

Научная статья  
Статья в открытом доступе  
УДК 629.4.015(045)  
doi: 10.30987/2782-5957-2024-12-37-49

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГО-ДИССИПАТИВНЫХ СВЯЗЕЙ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЭКИПАЖЕЙ ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА РАЗЛИЧНЫХ ПОЛИГОНАХ И ДИАПАЗОНАХ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ

Валерий Семенович Коссов<sup>1</sup>, Василий Витальевич Березин<sup>2✉</sup>, Михаил Александрович Гаврюшин<sup>3</sup>, Тимур Валерьевич Кулув<sup>4</sup>

<sup>1,2,3,4</sup> АО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), Коломна, Россия

<sup>1</sup> info@vnikti.com

<sup>2</sup> berezin-vv@vnikti.com

<sup>3</sup> gavryushin-ma@vnikti.com

<sup>4</sup> kuluv-tv@vnikti.com

### Аннотация

Приведены результаты исследований влияния жесткости горизонтальной поперечной связи колесных пар с рамой тележки и момента сопротивления повороту тележки относительно кузова на динамику и воздействие на путь железнодорожного подвижного состава (ПС). Проведено динамическое вписывание и моделирование движения ПС в кри-

вой и в прямом участках пути. Предложены для руководства при проектировании экипажа конкретные упруго-диссипативные характеристики указанных связей.

**Ключевые слова:** исследование, влияние, связи, динамика, воздействие, путь, характеристики, проектирование.

### Ссылка для цитирования:

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. doi: 10.30987/2782-5957-2024-12-37-49.

Original article  
Open Access Article

## DETERMINATION OF RATIONAL CHARACTERISTICS OF ELASTIC-DISSIPATIVE CONNECTIONS IN THE HORIZONTAL PLANE OF RAILWAY CARRIAGES FOR USE IN VARIOUS GROUNDS AND SPEED RANGES

Valery Semenovich Kossov<sup>1</sup>, Vasily Vitalyevich Berezin<sup>2✉</sup>, Mikhail Aleksandrovich Gavryushin<sup>3</sup>, Timur Valeryevich Kuluv<sup>4</sup>

<sup>1,2,3,4</sup> Scientific Research and Engineering-Design Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), Kolomna, Russia

<sup>1</sup> info@vnikti.com

<sup>2</sup> berezin-vv@vnikti.com

<sup>3</sup> gavryushin-ma@vnikti.com

<sup>4</sup> kuluv-tv@vnikti.com

### Abstract

The results of studying the effect of the rigidity of the horizontal transverse wheelset connection with the truck frame and the moment of resistance to turning

the truck relative to the body on the dynamics and impact on the track of railway rolling stock (RRS) are presented. Dynamic action and modeling of RRS

movement in a curve and in a straight section of the track are carried out. Specific elastic-dissipative characteristics of these connections are proposed for guidance in the design of the carriage.

*Reference for citing:*

*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. doi: 10.30987/2782-5957-2024-12-37-49.*

## Введение

При создании экипажа локомотивов, мотор-вагонного подвижного состава, вагонов для эксплуатации их со скоростями до 160 км/ч на сети железных дорог Российской Федерации руководствуются Нормами и ГОСТами, разработанными на основании многочисленных экспериментальных и теоретических исследований указанного подвижного состава (ПС). По мере накопления дополнительных знаний нормативные документы периодически корректируются. Данная работа направлена на включение новых конкретных рекомендаций при проектировании экипажей, обеспечивающих безопасную и более эффективную эксплуатацию ПС.

Анализ нормативов показал, что в действующих в настоящее время Нормах и ГОСТах отсутствуют нормативы для:

- характеристик поперечных горизонтальных связей колесной пары с рамой тележки ( $J_{\text{п}}$ );

- угловой связи тележек с кузовом, т.е. момента сопротивления поворота тележек относительно кузова ( $M$ ).

Из многочисленных публикаций известно, что произвольное исполнение  $J_{\text{п}}$  и  $M$  приводит к ухудшению динамических показателей ПС, плавности хода в прямых участках пути, существенному усилению воздействия на путь в кривых участках, а, следовательно, к повышенному износу гребней колес и рельсов. В [1], к примеру, проведен анализ влияния указанных характеристик скоростного моторвагонного подвижного состава на упомянутые показатели и, что особенно, выделено негативное их влияние (высокое горизонтальное поперечное силовое воздействие на путь и, как следствие, – существенный износ гребней колес) при эксплуатации ПС на

**Keywords:** research, impact, connections, dynamics, track, characteristics, design.

перегонах, имеющих большое количество кривых.

Взаимодействию экипажей в кривых участках пути посвящено много трудов, например, К.Ю. Цеглинского, М.Т. Митюшина, В.А. Неевалина, К.П. Королева, В.Б. Медея, В.Н. Иванова и др. В продолжении накопленного опыта выполнена работа С.М. Голубятникова, позволившая динамическим вписыванием исследовать некоторые конструктивные характеристики экипажа на динамику в кривых [2]. Автор показал, что введение упругих поперечных связей между колесными парами и рамой тележки обеспечивает снижение динамических составляющих рамных сил и подтвердил эти результаты испытаниями. В небольшом диапазоне было выявлено влияние и моментов (возвращающего и трения), препятствующих повороту тележки относительно кузова.

Хорошие исследования с точки зрения определения удовлетворительной по динамике и воздействию на путь жесткости  $J_{\text{п}}$  и момента  $M$ , проведены группой ученых и инженеров ЦНИИ МПС, ВНИИВ, ЛИИЖТ, ДОИМ АН УССР и РВЗ при создании электропоезда ЭР200 [3, 4].

Все упомянутые выше исследования указывали на влияние характеристик горизонтальной жесткости  $J_{\text{п}}$  и момента  $M$  на показатели динамики и воздействия на путь, происходящие при движении экипажей в кривых. Однако по результатам этих работ так и не были предложены их нормативные оптимальные значения.

Для определения конкретных этих характеристик экипажа, которые предлагается внести в нормы при проектировании, нами проведены исследования.

## Динамическое вписывание

Рассмотрим вначале физические и кинематические процессы при динамическом вписывании четырехосного экипажа (на двухосных тележках) с характери-

ками, аналогичными электропоезду ЭС1 «Ласточка». Схема такого экипажа представлена на рис. 1. Расчеты проведены на основе методики, предложенной в [5, 6].

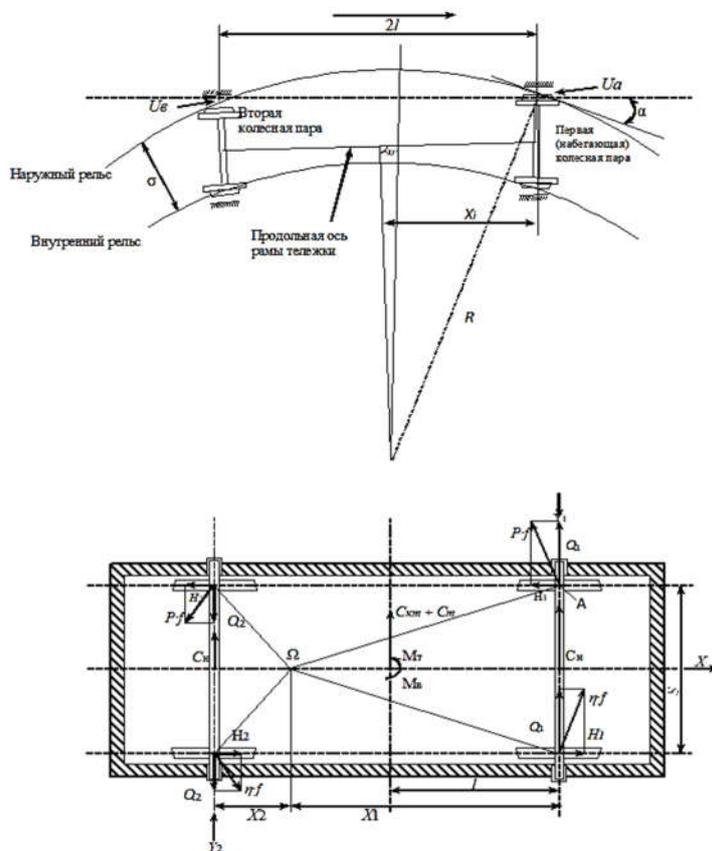


Рис. 1. Схема движения и сил при движении двухосной тележки четырехосного экипажа в кривом участке пути:

$X_i$  – полюсное расстояние;  $\alpha_n$  – угол набегания набегающей колесной пары;  $2l$  – база тележки;  $R$  – радиус кривой;  $\sigma$  – уширение колеи;  $U_a$  – смещение рамы тележки относительно гребня колесной пары;  $U_0$  – зазор между гребнем колесной пары и рабочей гранью головки наружного рельса;  $S$  – расстояние между кругами катания колес по рельсам колесной пары;  $P$  – статическая нагрузка от колеса на рельс;  $f$  – коэффициент трения колеса по рельсу;  $M_T$  и  $M_B$  – моменты сопротивления от сил трения колес о рельсы и возвращающий момент;  $Q_i$  – поперечная составляющая сил трения в точке контакта колеса с рельсом;  $H_i$  – продольная составляющая сил трения;  $C_{km}, C_n, C_m$  – центробежные силы от необрессоренных масс экипажа

Fig. 1. Scheme of operation and forces during a two-axle bogie of a four-axle vehicle operation in a curve:  $X_i$  – pole distance;  $\alpha_n$  – leading wheelset angle of attack;  $2l$  – wheelbase;  $R$  – curve radius;  $\sigma$  – gage increase;  $U_a$  – displacement of the bogie frame relative to the wheelset flange;  $U_0$  – gap between the wheelset flange and the gauge face of the high rail;  $S$  – distance between the wheels rolling circles of the wheelset;  $P$  – static wheel-to-rail load;  $f$  – wheel-to-rail friction coefficient;  $M_m$  and  $M_0$  – resistance moments from wheel-to-rail friction forces and restoring moment;  $Q_i$  – transverse component of friction forces at the point of wheel-rail contact;  $H_i$  – longitudinal component of friction forces;  $C_{km}, C_n, C_m$  – centrifugal forces from the unsprung masses of the vehicle

Известно, что в кривых участках пути с увеличением угла набегания  $\alpha_n$  направляющей колесной пары в тележке возрастает силовое воздействие на путь. Угол набегания определяется из выражения:

$$M \alpha_n = X_i / R, \quad (1)$$

где  $X_i$  – полюсное расстояние от центра поворота тележки до соответствующей колесной пары;  $R$  – радиус кривой.

Полюсное расстояние определяется как:

$$X_i = \frac{l}{2} + R \frac{U_b - U_a}{l}, \quad (2)$$

где  $l$  – база тележки;  $U_a$  – смещение рамы тележки относительно гребня набегающей колесной пары;  $U_b$  – зазор между гребнем левого колеса второй колесной пары и головкой наружного рельса.

Как видно из указанного выражения, величина полюсного расстояния переменна и зависит от:

- установки тележки в кривом участке пути (наибольшего перекоса, свободной установки или установки высоких скоростей [5]);

- от смещения рамы тележки относительно гребня набегающей колесной пары, что может быть при упругом перемещении буксы относительно рамы;

- в зависимости от скорости и повышения наружного рельса; от уширения колеи; от бокового износа гребней колесных пар.

Определим каким образом влияет жесткость поперечной связи колесной па-

ры с рамой тележки на величину полюсного расстояния. Для исследования возьмем кривую радиусом  $R = 300$  м. При исходном исполнении экипажа «Ласточки» жесткость  $J_n = 2000$  кГс/мм, с осевой нагрузкой  $P = 18$  тс максимально допускаемая рамная сила  $Y_p^{\max} = 0,3 P = 5,4$  тс и при этой жесткости  $J_n$  поперечное смещение рамы тележки составит:  $U_a = Y_p^{\max} : J_n = 5400 : 2000 = 2,7$  мм.

Вариантом меньшей жесткости  $J_n$  возьмем величину 270 кГс/мм. В этом случае при  $Y_p^{\max} = 5,4$  тс  $U_a = Y_p^{\max} : J_n = 5400 : 270 = 20$  мм.

Для определения  $U_b$  возьмем предельные значения уширения и сужения колеи. Максимальное уширение колеи в кривой, радиусом 300 м должно быть, в соответствии с ПТЭ [7], 1538 мм, минимальное – по сужению, 1526 мм.

Расстояние между наружными гранями колес (по гребню) должно быть, в соответствии с ПТЭ, минимальное:  $1440 - 1 + 2 \times 25 = 1489$  мм, максимальное:  $1443 + 2 \times 33 = 1509$  мм.

Тогда зазор между гребнем колеса и головкой рельса может быть:

- максимальный 1538 мм – 1489 мм = 49 мм,

- минимальный 1526 мм – 1509 мм = 17 мм.

Результаты расчетов по определению полюсного расстояния по формуле (2) сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Значения полюсного расстояния тележки  $X_i$  в зависимости от уширения колеи в кривой  $R = 300$  м и жесткости поперечной связи колесной пары с рамой тележки  $J_n$

Table 1

Values of bogie pole distance  $X_i$  depending on gage increase in a curve  $R = 300$  m and stiffness of the wheel set transverse connection with the bogie frame  $J_n$

Установка тележки в кривой	Уширение колеи, мм			
	17	49	17	49
	$J_n = 2000$ кГс/мм		$J_n = 270$ кГс/мм	
Максимального перекоса, м	2,95	6,64	0,95	4,65
Свободная установка, м	1,97	3,8	0,001	1,82

Как видно из таблицы снижение жесткости поперечной связи колесной пары с рамой тележки уменьшает величину полюсного расстояния в зависимости от

установки тележки в кривой в 1,43...3,1 раза, а, следовательно, в соответствии с выражением (1), на такую же величину будет снижаться угол набегания  $\alpha_n$ .

При хордовой установке тележки поворот ее будет осуществляться относительно шкворня и углы набегания могут быть равны.

Для определения ориентировочного силового взаимодействия тележки на внутренние грани головок рельсов с подсчитанными величинами полюсного расстояния напишем уравнения равновесия сил, действующих на тележку и их моментов, проектируя эти силы на направление продольной оси экипажа, изображенные на рис. 1.

$$-Y_1 + Y_2 + \Sigma C - T + \Sigma Q = 0, \quad (3)$$

$$Y_1 \cdot l + \Sigma C \cdot l_{\text{ц}} - T \cdot l_{\text{ц}} + \Sigma M_{\text{тр}} = 0, \quad (4)$$

где  $Y_1, Y_2$  – направляющие усилия;  $\Sigma C$  – центробежная сила от обрессоренных и необрессоренных частей экипажа,  $\Sigma C = (m_{\text{кп}} + m_{\text{т}} + m_{\text{н}}) \cdot g \cdot \left( \frac{v^2}{g \cdot R \cdot 3,6^2} - \frac{h}{2S} \right)$ ;  $v$  – скорость движения;  $R$  – радиус кривой;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $T$  – горизонтальная составляющая веса,  $T = \Sigma P_{\text{ст}} \frac{h}{2S}$ ;  $h$  – возвышение наружного рельса;  $2S$  – расстояние между кругами катания колес по рельсам колесной пары;  $P_{\text{ст}}$  – статическая нагрузка от колеса на рельс;  $\Sigma M_{\text{тр}}$  – момент трения колес по рельсам относительно точки набегания колеса передней колесной пары,  $\Sigma M_{\text{тр}} = 2 Q_2 \cdot l + (H_1 + H_2) \cdot 2S$ .

Расчеты по классической методике вписывания для экипажа с характеристиками электропоезда ЭС1 выявили, что в кривой, радиусом 300 м с возвышением

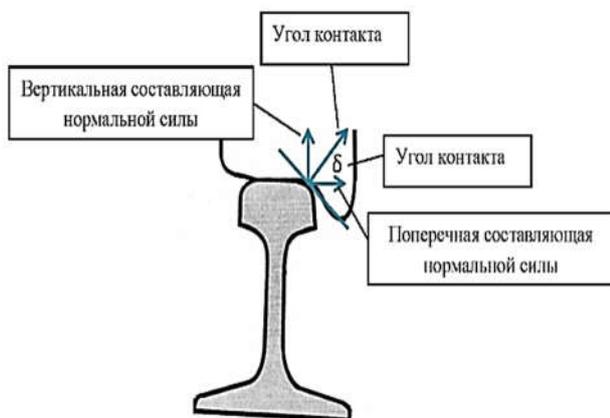


Рис. 2. Силы, прикладываемые от колеса к наружному рельсу кривого участка пути  
Fig. 2. Forces applied from the wheel to the high rail in a curve

наружного рельса 90 мм при скоростях до 70 км/ч ( $a_{\text{неп}} = 0,7 \text{ м/с}^2$ ) с различным уширением колеи и степени износа гребней колес направляющие усилия  $Y_1$  не превышают в самом худшем случае 9,12 тс. Боковая сила  $Y^?$  при этом в соответствии с выражением из [5] – ( $Y^? = Y_1 - Q_1$ ), не превышала 6,86 тс.

Но самое главное, эффективность в снижении бокового воздействия на путь экипажа при снижении жесткости поперечной связи колесных пар с рамой тележки очень низкая, не более 1 %.

Исследованиями, проведенными ранее [8, 9], выявлено, что такое несоответствие вызвано рядом допущений, а именно: коничность поверхности катания колес и криволинейная поверхность рельсов не учитываются; давление гребней бандажей на рельсы считаются направленными вдоль осей колесных пар. Кроме того, не учитывается контактирование гребня с боковой гранью рельса в точке, удаленной от оси вращения колесной пары, так называемого забега [6, 8]. Нормальная сила взаимодействия (рис. 2) наклонена к горизонтальной в зависимости от угла набегания колеса на рельс.

В соответствии с рис. 3 взятым из [10], в прямых и пологих кривых результирующая контакта колеса и рельса находится в области I, в кривых радиусами 450,,300 м – в кривых II, крутых кривых радиусами менее 250 м – в области III.

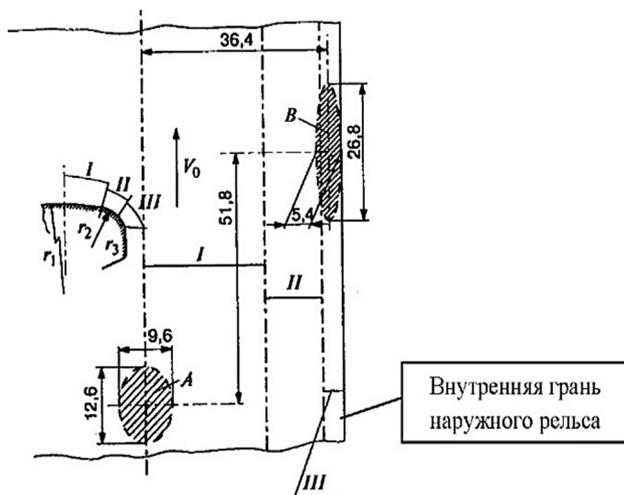


Рис. 3. Положение контактов колеса с рельсом  
Fig. 3. Wheel-rail contact position

В соответствии с формулой из [6] величина забега равна:

$$C = \frac{(r+h)}{R+S} X_1 \operatorname{tg} \beta, \quad (5)$$

где  $\beta$  – угол наклона гребня колеса к горизонтали;  $r$  – радиус катания;  $h$  – понижение точки касания колеса с рельсом.

При полюсных расстояниях, указанных в табл. 1, и определенных по ним углам набегания, точка забега направляющего колеса тележек в зависимости от уширения колеи и степени износа гребней может быть в пределах от 3 до 18,6 мм при

$$Y_{\Gamma} = \frac{P_{\text{ст}} \cdot \cos \gamma}{\sin \gamma + \mu \cdot \cos \gamma} - \frac{P_{\text{ст}} \cdot \mu \cdot \sin \gamma}{\sin \gamma + \mu \cdot \cos \gamma}, \quad (6)$$

где  $\gamma$  – угол наклона нормальной силы к вертикали;  $\mu$  – коэффициент трения колеса по рельсу.

Суммарная расчетная боковая сила в этом случае составит 9,86 тс.

При  $J_{\text{п}} = 370$  кГс/мм угол набегания направляющей колесной пары в худшем случае уменьшится, по сравнению  $J_{\text{п}} = 2000$  кГс/мм, в 1,47 раз, а подсчитанная боковая сила составит около 6,8 тс.

Эти расчетные данные по исследованиям [8] близки к реальным при новых профилях колес и рельсов и их нормальной подуклонке. При изменении их параметров и подреза гребней (возрастании угла наклона его рабочей поверхности) забег с рельсом будет увеличиваться. Тем не менее результаты расчетов по боковой силе оказались близки замеренным при испыта-

$$Y_1 l + \sum C l_{\text{ц}} - T l_{\text{ц}} + M_{\text{в}} + M_{\text{т}} + \sum M_{\text{тр}} = 0, \quad (7)$$

где  $M_{\text{в}}$  – возвращающий момент;  $M_{\text{т}}$  – демпфирующий момент.

Возвращающий момент  $M_{\text{в}}$  влияет на уровень силового воздействия на путь в зависимости от угла поворота тележки в кривой. При этом от передней по ходу тележки он увеличивает воздействие, от задней – снижает. Из-за малого угла поворота

$$M_{\text{т}} = (0,09 - 0,12) 2P_{\text{ст}} f \sqrt{\left(\frac{S}{2}\right)^2 + \left(\frac{2a}{2}\right)^2}, \quad (8)$$

где  $f$  – коэффициент трения колеса по рельсу, принимается 0,25;  $S = 1,58$  м расстояние между кругами катания колес колесной пары.

Для экипажей с осевыми нагрузками 17...20 тс рекомендуемые значения в соот-

$J_{\text{п}} = 2000$  кГс/мм и от 0,003 до 12,9 мм при  $J_{\text{п}} = 270$  кГс/мм. Результирующая точка контакта колеса и рельса смещается поперек и вдоль рельса в соответствии с рис. 2. С учетом кривизны поверхности рельсов и профиля катания колеса горизонтальная составляющая нормальной силы в точке контакта с углом  $\gamma = 30...35^\circ$  добавит к боковой силе, в соответствии с выражением 6 из [9], величину еще порядка 3 тс.

ниях электропоезда ЭС1 с исходным исполнением жесткости поперечной связи колесных пар с рамой тележки 2000 кГс/мм и достигали 10 тс [11]. При этом установлена тенденция: снижение жесткости поперечной связи колесных пар с рамой тележки будет уменьшать горизонтальное силовое взаимодействие экипажа на путь в кривых участках пути.

В экипаже для поворота тележки относительно кузова предусмотрены возвращающие устройства (опоры пневмобаллоны, резинOMETаллические опоры, маятниковые подвески) или демпфирующие устройства (опоры скользуны, гидродемпферы типа «Кони»). Для этих конструкций уравнение равновесия моментов (4) будет иметь вид:

передней тележки (в кривой с радиусом 300 м для электропоезда ЭС1 угол поворота находится в пределах  $38'...1^\circ 20'$ ) момент составит не более 0,01 тс·м.

Демпфирующий момент  $M_{\text{т}}$  также увеличивает воздействие на путь. Его уровень, как предложено в [11], следует принимать по формуле

в соответствии с указанной формулой (8) составляют 1,0...1,9 тс·м.

Расчеты показали, что при  $M_{\text{т}} = 1,9$  тс·м направляющее усилие возрастает примерно на 0,7 тс. При  $M_{\text{т}} = 4$  и 5,5 тс·м в указанной последовательности – на 1,5 и

2,1 тс. Следовательно, боковая сила, подсчитанная выше при  $J_{\text{п}} = 2000$  кгс/мм с  $M_{\text{T}}$  равными 1,9, 4,0 и 5,5 тс·м, составит, соответственно, 7,5 тс, 11,4 тс и 13 тс.

При  $J_{\text{п}} = 370$  кгс/мм боковая сила будет около 7,5 тс, 8,3 тс и 8,9 тс.

Как видно, с увеличением  $M_{\text{T}}$  существенно возрастает боковое воздействие на путь. Кроме того, из публикаций [13] известно, что при больших значениях  $M_{\text{T}}$  те-

## Моделирование

Более глубокое исследование динамики экипажа скоростного подвижного состава проведено на имитационной 3d-модели его вагона в программном комплексе «Универсальный механизм» (УМ).

Модель содержит 54 степеней свободы и состоит из твердых тел, связанных линейными и нелинейными упруго-диссипативными элементами с тележками аналогичными электропоездам типа ЭС1, ЭВС1, ЭГ2Тв, пассажирского вагона на тележках КВЗ. При этом отмечаем, что конструкции тележек для электропоездов фирмы *Siemens* аналогичны. На электропоезде ЭГ2Тв – близки тележкам *Siemens*, но вместо шкворня используется лемнискатный механизм [1]. На пассажирском вагоне математически описаны тележки КВЗ-ЦНИИ. Необходимые для моделирования технические характеристики экипажей указанного подвижного состава (ПС) брались из КД и специализированной технической литературы. Расчеты производились для трех вариантов  $J_{\text{п}}$  – 100 кгс/мм, 320 кгс/мм и штатной, равной 2000 кгс/мм. Момент  $M_{\text{T}}$  изменялся для следующих вариантов – 0,1 тс·м, 1,0 тс·м, 2,0 тс·м, 3,0 тс·м и 5,0 тс·м.

Колесные пары имели вагонный профиль колес. Моделирование проведено как с новым профилем с эквивалентной конусностью 0,845, так и с изношенным с толщиной гребня 25 мм и прокатом 3мм. Исследования движения проведены в кривом участке пути радиусом 300 м с возвышением наружного рельса 90 мм при скоростях 30, 50 и 70 км/ч и по прямому участку пути при скоростях до 220 км/ч.

Горизонтальные и вертикальные неровности задавались виде отклонений

лежки после выхода экипажа из кривых в прямые не возвращаются в среднее положение по отношению к кузову и приводит к повышенному износу гребней колесных и рельсов. В тоже время, низкие значения  $M_{\text{T}}$  приводят к возрастанию амплитуд влияния тележек и кузова в прямых участках пути и ухудшают показатели динамики экипажа и плавности хода.

каждого рельса в вертикальном и горизонтальном (поперечном) направлениях от продольной оси пути и соответствовали хорошему состоянию согласно требованиям действующих нормативов по содержанию пути.

При исследовании динамики в УМ определялись следующие числовые характеристики процессов: рамные и боковые силы, вертикальные и горизонтальные ускорения кузова вагона в районе шкворня, плавность хода, фактор износа в кривых участках пути.

При моделировании выявлено, что при движении указанных выше моделей ПС в кривой, радиусом 300 м с исходными упруго-диссипативными характеристиками, а также с измененной (уменьшенной) у них жесткости поперечной связи с рамой тележки  $J_{\text{п}}$  с 2000 кгс/мм до 320 и 100 кгс/мм рамные и боковые силы, так же как и полученные при динамическом вписывании, проведенные выше, имеют тенденцию к снижению.

Так для электропоезда ЭС1 снижение при скорости 70 км/ч составило, соответственно, в 1,3 и 1,44 раза, а при 30 км/ч – в 1,9 и 2,5 раз. Для электропоезда ЭГ2Тв при 70 км/ч – в 1,25 и 1,42 раза, при 30 км/ч – в 1,73 и 2 раза. Для вагона на тележках КВЗ – при 70 км/ч – в 1,13 и 1,4 раза при 30 км/ч – в 1,56 и 1,71 раза.

Максимальные значения рамных сил в кривой с радиусом 300 м приведены в табл. 2.

Осциллограммы рамных сил вагона на тележках КВЗ, в качестве примера, приведены на рис. 4.

Значения рамных и боковых сил, полученные расчетным путем несколько ни-

же, чем получены при испытаниях, поскольку в модели не учитывался фактор забега точки контакта направляющего колеса. Существенное влияние на уровень горизонтального воздействия на путь оказывает момент сопротивлению поворота  $M_T$  (табл. 2), и, как видно, при жесткости, к

примеру,  $J_n = 320 \text{ кгс/мм}$  с увеличением  $M_T$  от 1,0 до 5,0 тс·м рамные силы в кривой возрастают при высоких скоростях в 1,21 и 1,54 раза, при 30 км/ч – в 1,48 и 2,2 раза. Величина  $M_T$  влияет и на показатели износа колес и рельсов (рис. 5).

Таблица 2

Максимальные значения рамных сил  $Y_P$  (тс) экипажа в кривой, радиусом  $R = 300$  м в зависимости от  $J_n$  и  $M_T$

Table 2

Maximum values of vehicle frame forces  $Y_P$  (tf) in a curve with radius  $R = 300$  m depending on  $J_n$  and  $M_m$

Скорость, км/ч		30	70
$M_T = 1,0 \text{ тс} \cdot \text{м}$	$J_n = 100 \text{ кгс/мм}$	1,25	2,00
	$J_n = 320 \text{ кгс/мм}$	1,70	2,86
	$J_n = 2000 \text{ кгс/мм}$	2,64	3,67
$M_T = 3,0 \text{ тс} \cdot \text{м}$	$J_n = 100 \text{ кгс/мм}$	1,55	2,42
	$J_n = 320 \text{ кгс/мм}$	2,32	3,20
	$J_n = 2000 \text{ кгс/мм}$	3,40	4,10
$M_T = 5,0 \text{ тс} \cdot \text{м}$	$J_n = 320 \text{ кгс/мм}$	3,47	4,07
	$J_n = 2000 \text{ кгс/мм}$	4,90	5,20

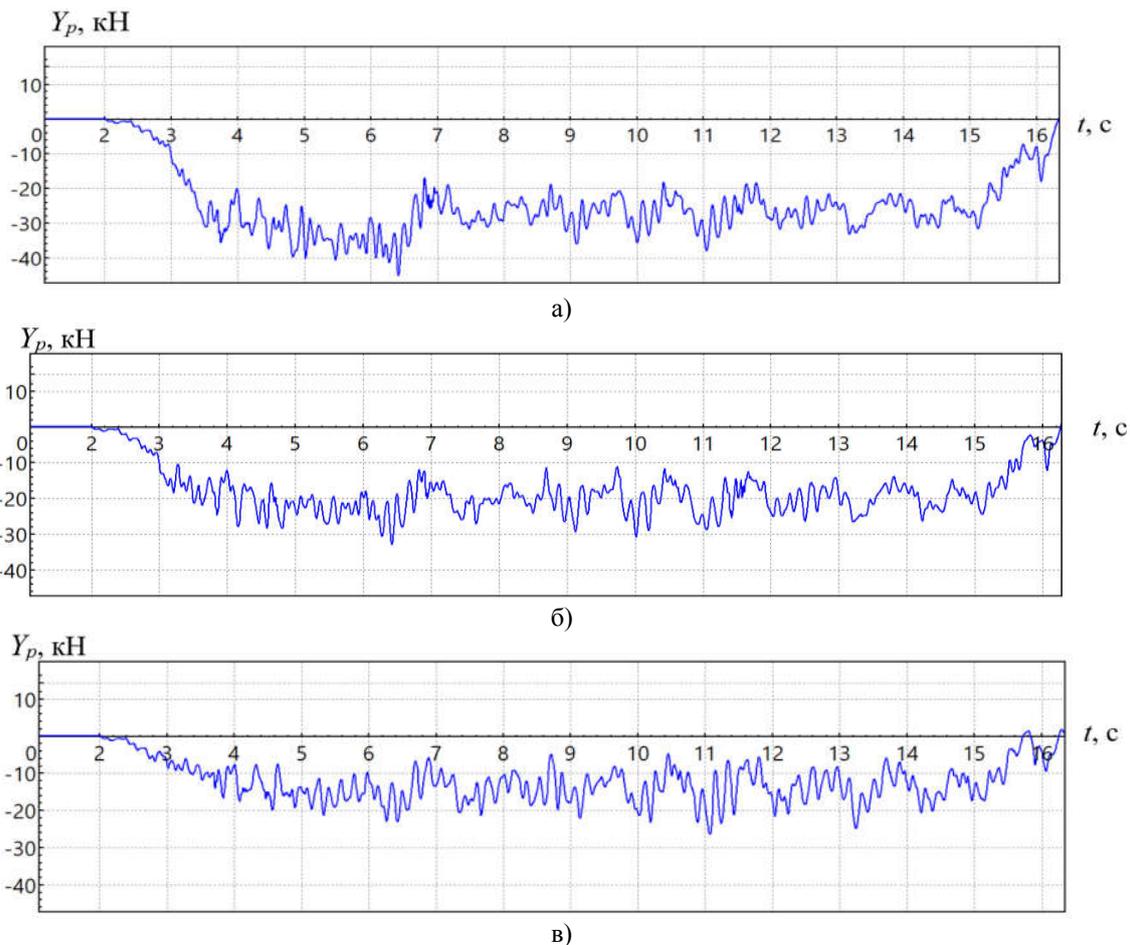
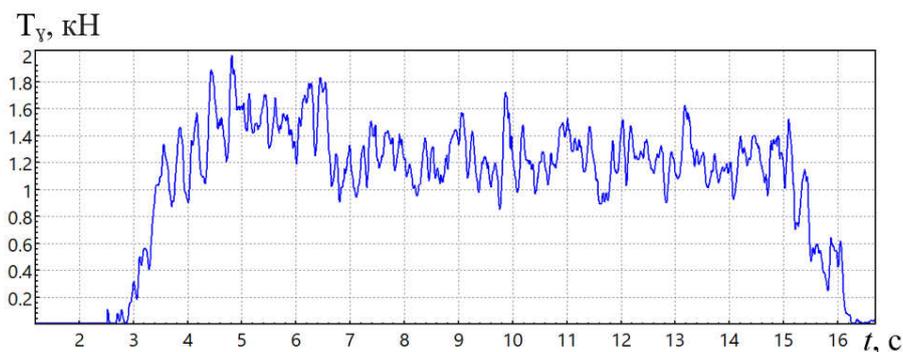
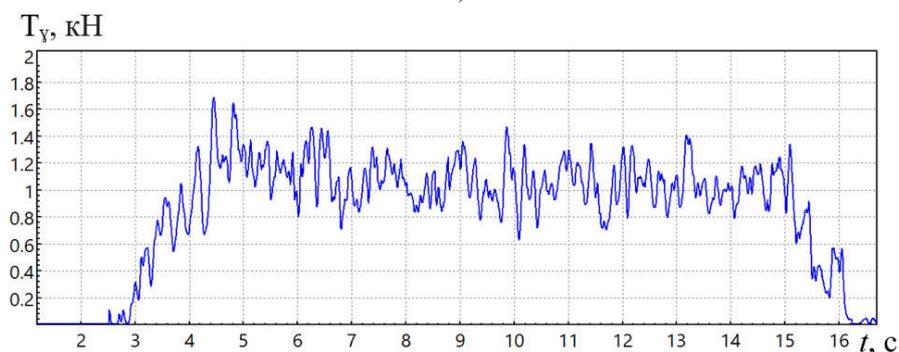


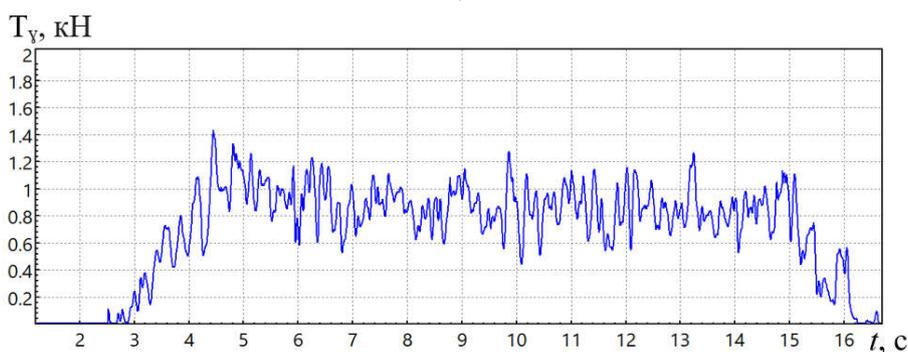
Рис. 4. Копии осциллограмм рамных сил при движении модели экипажа в кривой радиусом 300 м со скоростью 70 км/ч при  $J_n = 320 \text{ кгс/мм}$  и  $M_T =$  а) 5,0 тс·м; б) 3,0 тс·м; в) 1,0 тс·м  
 Fig. 4. Copies of oscillograms of frame forces during the vehicle model operation in a curve of 300 m radius at a speed of 70 km/h at  $J_n = 320 \text{ kgf/mm}$  and  $M_m =$  a) 5.0 ts·m; b) 3.0 ts·m; c) 1.0 ts·m



а)



б)



в)

Рис. 5. Копии осциллограмм показателя износа (фактора износа) при движении модели экипажа в кривой, радиусом 300 м со скоростью 70 км/ч при  $J_n = 320$  кгс/мм и  $M_T =$  а) 5,0 тс·м; б) 3,0 тс·м; в) 1,0 тс·м  
 Fig. 5. Copies of oscillograms of the wear index (wear factor) during the vehicle model operation in a curve of 300 m radius at a speed of 70 km/h at  $J_n = 320$  kgf/mm and  $M_m =$  а) 5.0 ts·m; б) 3.0 ts·m; в) 1.0 ts·m

При движении ПС по прямому участку горизонтальные ускорения кузова и рамные силы представлены в табл. 3.

При изменении жесткости  $J_n$  от 100 до 2000 кгс/мм до скорости 160 км/ч рамные силы при  $M_T$  от 1,0 до 3,0 тс не превышали 2,1 тс. Плавность хода в горизонтальном поперечном направлении и горизонтальные ускорения кузова при снижении  $J_n$  возрастают (рис. 6, 7).

Так при  $J_n = 100$  кгс/мм и  $M_T = 1...3$  тс·м плавность хода при скорости 100 км/ч хоть и не превышает норматив 3,25, однако уровень горизонтальных ускорений достигал (0,16...0,18)g, что выше норматива 0,12g, принимавшемся ранее для груженых

пассажирских вагонов [14]. Обращает внимание то, что при низких жесткостях 100–320 кгс/мм наблюдается возрастание  $W_y$  при скоростях 60...100 км/ч, что свидетельствует о близости частот извилистого колебания колесных пар на этих скоростях с поперечными колебаниями экипажа. Такое явление наблюдалось при испытаниях и эксплуатации ПС аналогичного по конструкции и жесткости  $J_n$ . При изношенных колесах с жесткостью  $J_n = 320$  кгс/мм уровень рамных сил не превышал 3,87 тс ( $Y_p/2P_{ст} = 0,2$ ) даже при скорости 220 км/ч (рис. 8), однако плавность хода составляла 3,25 уже при скорости 170 км/ч при  $M_T = 1,0$  тс·м и 185 км/ч при 5,0 тс·м.

Таблица 3

Максимальные значения горизонтальных ускорений кузова ГУ ( $\times g$ ) – (в числителе) и рамных сил  $Y_p$  (тс) экипажа в прямом участке пути в зависимости от  $Ж_n$  и  $M_T$

Table 3

Maximum values of horizontal accelerations of the GU body ( $\times g$ ) – (in the numerator) and the vehicle frame forces  $Y_p$  (tf) on a straight track section depending on  $Ж_n$  and  $M_m$

Скорость, км/ч		100	160	220
$M_T = 0,1$ тс·м	$Ж_n = 320$ кгс/мм	0,20 / 1,30	0,35 / 3,20	0,60 / 5,25
$M_T = 1,0$ тс·м	$Ж_n = 100$ кгс/мм	0,18 / 1,25	0,29 / 2,10	0,55 / 5,30
	$Ж_n = 320$ кгс/мм	0,12 / 0,61	0,20 / 2,10	0,51 / 4,65
	$Ж_n = 2000$ кгс/мм	0,08 / 0,60	0,18 / 0,90	0,20 / 1,30
$M_T = 2,0$ тс·м	$Ж_n = 100$ кгс/мм	0,16 / 1,10	0,27 / 1,90	0,54 / 5,10
	$Ж_n = 320$ кгс/мм	0,11 / 1,00	0,24 / 1,73	0,39 / 4,24
	$Ж_n = 2000$ кгс/мм	0,10 / 0,61	0,15 / 1,40	0,18 / 3,10
$M_T = 3,0$ тс·м	$Ж_n = 100$ кгс/мм	0,18 / 0,81	0,29 / 1,10	0,55 / 3,90
	$Ж_n = 320$ кгс/мм	0,10 / 0,50	0,18 / 0,80	0,22 / 1,39
$M_T = 5,0$ тс·м	$Ж_n = 100$ кгс/мм	0,12 / 0,52	0,15 / 0,81	0,20 / 1,47
	$Ж_n = 320$ кгс/мм	0,10 / 0,50	0,14 / 0,80	0,18 / 1,29
Колеса с прокатом 3 мм и толщиной гребня 25 мм				
$M_T = 1,0$ тс·м	$Ж_n = 320$ кгс/мм	0,12 / 0,60	0,23 / 2,10	0,39 / 4,65
$M_T = 2,0$ тс·м	$Ж_n = 320$ кгс/мм	0,12 / 0,60	0,22 / 1,78	0,34 / 4,24

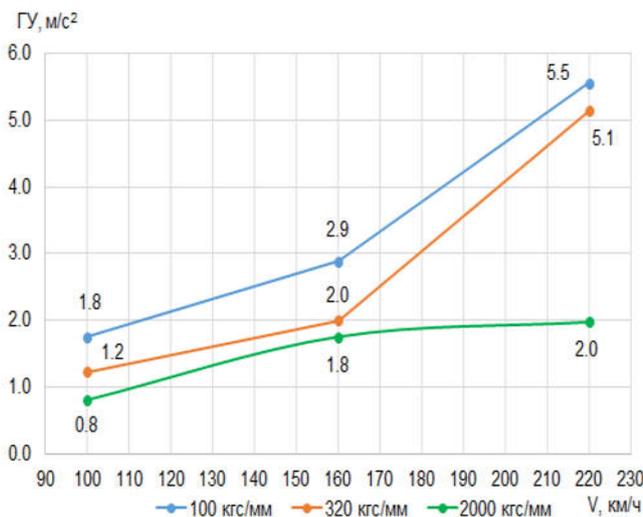


Рис. 6. Горизонтальные ускорения модели экипажа ЭС1 при движении по прямому участку пути  
Fig. 6. Horizontal accelerations of the ES1 vehicle model during operation on a straight track section

Расчеты показали также, что при всех изменениях  $Ж_n$  и  $M_T$  динамические показатели модели экипажа в вертикальной плоскости оставались стабильно хорошими.

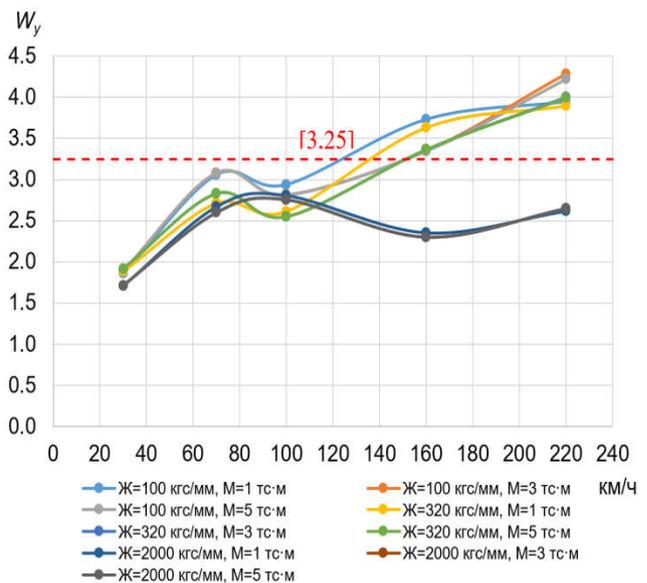


Рис. 7. Расчетные показатели плавности хода в горизонтальной поперечной плоскости при движении модели экипажа «Ласточки» в прямом участке пути при  $Ж_n = 100$  кгс/мм;  $Ж_n = 320$  кгс/мм;  $Ж_n = 2000$  кгс/мм и  $M_T = 5,0$  тс·м;  $M_T = 3,0$  тс·м;  $M_T = 1,0$  тс·м  
Fig. 7. Calculated smoothness of movement indices in the horizontal transverse plane during the Lastochka vehicle model operation on a straight track section at  $ж_n = 100$  kgf/mm;  $ж_n = 320$  kgf/mm;  $ж_n = 2000$  kgf/mm and  $M_m = 5.0$  ts·m;  $M_m = 3.0$  ts·m;  $M_m = 1.0$  ts·m

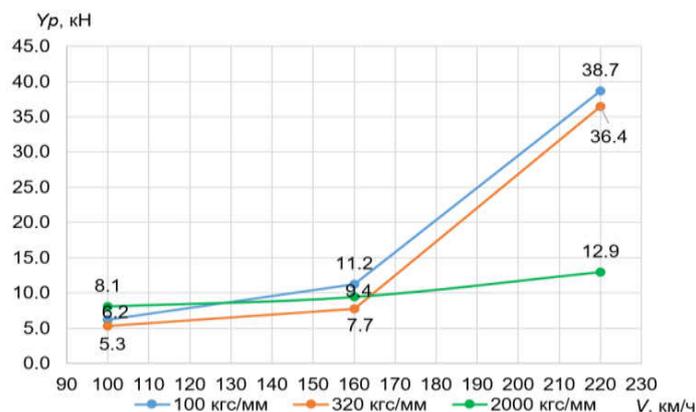


Рис. 8. Рамные силы модели экипажа «Ласточки» при движении по прямому участку пути  
 Fig. 8. Frame forces of the Lastochka vehicle model during operation on a straight track section

## Выводы

На основании проведенных исследований (динамического вписывания, моделирования и анализа результатов многочисленных ранее испытанных экипажей подвижного состава) установлено, что:

1. При снижении жесткости поперечной связи колесной пары с рамой тележки  $J_n$  уменьшается угол набегания направляющей колесной пары тележки и боковое воздействие экипажа на путь в кривых участках. Одновременно с этим возрастают амплитуды взаимных горизонтальных поперечных перемещений рамы

тележки относительно колесных пар, и при низких значениях  $J_n$  могут привести к неустойчивому движению экипажа в прямых участках пути.

2. Увеличение демпфирующего (фрикционного) момента, препятствующего повороту тележки относительно кузова  $M_T$  усиливает боковое воздействие экипажа на путь в кривых, но в тоже время обеспечивают в меньшей степени развитие горизонтальных поперечных колебаний кузова в прямых участках пути с возрастанием скорости движения.

## Предложения

По результатам работы рекомендуется при проектировании узлов экипажа моторвагонного подвижного состава включить в [15] следующие нормативы:

- жесткость поперечной связи колесной пары с рамой тележки  $J_n$ ,
- демпфирующий момент сопротивления поворота тележки относительно кузова  $M_T$ .

1. Для моторвагонного подвижного состава для регионов имеющих железнодорожные пути с большим количеством кривых участков малого радиуса и эксплуатацией со скоростями до 130 км/ч вели-

чина жесткости  $J_n$  должна быть в пределах 320...600 кгс/мм.

2. Для моторвагонного подвижного состава для эксплуатации с конструкционной скоростью до 160 км/ч  $J_n$  должна быть в пределах 600–1000 кгс/мм.

3. Для моторвагонного подвижного состава для эксплуатации с конструкционной скоростью более 160 км/ч  $J_n$  должна быть не менее 2000 кгс/мм.

4. Демпфирующий момент  $M_T$  для категории моторвагонного подвижного состава, указанного в первом пункте должен быть около 1,0 тс·м, по п. 2 – 1,5...2,0 тс·м, по п. 3 – не менее 3,0 тс·м.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. К вопросу выбора рациональных характеристик связей в горизонтальной плоскости экипажа скоростного моторвагонного подвижного состава

ва для эксплуатации на полигонах с большим количеством кривых малого радиуса / В. С. Кос-

- сов, В. В. Березин, И. Е. Ильин, А. С. Пономарев // *Техника железных дорог*. 2024. № 1. С. 56-62.
2. Голубятников, С. М. Исследование влияния некоторых конструктивных характеристик экипажей тепловозов на динамику в кривых / С. М. Голубятников, С. М. Куценко // *Труды ВНИКТИ*. 1970. Вып. 34. С. 242-260.
  3. Динамика вагонов электропоездов ЭР22 и ЭР200 на тележках с пневматическим подвешиванием / А. А. Львов, Ю. С. Ромен, А. В. Кузнецов [и др.] // *Труды ЦНИИ МПС*. Вып. 417. Москва, 1970. 183 с.
  4. Параметры подвешивания электропоезда ЭР200 и результаты динамических (ходовых) и по воздействию на путь испытаний / А. А. Львов, Г. Г. Желнин, А. М. Березовский [и др.] // *Труды ЦНИИ МПС*. Москва, 1978. С. 4-79.
  5. Конструкция и динамика тепловозов / под ред. В. Н. Иванова. Москва : Транспорт, 1974. 336 с.
  6. Медель, В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. – Москва : Транспорт, 1950. – 568 с.
  7. GARANT.RU : Информационно-правовой портал : Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации : утверждены Приказом Минтранса РФ от 21.12.2010 г. № 286. – URL: <https://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/55070488/?ysclid=m2wuixebjx13236410#review> (дата обращения: 01.09.2024).
  8. Лысюк, В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов. Москва : Транспорт, 1997. 188с.
  9. Березин, В. В. Исследование взаимодействия колеса и рельса двухосных железнодорожных

- экипажей / В. В. Березин, А. А. Тихонов // *Вестник ВНИКТИ*. 2017. Вып. 100. С. 54-62.
10. Харрис, У. Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса // У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Лангрэн, Х. Турне, В. Эберсен [пер. с англ.]. Москва : Интекст, 2002. 408 с.
  11. Экспериментальная оценка взаимодействия экипажа и пути при скоростном и высокоскоростном движении : монография / А. М. Бржезовский, Д. Н. Аршинцев, О. Г. Бржезовская [и др.] ; под редакцией канд. техн. наук А. М. Бржезовского. – Москва : РАС, 2019. – 148 с. ил., табл. : 21 см – (Труды ученых АО «ВНИИЖТ» (АО «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта»)).
  12. Вопросы горизонтальной и вертикальной динамики локомотивов /Труды ЦНИИ МПС. Вып. 393. Москва, 1969. 287 с.
  13. Повышение надежности экипажной части тепловозов / А. И. Беляев, Б. Б. Бунин, С. М. Голубятников [и др.] : под ред. Л. К. Добрынина. Москва : Транспорт, 1984. 248 с. : ил.; 22 см.
  14. Нормы допускаемых скоростей движения подвижного состава по ж.д. путям колеи 1520 (1524) мм федерального железнодорожного транспорта : утверждены Приказом МПС РФ № 41 от 12.11.2001. Москва : Транспорт, 2001. 125 с.
  15. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм : утверждены МПС РФ от 10.02.1997. Москва, 1997. 147 с.

## REFERENCES

1. Kossov VS, Berezin VV, Ilyin IE, Ponomarev AS. On the issue of choosing rational characteristics of the horizontal plane links of the high-speed multiple-unit rolling stock undercarriage for operation on the landfills with a large number of sharp curves. *Railway Equipment*. 2024; 1:56-62.
2. Golubyatnikov SM, Kutsenko SM. Study of the influence of some design characteristics of diesel locomotive carriages on dynamics in curves. *Trudi VNIKTI*. 1970;34:242-260.
3. Lvov AA, Romén YuS, Kuznetsov AV. Dynamics of ЭР22 and ЭР200 electric train cars on trucks with pneumatic suspension. *Trudi Vsesoiúznjg Nauchno-issledovatel'skogo Instituta Zheleznodorozhnogo Transporta*. 1970;417:183.
4. Lvov AA, Zhelnin GG, Berezovsky AM. Parameters of ЭР200 electric train suspension and the results of dynamic (running) and impact on the test track. *Trudi Vsesoiúznjg Nauchno-issledovatel'skogo Instituta Zheleznodorozhnogo Transporta*. 1978:4-79.
5. Ivanov VN, editor. Design and dynamics of diesel locomotives. Moscow: Transport; 1974.
6. Medel VB. Rolling stock of electric railways. Moscow: Transport; 1950.
7. GARANT.RU: Rules of technical operation of railways of the Russian Federation [Internet]. [place unknown]: Ministry of Transport of the Russian Federation; 2010 [cited 2024 Sep 01]. Available from: <https://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/55070488/?ysclid=m2wuixebjx13236410#review>
8. Lysyuk, VS. Causes and mechanism of wheel derailment. The problem of wheel and rail wear. Moscow: Transport; 1997.
9. Berezin, VV, Tikhonov AA. Study of interacting a wheel and a rail of two-axle railway carriages. *Vestnik VNIKTI*. 2017;100:54-62.
10. Harris WJ, Zakharov SM, Langren J, Tourne H, Ebersen V. Generalization of the best practices of heavy-weight movement: issues of wheel and rail interaction. Moscow: Intext; 2002.
11. Brzhezovsky AM, Arshintsev DN, Brzhezovskaya OG. Experimental assessment of interacting the carriage and the track in high-speed traffic: monograph. Moscow : RAS; 2019.

12. Issues of horizontal and vertical dynamics of locomotives. Proceedings of the Scientific and Research Institute of Railways. Moscow; 1969.
13. Belyaev AI, Bunin BB, Golubyatnikov SM. Improving the reliability of locomotive carriages. Moscow: Transport; 1984.
14. Decree of the Ministry of Transport of the Russian Federation. Standards of permissible speeds of rolling stock along railway tracks of 1520 (1524) mm

gauge of federal railway transport. Moscow: Transport; 2001.

15. Ministry of Transport of the Russian Federation. Standards for calculating and evaluating the strength of load-bearing elements and the dynamic qualities of the carriage of the two-car rolling stock for railways of the Ministry of Transport of the Russian Federation with a gauge of 1520 mm. Moscow; 1997.

#### Информация об авторах:

**Коссов Валерий Семенович** – доктор технических наук, профессор, генеральный директор, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), 140402, Российская Федерация, Московская обл., г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410, тел. +7(4966) 18-82-48, SPIN-код: 3884-6628, AuthorID: 353160.

**Березин Василий Витальевич** – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), 140402, Российская Федерация, Московская обл., г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410, тел. +7 (4966) 18-82-48.

**Kossov Valery Semenovich** – Doctor of Technical Sciences, Professor, General Director; Scientific Research and Engineering-Design Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), 410, Oktyabrskaya Revolyutsii Str., Kolomna, 140402, Russian Federation; phone: +7(4966) 18-82-48; SPIN-code: 3884-6628, AuthorID: 353160.

**Berezin Vasily Vitalievich** – Candidate of Technical Sciences, Leading Researcher; Scientific Research and Engineering-Design Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), 410, Oktyabrskaya Revolyutsii Str., Ko-

**Гаврюшин Михаил Александрович** – заведующий лабораторией, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), 140402, Российская Федерация, Московская обл., г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410, тел. +7 (4966) 18-82-48.

**Кулуп Тимур Валерьевич** – ведущий инженер, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), 140402, Российская Федерация, Московская обл., г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410, тел. +7 (4966) 18-82-48.

lomna, 140402, Russian Federation; phone: +7 (4966) 18-82-48.

**Gavryushin Mikhail Aleksandrovich** – Head of the laboratory; Scientific Research and Engineering-Design Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), 410, Oktyabrskaya Revolyutsii Str., Kolomna, 140402, Russian Federation; phone: +7 (4966) 18-82-48.

**Kuluv Timur Valeryevich** – Leading Engineer; Scientific Research and Engineering-Design Institute of Rolling Stock (JSC "VNIKTI"), 410, Oktyabrskaya Revolyutsii Str., Kolomna, 140402, Russian Federation; phone: +7 (4966) 18-82-48.

**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 23.10.2024; одобрена после рецензирования 18.11.2024; принята к публикации 27.11.2024. 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 23.10.2024; approved after review on 18.11.2024; accepted for publication on 27.11.2024. 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*.