

Научная статья
Статья в открытом доступе
УДК 629.454.22
doi: 10.30987/2782-5957-2023-8-41-48

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ СКОЛЬЗУНОВ ТЕЛЕЖКИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Виктор Петрович Тихомиров¹, Михаил Геннадьевич Шалыгин², Федор Юрьевич Лозбинец³, Дмитрий Яковлевич Антипин⁴✉

^{1,2,3,4} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

^{1,2} tts-dm@yandex.ru

^{3,4} adya2435@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8246-6271>

Аннотация

Выполнен теоретический анализ влияния коэффициента трения на опорных поверхностях скользунов тележки на динамические показатели вагона и усилия взаимодействия колес и рельсов.

На первом этапе разработана детализированная динамическая твердотельная модель пассажирского вагона на тележках безлючного типа. Динамическая модель представляет собой систему абсолютно твердых тел, связанных между собой упруго-диссипативными линейными и нелинейными силовыми элементами, шарнирами и контактными силами. Адекватность динамической модели вагона и достоверность получаемых результатов оценивалась на основе результатов ходовых динамических испытаний. На основе разработанной твердотельной динамической модели проведено комплексное исследование влияния коэффициента

трения на опорных поверхностях скользунов на безопасность и динамические показатели пассажирского вагона при различных режимах движения по рельсовому пути с учетом неровностей. В результате моделирования получен диапазон рациональных значений моментов трения на опорных скользунах. Осуществлен подбор состава композиционного материала для опорных поверхностей скользунов тележки методами нейрокомпьютерного моделирования, выполнена отработка изготовления предложенного композиционного материала, проведены экспериментальные исследования характеристик композиционных элементов, подтверждающих их свойства и безопасность.

Ключевые слова: вагон, тележка, взаимодействие, колесные пары, динамическая модель, скользуны.

Ссылка для цитирования:

Тихомиров В.П. Обоснование рациональной конструкции скользунов тележки пассажирского вагона / В.П. Тихомиров, М.Г. Шалыгин, Ф.Ю. Лозбинец, Д.Я. Антипин // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 08. – С. 41-48. doi: 10.30987/2782-5957-2023-8-41-48.

Original article
Open Access Article

JUSTIFICATION OF THE RATIONAL DESIGN OF THE PASSENGER CAR TRUCK GUIDE BLOCKS

Viktor Petrovich Tikhomirov¹, Mikhail Gennadievich Shalygin²✉, Fedor Yurievich Lozbinev³, Dmitry Yakovlevich Antipin⁴

^{1,2,3,4} Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

^{1,2} tts-dm@yandex.ru

^{3,4} adya2435@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8246-6271>

Abstract

The effect of the friction factor on the support surfaces of the truck guide blocks on the car dynamic performance and the interaction forces of wheels and rails are theoretically analyzed.

At the first stage, a detailed dynamic solid-state model of a passenger car is developed which has a bolsterless truck. The dynamic model is a system of absolutely rigid bodies interconnected by elastically dissi-

pative linear and nonlinear force elements, hinges and contact forces. The adequacy of the car dynamic model and the reliability of the results obtained are evaluated the results of running tests. Based on the developed solid-state dynamic model, a comprehensive study of the effect of the friction factor on the guide block support surfaces on the safety and dynamic performance of a passenger car under various modes of movement along the track, taking into account irregularities is carried out. As a result of modeling, a range of rational

values of friction moments on the support guide blocks is obtained. The composition of the composite material for the support surfaces of the truck guide blocks is selected using neurocomputer modeling methods, the manufacture of the proposed composite material is tested, experimental studies of the characteristics of composite elements confirming their properties and safety are carried out.

Keywords: car, truck, interaction, wheel pairs, dynamic model, guide blocks.

Reference for citing:

Tikhomirov VP, Shalygin MG, Lozbinev FYu, Antipin DYa. Justification of rational design of passenger car the truck guide blocks. *Transport Engineering*. 2023; 8: 41-48. doi: 10.30987/2782-5957-2023-8-41-48.

Введение

При проектировании новых конструкций пассажирского подвижного состава и совершенствовании существующих важными задачами являются обеспечение безопасности эксплуатации и снижение стоимости жизненного цикла. Анализ факторов, влияющих на указанные задачи, показал, что значительная часть из них зависит от конструктивных особенностей ходовых частей и устройств, обеспечивающих их взаимодействие с кузовами. В частности, важными элементами, непосредственно влияющими на безопасность и эксплуатационную надежность, являются опоры кузова и скользуны. При их проектировании необходимо разрешить ряд противоречий. На прямых участках пути опоры кузова должны обеспечивать момент сопротивления, достаточный для снижения интенсивности колебаний влечения тележек. Тем самым повышая устойчивость движения, критическую скорость

движения и в конечном счете безопасность движения. При этом снижая износы, как гребня при исключении периодических касаний им боковой поверхности рельса, так и износа по кругу катания, при уменьшении дополнительных поперечных перемещений колес. В то же время в кривых участках пути момент сопротивления на скользунах должен обеспечивать беспрепятственный поворот тележки под кузовом и установки ее в радиальное положение. Это позволит повысить безопасность вагона в отношении вкатывания колеса на рельс и снизит износы гребня. Третьим требованием к элементам опорных поверхностей скользунов пассажирского вагона является их износостойкость. В связи с этим актуальной задачей является обоснование рациональных значений момента сопротивления поворота тележки и разработка конструктивных решений, обеспечивающих их.

Обоснование рационального значения коэффициента трения опорных поверхностей скользунов тележки

Анализ современных подходов к изучению динамических характеристик подвижного состава железных дорог показал, что наиболее рациональным в настоящее время является математическое моделирование с последующим подтверждением его результатов данными натурных экспериментов [1-4]. Исследование проведено для отечественного пассажирского вагона, оборудованного тележками безлюлечного типа.

Анализ динамических параметров вагона выполнен методами твердотельного

компьютерного моделирования на основе разработанной пространственной динамической модели движения вагона по неровностям пути в скоростном интервале 20 – 160 км/ч. [5].

Динамическая модель представляет собой совокупность кузова вагона, описываемого абсолютно твердым телом с реальными инерциальными характеристиками и твердотельных моделей тележек (рис. 1).

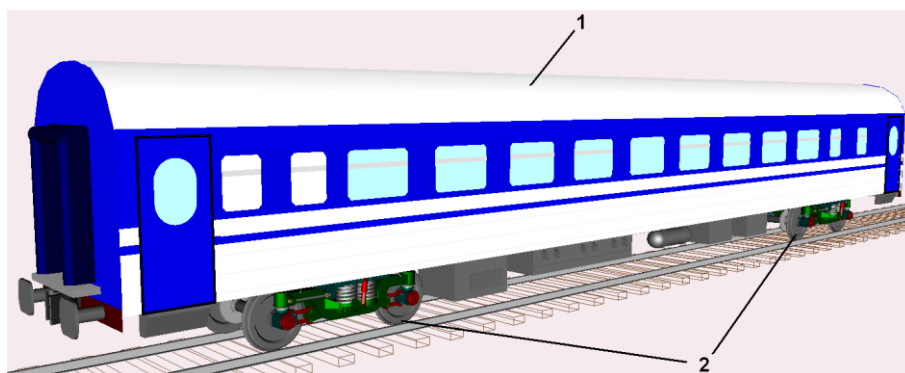


Рис. 1. Динамическая модель вагона: 1 – твердотельная модель кузова;
2 – тележка вагона, представленная в виде подсистемы
*Fig. 1. Dynamic car model: 1 – solid body model;
2 – car bogie, presented as a subsystem*

Взаимодействие кузова вагона с тележками описывается посредством силовых контактных элементов типа точка – плоскость и набором линейных силовых элементов, передающих работу пятникового узла.

В работе рассмотрено движение вагона по прямолинейным участкам пути, криволинейным с параметрами, рекомендуемыми [6] и по стрелочному переводу с крестовиной марки 1/11. Формирование случайных неровностей пути проводится на основании функции спектральной плотности эквивалентной расчетной неровности в вертикальном и горизонтальном направлении, определяемой по методике, приведенной в РД 32.68-96 [7].

Верификация динамической модели вагона проводилась с использованием данных поездных испытаний на участке Санкт-Петербург – Малая Вишера. Полученные в результате моделирования динамические характеристики вагона удовлетворительно соответствуют данным поездных испытаний, что свидетельствует о адекватности разработанной динамической модели.

На следующем этапе на основе комплекса математических экспериментов, структурная схема которых представлена на рис. 2, выполнено определение рационального диапазона величины коэффициента трения на опорных поверхностях скользунов.

Коэффициент трения варьировался в диапазоне 0,05 – 0,4 с шагом 0,05. В каче-

стве критериев оценки влияния коэффициентов трения на опорных поверхностях скользунов тележки на динамические характеристики вагона приняты силы отжатия рельса, мощности сил трения в точках контакта колеса с рельсом по гребню и горизонтальные ускорения кузова [8]. Наряду с указанными параметрами оценивается критическая скорость движения вагона.

На рис. 3 - 5 приведены графики изменения динамических характеристик вагона в зависимости от коэффициента трения на опорных поверхностях скользунов для различных режимов движения вагона.

Анализ результатов моделирования позволяет сделать вывод о том, что рациональная величина коэффициента трения на опорных поверхностях скользунов, соответствующая пересечению кривых сил отжатия рельса и мощностей сил трения в контакте гребня колеса с рельсом на прямых и кривых участках пути, находится в диапазоне: для сил отжатия рельса от 0,07 до 0,12; для мощностей сил трения в контакте гребней колес с рельсами от 0,1 до 0,165. При этом наблюдается тенденция снижения рационального значения коэффициента трения опорных поверхностей скользунов с увеличением скорости движения вагона.

Критическая скорость движения вагона при коэффициенте трения на опорных поверхностях скользунов 0,09 составляет 223,6 км/ч, при коэффициенте трения 0,165 она увеличивается до 230,4 км/ч.

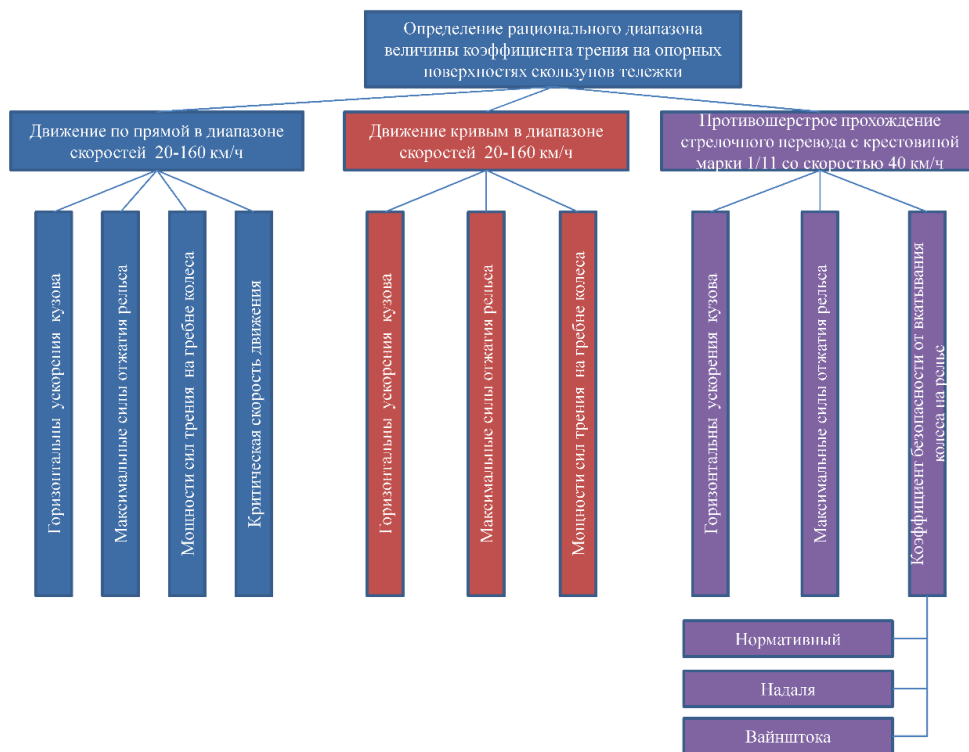


Рис. 2. Структурная схема комплекса математических экспериментов по определению рационального диапазона величины коэффициента трения на опорных поверхностях скользящих тележек
 Fig. 2. Structural diagram of a complex of mathematical experiments to determine the rational range of the value of the friction coefficient on the bearing surfaces of bogie side bearings

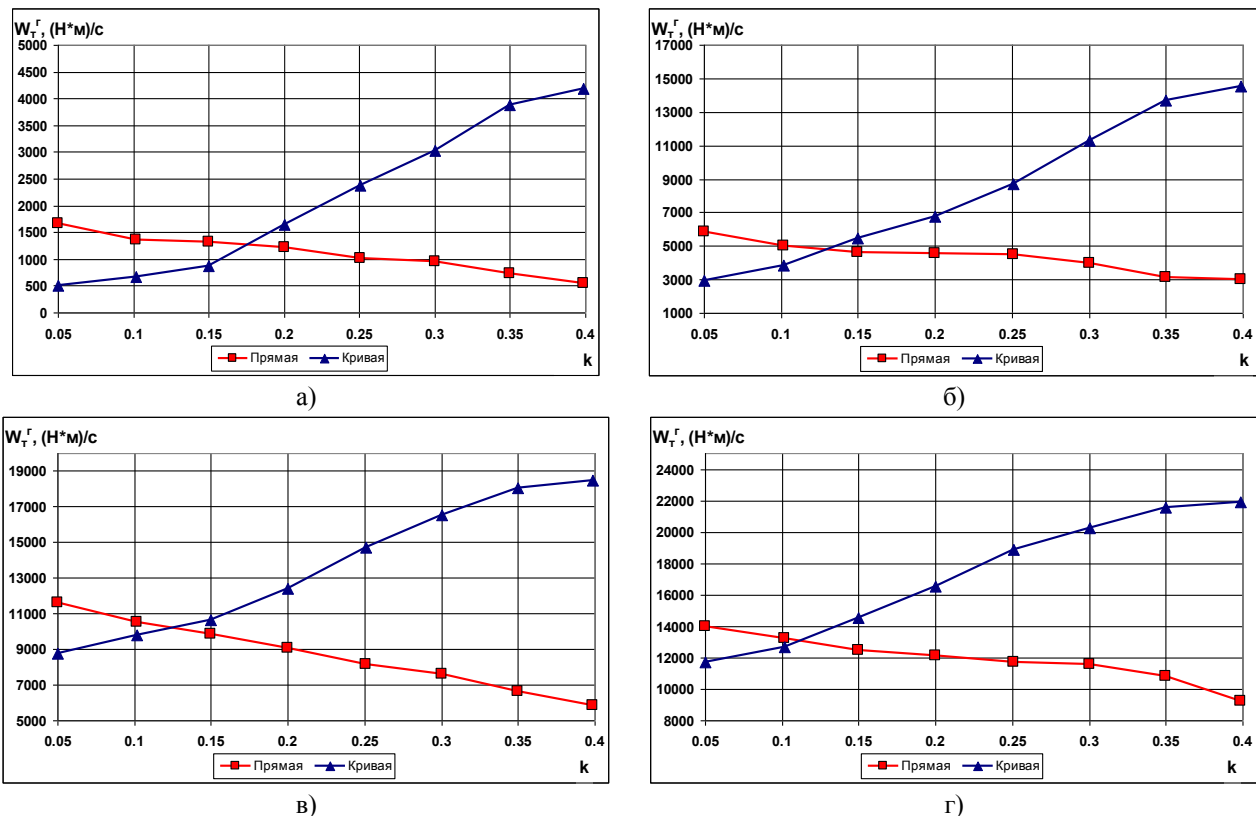


Рис. 3. Графики зависимостей мощностей сил трения в контакте колеса с рельсом по гребню от коэффициента трения на опорных поверхностях скользящих тележек: а – $V=40$ км/ч; б – $V=80$ км/ч; в – $V=120$ км/ч; г – $V=160$ км/ч
 Fig. 3. Graphs of dependences of the power of friction forces in the contact of the wheel with the rail along the crest on the coefficient of friction on the bearing surfaces of the bogie side bearings: а – $V=40$ km/h; б – $V=80$ km/h; в – $V=120$ km/h; г – $V=160$ km/h

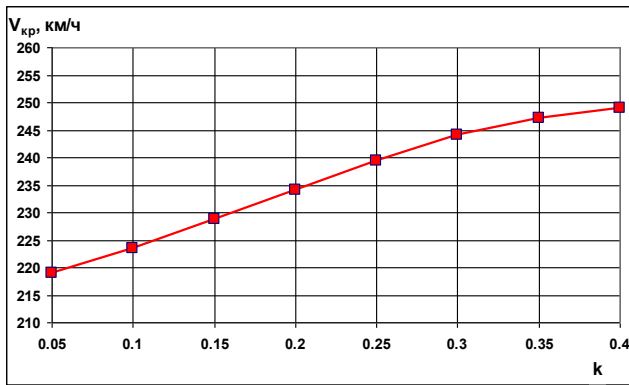


Рис. 4. График зависимости критической скорости движения вагона от коэффициента трения на опорных поверхностях скользунов тележки

Fig. 4. Graph of the dependence of the critical speed of the car on the coefficient of friction on the bearing surfaces of the bogie side bearings

При снижении коэффициента трения на опорных поверхностях скользунов происходит рост горизонтальных ускорений кузова вагона. Снижение коэффициента трения с 0,3 до 0,1 приводит к повышению горизонтальных ускорений кузова при движении по прямой в среднем на 18 %, при движении в кривых на 20 %.

При противошерстном прохождении стрелочного перевода снижение коэффициента трения на опорных поверхностях

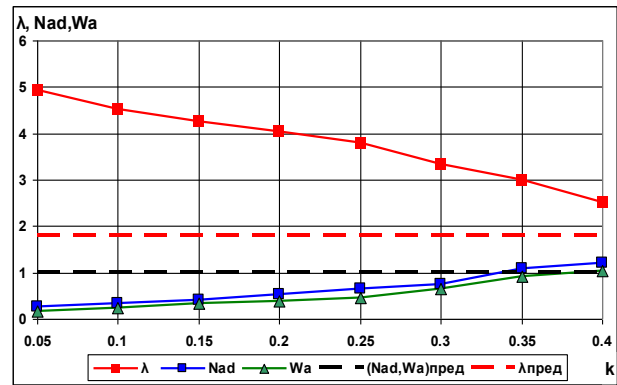


Рис. 5. Графики зависимостей коэффициентов безопасности в отношении вкатывания колеса на рельс от коэффициентов трения на опорных поверхностях скользунов на стрелочном переводе

Fig. 5. Graphs of the dependencies of the safety factors in relation to rolling the wheel onto the rail on the coefficients of friction on the bearing surfaces of the bearings on the turnout

трения скользунов до 0,1 приводит к уменьшению максимальных величин сил отжатия рельса, горизонтальных ускорений и повышает безопасность в отношении вкатывания колеса на рельс.

Из результатов анализа можно сделать вывод о целесообразности применения для изготовления опорных поверхностей скользунов тележки материала, обеспечивающего коэффициент трения в диапазоне 0,09...0,14.

Разработка композиционного материала для опорных поверхностей скользунов

На следующем этапе работы выполнена разработка материала для опорных поверхностей скользунов, обеспечивающего рациональные значения коэффициента трения и необходимую износостойкость. Основными требованиями к материалам пары трения, учитывая особенности их функционирования являются:

- величина коэффициента трения для пары (фрикционный материал – сталь) в пределах 0,09...0,14;

- показатель стабильности (α), равный отношению среднего интегрального значения коэффициента трения к максимальному за период силового воздействия, не должен быть меньше 0,8;

- снижение или увеличение коэффициента трения (показатель β) после переключения в работе (отдыха) не должно отличаться более чем на 10 % от величины ко-

эффициента трения для этой пары в приработанном состоянии;

- износ фрикционного материала должен быть минимальным;

- фрикционный материал должен иметь твердость не менее НВ 80 (800 МПа).

С использованием нейрокompьютерного моделирования сформирована сеть, отражающая связь между отдельными элементами химического состава и выходными характеристиками на основе данных по составным материалам. Вводя разный химический состав для каждого виртуального материала (ВМ), с помощью сформированной нейронной сети получают выходные данные, которые, в свою очередь, подвергаются анализу. При достижении приемлемого результата моделирование заканчивается. Для оценки оптимального

состава металлокерамического материала необходимо выявление влияния отдельных компонентов на трибологические характеристики, а также уточнение процентного содержания выбранных компонентов с последующим окончательным выбором состава материала после натурных испытаний.

Влияние компонентов фрикционного материала на триботехнические характеристики оценивалось на основе множественного корреляционного анализа. Результаты которого позволили установить, что основными компонентами, влияющими на износ фрикционного металлокерамического материала, являются свинец, графит, дисульфид молибдена и олово.

Методом нейросетевого моделирования проведен полный факторный эксперимент, позволивший определить рациональный состава компонентов композиционного материала.

Анализ полученного уравнения регрессии показывает, что по степени влияния на износостойкость компоненты металлокерамической композиции могут быть расположены в следующей последовательности:

- концентрация олова, с увеличением которой износ снижается;
- доля дисульфида молибдена, с ее увеличением в композиционном материале износ уменьшается;
- концентрация свинца, ее увеличение приводит к росту износа.

Анализ полученных результатов позволил определить рациональное соотношение основных компонентов фрикционного металлокерамического материала (олово – около 10 мас. %, графит – 9 мас. %, дисульфид молибдена – 2 мас. %).

Для экспериментальной проверки свойств металлокерамического фрикционного сплава с рациональным (на основе нейрокомпьютерного моделирования) соотношением состава на железной основе были подготовлены девять смесей ингредиентов, три из которых показали наилучшие результаты.

Для обеспечения коэффициента трения $f = 0,12 \dots 0,25$ пористый металлокерамический материал пропитывался маслом АМГ-10. Фрикционное сопротивление для скользунов тележки подвижного состава зависит в основном от давления в паре трения сталь – металлокерамический материал.

Для оценки модуля упругости металлокерамического материала была использована методика, изложенная в работе М.П. Марковца для металлов [9]. В основу методики положено измерение твердости. Полученные значения модуля упругости находятся в диапазоне $E = (8,3 \dots 9,0) \cdot 10^3$ МПа.

Полученный в результате эксперимента коэффициент трения покоя равен $f = 0,23$, при наличии жидкого смазочного материала коэффициент трения уменьшается до $f = 0,140 \dots 0,152$.

Установлены триботехнические характеристики металлокерамического состава скользунов следующие: среднее значение коэффициента трения скольжения $f_{ск} = 0,16 \dots 0,2$; коэффициент стабильности коэффициента трения $\alpha_f = 0,85$.

Определенный экспериментальным путем предела прочности при сжатии образца из разработанного материала составил $\sigma_b = 1548$ МПа. Полученная величина предела прочности может быть использована при оценке интенсивности изнашивания.

Рассчитанная на основе результатов эксперимента величина интенсивности изнашивания I_h составила $7,68 \cdot 10^{-8}$. С учетом предельной величины износа материала скользуна тележки $[\Delta h]$ и путь трения равном

$$L = L_0 N_c,$$

где L_0 – путь трения за один поворот тележки относительно кузова.

Существует возможность определить число поворотов тележки под кузовом, определяемых числом кривых пути, до достижения предельного износа по формуле:

$$N_c = [\Delta h] / (I_h L_0).$$

Полагая $[\Delta h] = 1$ мм и $L_0 = 20$ мм приближенная оценка величины N_c составила $6,5 \cdot 10^5$.

Заключение

На основании разработанной динамической модели движения вагона по реальным неровностям пути проведен комплекс математических экспериментов по определению рационального диапазона величины коэффициента трения на опорных поверхностях скользунов. По его результатам получено рациональное значение коэффициента трения на опорных поверхностях скользунов, находящееся в диапазоне 0,09...0,14. С использованием нейрокompьютерного моделирования

определен состав композитного материала, обеспечивающего указанные требования. Из разработанного материала изготовлены экспериментальные образцы, испытание которых подтвердило соответствие механических свойств материалов выдвигаемым к материалу требованиям.

В соответствии с полученными рекомендациями изготовлены комплекты скользунов тележки с металлокерамическими элементами для проведения эксплуатационных испытаний.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Kobishanov V.V., Lozbinev V.P., Sakalo V.I., Antipin D.Ya., Shorohov S.G., Vysocky A.M., Passenger Car Safety Prediction, World Applied Sciences Journal. 24 (2013) 208-212.
2. Iwnicki, S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. S. Iwnicki et. al. CRC Press (2006) 573 p.
3. Carlbom, P. Carbody and Passengers in Rail Vehicle Dynamics/ Doctoral thesis. – Stockholm, 2000. – 107 p.7.
4. Orvnäs, A. Methods for Reducing Vertical Carbody Vibrations of a Rail Vehicle/ Report in Railway Technology. – Stockholm, 2010. – 35 p.
5. Kovalev R, Yazykov V, Mikhalchenko G and Pogorelov D. Railway Vehicle Dynamics: Some Aspects of Wheel-Rail Contact Modeling and Optimization of Running Gears 2003 Mechanics Based Design of Structures and Machines Vol. 31 pp 315-334.

6. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм. (несамоходных). – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
7. Изыскания и проектирование железных дорог: учебник для вузов ж-д. транспорта / А.В. Горин, И.И. Кантор, А.П. Кондратченко, И.В. Турбин – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1979. – Т. I. – 319 с.
8. РД 32.68-96 «Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. М.: ВНИИЖТ, 1997, 20с.
9. Марковец, М.П. Определение механических свойств металлов по твердости/М.П. Марковец. – М.: Машиностроение, 1979. – 191 с.

REFERENCES

1. Kobishanov VV, Lozbinev VP, Sakalo VI, Antipin DYa, Shorohov SG, Vysocky AM. Passenger Car Safety Prediction. World Applied Sciences Journal. 2013;24:208-212.
2. Iwnicki S. Handbook of railway vehicle dynamics. CRC Press; 2006.
3. Carlbom P. Carbody and passengers in rail vehicle dynamics [dissertation]. [Stockholm (Sw)]; 2000.
4. Orvnäs A. Methods for reducing vertical carbody vibrations of a rail vehicle. Report in Railway Technology. Stockholm; 2010.
5. Kovalev R, Yazykov V, Mikhalchenko G, Pogorelov D. Railway vehicle dynamics: some aspects of wheel-rail contact modeling and optimization of

running gears. Mechanics Based Design of Structures and Machines. 2003;31:315-334.

6. Standards for the calculation and design of railcars of МПС 1520 mm gauge (non self-propelled). Moscow: GosNIIV – VNIIZhT; 1996.
7. Gorinov AV, Kantor II, Kondratchenko AP, Turbin AV. Research and design of railways: textbook for universities of railway transport. 6th ed. Moscow: Transport; 1979.
8. RD 32.68-96 Calculated irregularities of the railway track for use in the research and design of passenger and freight cars. Moscow: VNIIZHT; 1997s.
9. Markovets MP. Determination of mechanical properties of metals by hardness. Moscow: Mashinostroenie; 1979.

Информация об авторах:

Тихомиров Виктор Петрович - доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Трубопроводные транспортные системы» Брянского гос-

ударственного технического университета, e-mail: tts-dm@yandex.ru, тел. 8 (4832) 58-82-12.

Шалыгин Михаил Геннадьевич - доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Трубопроводные транспортные системы» Брянского государственного технического университета, e-mail: tts-dm@yandex.ru, тел. 8 (4832) 58-82-12.

Лозбинец Федор Юрьевич - доктор технических наук, профессор Брянского государственного тех-

Tikhomirov Viktor Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Pipeline Transport Systems at Bryansk State Technical University, e-mail: tts-dm@yandex.ru; phone: 8 (4832) 58-82-12.

Shalygin Mikhail Gennadievich – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Pipeline Transport Systems at Bryansk State Technical University, e-mail: tts-dm@yandex.ru; phone: 8 (4832) 58-82-12.

нического университета, e-mail: adya2435@gmail.com, тел. 8(4832)560466.

Антипин Дмитрий Яковлевич - к.т.н., доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор Учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, e-mail: adya2435@gmail.com.

Lozbinev Fedor Yurievich – Doctor of Technical Sciences, Professor at Bryansk State Technical University e-mail: adya2435@gmail.com; phone: 8(4832)560466.

Antipin Dmitry Yakovlevich – 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, e-mail: adya2435@gmail.com.

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 14.07.2023; одобрена после рецензирования 17.07.2023; принята к публикации 27.07.2023. Рецензент – Волохов Г.М., доктор технических наук, заведующий отделением динамики и прочности подвижного состава и инфраструктуры Акционерного общества «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава», член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 14.07.2023; approved after review on 17.07.2023; accepted for publication on 27.07.2023. The reviewer is Volokhov G.M., Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Rolling Stock and Infrastructure Dynamics and Strength of «Research and Development and Technological Institute of Rolling Stock», member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.