин, В. В. Комплексные испытания тепловоза 2ТЭ116 с радиальной установкой колесных пар / В. В. Березин, В. Г. Гусаков, Л. К. Добрынин, А. И. Кокорев [и др.] // Труды ВНИТИ. 1997. Вып. 76. С. 60-70.

REFERENCES

1. Brzhezovsky AM, Arshintsev DN, Brzhezovskaya OG. Experimental assessment of the interaction of the carriage and the track in high-speed traffic. Moscow: RAS; 2019.
2. Kossov VS, Berezin VV, Ilyin IE, Ponomarev AS. On the issue of choosing rational characteristics of the horizontal plane links of the high-speed multi-unit rolling stock undercarriage for operation on the landfills with a large number of sharp curves. Railway Equipment Journ. 2024;1:56-62.
3. Kossov VS, Berezin VV, Gavryushin MA, Kuluv TV. Determination of rational characteristics of elastic-dissipative connections in the horizontal

plane of railway carriages for use in various grounds and speed ranges. Transport Engineering. 2024;12:37-49.

4. Berezin VV, Gavryushin MA, Kuluv TV. Problems of nosing motion of locomotives. Vestnik VNIKTI. 2018;101:100-107.
5. Diesel locomotives of the USSR. Industry catalog 18-5-88. Moscow: TSNIITYAZHMASH; 1988.
6. Berezin VV, Gusakov VG, Dobrynin LK, Kokorrev AI. Complex tests of 2TE116 diesel locomotive with radial wheelset. Trudi VNITI. 1997;76:60-70.

Информация об авторах:

Березин Василий Витальевич – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), тел. +7 (496) 18-82-48, доб. 11-17.

Спицов Андрей Владимирович – заведующий отделением, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), тел. +7(496)618-05-99, доб. 11-63.

Панин Юрий Алексинович – кандидат технических наук, заведующий отделом, Акционерное общество «Научно-исследовательский и констру

торско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), тел. +7 (496) 18-82-48, доб. 11-80.

Кулув Тимур Валерьевич – инженер 1 категории, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), тел. +7 (496) 18-82-48, доб. 12-01.

Ляшенко Тимофей Викторович – инженер 2 категории, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), тел. +7 (496) 18-82-48, доб. 12-01.

nological Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), phone: +7(496)618-05-99, ext. 11-63.

Panin Yury Alektnovich – Candidate of Technical Sciences, Head of the Department, Scientific Research and Design and Technological Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), phone: +7 (496) 18-82-48, ext. 11-80.

Kuluv Timur Valeryevich – Engineer of the 1st category, Scientific Research and Design and Technological Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), phone: +7 (4966) 18-82-48, ext. 12-01.

Lyashenko Timofey Viktorovich – Engineer of the 2nd category, Scientific Research and Design and Technological Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), phone: +7 (4966) 18-82-48, ext. 12-01.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

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

Статья поступила в редакцию 07.04.2025; одобрена после рецензирования 30.05.2025; принята к публикации 26.06.2025. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 07.04.2025; approved after review on 30.05.2025; accepted for publication on 26.06.2025. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.



НОВАЯ СПЕЦИАЛЬНОСТЬ!

**В Брянском государственном техническом университете в 2025 году открыт приём на новую специальность
23.05.03 – Подвижной состав железных дорог,
специализация «Технология производства и ремонта подвижного состава»**

Подготовка предусматривает освоения фундаментальных основ конструкции, технического обслуживания и ремонта подвижного состава железных дорог с применением предиктивной аналитики, систем искусственного интеллекта и работы с большими объемами данных. Обучение организовано в интересах крупнейших предприятий в области обслуживания и ремонта подвижного состава таких, как ООО «Локотех», ОАО «РЖД», ООО «Новая вагоноремонтная компания» и другие.

Начиная со второго курса обучения студентам предоставляется возможность оплачиваемой стажировки на структурных подразделениях компаний с целью приобретения практических навыков необходимых для освоения профессий технолога и инженера. В рамках освоения программы значительное внимание уделяется современным методам прогнозирования технического состояния подвижного состава, системам массового обслуживания и ремонта сложных технических систем, прогнозирования фактического состояния ответственных узлов подвижного состава и оценке рисков возникновения аварийных ситуаций.

Приобретённые по программе специалитета компетенции позволяют обучающимся стать высококвалифицированными специалистами, которые смогут применить полученные знания и навыки на практике, участвуя в реализации стратегических проектов по развитию железнодорожной инфраструктуры страны.