



УДК 625.14; 629.4.027.51

Результаты моделирования воздействия колеса грузового вагона с двумя ползунами небраковочного размера на железнодорожный путь

А. С. Ададунов¹, И. М. Подгребенный², А. Н. Иванов³, П. И. Цомаев⁴

¹ Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»), Россия, 129626, Москва, 3-я Мытищинская ул., 10, стр. 1

² Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, Россия, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9

³ Дирекция инфраструктуры Октябрьской железной дороги, Россия, 191036, Санкт-Петербург, Невский пр., 85д

⁴ Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет ЛЭТИ имени В. И. Ульянова (Ленина), Россия, 197376, Санкт-Петербург, Инструментальная ул., 2

Для цитирования: Ададунов А. С., Подгребенный И. М., Иванов А. Н., Цомаев П. И. Результаты моделирования воздействия колеса грузового вагона с двумя ползунами небраковочного размера на железнодорожный путь // Известия Петербургского государственного университета путей сообщения. СПб.: ПГУПС, 2026. Т. 23, вып. 2. С. 245–254. DOI: 10.20295/1815-588X-2026-2-245-254

Аннотация

Цель: представить результаты математического моделирования динамического воздействия на железнодорожный путь колеса грузового вагона с двумя ползунами небраковочного размера. Обосновать частые случаи ложных срабатываний систем автоматического контроля, фиксирующих сверхнормативные нагрузки от колес, при визуальном осмотре которых выявляются лишь дефекты, не превышающие браковочные нормы. **Методы:** с использованием расчетной схемы «колесо — рельс» в среде MATLAB исследовано влияние глубины ползунов, скорости движения и расстояния между дефектами на величину ударной нагрузки. Модель пути представлена в виде балки на упругом основании Фусса — Винклера. Для описания ударного взаимодействия использована теория расчета, адаптированная для нескольких последовательно расположенных ползунов. **Результаты:** показано, что совокупное воздействие двух ползунов небраковочного размера может приводить к динамическим нагрузкам, сравнимым или превышающим воздействие одиночного ползуна браковочного размера. Выявлены критические диапазоны скорости (40–65 км/ч) и расстояния между дефектами (50–100 мм), при которых ударное воздействие максимально. **Практическая значимость:** на основании проведенного анализа предлагается учитывать наличие множественных дефектов при нормировании состояния колесных пар для снижения негативного влияния на инфраструктуру пути. Действующие нормативные документы не учитывают суммарного эффекта от нескольких дефектов, что может приводить к ускоренному износу верхнего строения пути, а также к выходу из строя ходовой части вагона.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, колесная пара, ползун, динамическая нагрузка, система «колесо — рельс», математическое моделирование, небраковочный дефект, система «Паук», ударное воздействие, путь

Введение

На данный момент в Российской Федерации нормы допустимого воздействия на же-

лестнодорожный путь регламентируются ГОСТ 34759-2021 «Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на

железнодорожный путь и методы испытаний» [1]. Согласно Правилам технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации [2], при обнаружении в пути следования вагона с колесной парой, имеющей ползун глубиной 1 мм (но не более 2 мм) разрешается довести такой вагон без отцепки от поезда до ближайшего пункта технического обслуживания со скоростью не более 70 км/ч для грузовых вагонов.

При глубине ползуна от 2 до 6 мм разрешается следование поезда со скоростью 15 км/ч, а при глубине ползуна от 6 до 12 мм — со скоростью 10 км/ч до ближайшей станции, где колесная пара должна быть заменена. При глубине ползуна более 12 мм разрешается следование со скоростью 10 км/ч при условии исключения возможности вращения колесной пары. В таблице приведены показания автоматизированного рабочего места системы поиска дефектов

поверхности катания «Паук», установленной на Октябрьской железной дороге на станции Веймарн, где красный цвет обозначал, что колесная пара должна быть заменена по показаниям системы, так как дефекты на поверхности катания оказывали сверхнормативное воздействие на путь. Замеры сделаны в период с декабря 2024 года по март 2025 года. Все вагоны были порожними, и ни один не был отцеплен.

Методы решения задачи

Авторы статьи задумались над тем, почему ошибаются системы типа «Паук», и решили провести теоретические исследования. Для этого была изучена теория расчета взаимодействия колеса вагона и рельса с ползуном на поверхности катания за авторством доктора технических наук А. Я. Кога на [3, 4] и адаптирована для расчета нескольких

ТАБЛИЦА. Показания системы «Паук» на Октябрьской железной дороге и фактические замеры дефектов (К — ось необходимо выкатывать, Т — предтревожное состояние, за вагоном необходимо наблюдение)

Номер поезда	Скорость (км/ч)	Расстояние между дефектами	Сторона (лев. / пр.)	Показания системы «Паук»	Виды дефектов	Фактические замеры *	Замена выщербин ползунами аналогичной глубины для расчетов, мм (глубина ₁ / глубина ₂)
1	36	57	Левая	К	Выщербина/ползун	30 × 0,8 / 0,5 мм**	0,3/0,5
2	49	64	Левая	Т	Выщербина/ползун	42 × 1 / 0,5 мм	0,3/0,5
3	50	60	Левая	К	Выщербина/ползун	23 × 2 / 0,8 мм	0,5/0,5
4	74	59	Левая	К	Выщербина/ползун	40 × 1 / 0,8 мм	0,2/0,8
5	38	69	Левая	К	Две выщербин	30 × 4 / 41 × 4 мм	0,5/0,8

Примечания. *Замеры геометрических параметров дефектов (длина и глубина для выщербин, глубина для ползун) проводились шаблоном абсолютным вагонным (Т447.05.000), поверенной линейкой.

**Формат записи «АВ/С мм»: А — длина дефекта вдоль окружности катания, мм; В — ширина дефекта, мм; С — глубина дефекта, мм. Символ «/» отделяет параметры выщербин от параметров ползуна, для выщербин указывается длина и ширина, для ползуна — глубина.

последовательно расположенных ползунков. Для численных вычислений использовалась программная среда MATLAB. Объектом исследования выступали колебательные процессы в системе «колесо — рельс», вызванные движением по рельсу колеса с несколькими дефектами на поверхности катания. Для анализа этих процессов применяется математическое моделирование взаимодействия колесной пары и железнодорожного пути. Расчетная схема пути представлена в виде балки на упругом основании Фусса — Винклера [4]. Вся модель имеет вид, представленный на рис 1.

Явление удара или динамической силы описывается с помощью уравнения (1) (здесь и далее все формулы из [3, 4]):

$$\ddot{Q}_d = W_Q(u, i\omega)\ddot{\xi}, \quad (1)$$

где $W_Q(u, i\omega)$ — частотная характеристика, м/Н;

ξ — функция вертикальных неровностей, м.

$W_Q(i\omega)$ является частотной характеристикой динамической системы с входом по ускорению сближения колесного центра и центра масс сечения рельса и выходом по динамической силе в контакте колеса и рельса и имеет следующий вид (2):

$$W_Q(i\omega) = \frac{1}{\omega^2 \left[W_Z^Q(u, i\omega) + \frac{1}{C_k^0} - W^0(i\omega) \right]}, \quad (2)$$

где $W_Z^Q(u, i\omega)$ — частотная характеристика системы с входом по динамической силе в контакте колеса и рельса и выходом по прогибу рельса в сечении под этой силой, м/Н;

$W^0(i\omega)$ — частотная характеристика системы с входом по динамической силе в контакте колеса и рельса $Q(t)$ и выходом по вертикальному перемещению колесного центра, м/Н;

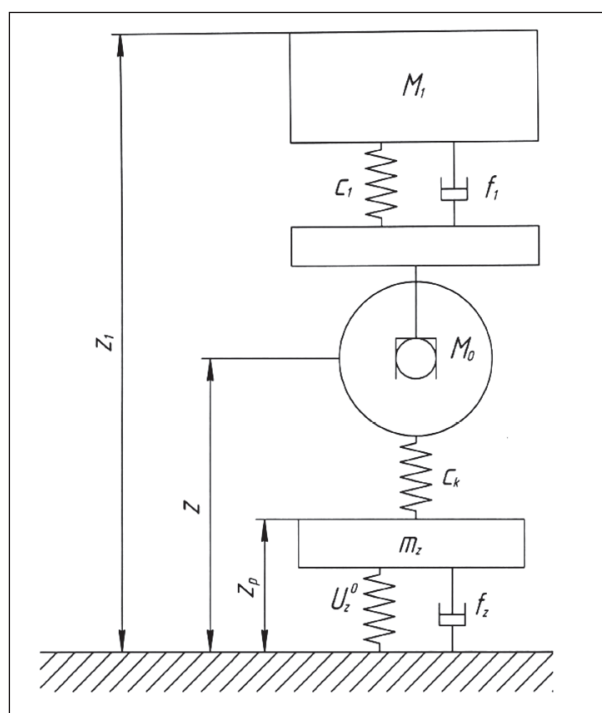


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия системы «колесо — рельс», где:

Z_p — вертикальный прогиб рельса, м;

m_z — распределенная по длине приведенная масса рельса и основания при вертикальных колебаниях пути, кг/м;

U_z^0 — модуль упругости подрельсового основания в вертикальной плоскости, Н/м²;

f_z — распределенное по длине демпфирование пути при вертикальных колебаниях, Н·с/м²;

M_1 — обрессоренная масса, приходящаяся на одно колесо, кг;

M_0 — необрессоренная масса, приходящаяся на одно колесо, кг;

f_1 — демпфирование в связи обрессоренной и необрессоренной масс, Н·с/м;

Z — вертикальные перемещения колесного центра, м;

Z_1 — вертикальные перемещения обрессоренной массы, м;

C_1 — жесткость связи обрессоренной и необрессоренной масс, Н/м;

C_k — жесткость в контакте колеса и рельса, Н/м.

C_k^0 — жесткость в контакте колеса и рельса, Н/м.

Расстояние между соседними импульсами равно длине окружности по кругу катания. Длина ползуна e_n (м) может быть определена по его глубине h (м) и радиусу r (м) формула (3):

$$e_n = 2\sqrt{2rh}. \quad (3)$$

Траектория движения колеса с ползуном описывается уравнением (4):

$$\xi(vt) = \begin{cases} 0 & \text{при } t \leq 0; \\ \frac{r\omega^2 t^2}{2} & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{\alpha}{2\omega_0}; \\ \frac{r(\alpha - \omega_0 t)^2}{2} & \text{при } \frac{\alpha}{2\omega_0} \leq t \leq \frac{\alpha}{\omega_0}; \\ 0 & \text{при } \frac{\alpha}{\omega_0} \leq t, \end{cases} \quad (4)$$

где α — центральный угол на колесе в радианах, соответствующий длине ползуна e_n ;

$\xi(vt)$ — вертикальное смещение центра колеса, м;

t — время, с.

Выражение для спектра Фурье функции $\xi(vt)$ имеет вид $F(\xi)$ — (5):

$$F(\xi) = -2 \left[\left(\frac{\omega_0}{\omega} \right)^2 \frac{e_n}{2} - r \left(\frac{\omega_0}{\omega} \right)^3 \sin(\omega T) \right] \times \exp(-i\omega T) \sum_{n=1}^{\infty} \delta(\omega - n\omega_0), \quad (5)$$

где $\omega_0 = \frac{v}{r}$ — угловая скорость вращения колеса, рад/с;

$T = \frac{e_n}{2v}$ — время запаздывания, с;

n — номер гармоники;

v — скорость движения вагона, м/с.

Подставив выражение (5) в формулу (1) и проведя операцию обратного преобразования Фурье, получим выражение (6), определяющее динамические силы $Q_n(t)$, Н, в контакте

колеса, имеющего ползун на поверхности катания, и рельса:

$$Q_n(t) = -\frac{\omega_0^2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left(e_n - \frac{2r}{n} \sin\left(n \frac{e_n}{2r}\right) \right) |W_Q(in\omega_0)| \times \cos[n\omega_0(t-T) + \arg W_Q(in\omega_0)], \quad (6)$$

где i — мнимая единица.

Данная сила рассчитывается для каждого ползуна отдельно и учитывается путем задания временной задержки, которая сдвигает воздействие второго ползуна относительно первого. Совместное влияние двух дефектов определяется суммированием их вкладов в каждой гармонике.

Анализ полученных результатов

В ходе анализа сначала были проведены расчеты для колес с одним ползуном и разной глубиной ($h_1 = 0,8$ мм; $h_2 = 1,0$ мм; $h_3 = 1,2$ мм) при скорости движения порожнего вагона равной $V = 40$ км/ч, а также $M_0 = 994$ кг, $M_1 = 2875$ кг, $C_k = 500$ МН/м, $C_1 = 2$ МН/м.

На рис. 2 показаны основные фазы удара одиночного ползуна:

- фаза обезгруживания, $t = 0,268$ с;
- фаза импульсного изменения силы при взаимодействии ползуна с рельсом, $t = 0,27$ с;
- фаза последствий, $t = 0,273$ с.

Из графиков видно, что с увеличением глубины ползуна ударная нагрузка возрастает. Далее исследуем влияние скорости движения колеса с ползуном на величину ударной нагрузки для таких же параметров $M_0 = 994$ кг, $M_1 = 2875$ кг, $C_k = 500$ МН/м, $C_1 = 2$ МН/м, которые не будут меняться для всех последующих вычислений (рис. 3).

Как видно на рис. 3, с ростом скорости ударные нагрузки увеличиваются, но при достижении определенного порога (50 км/ч) начинают снижаться. Это объясняется двумя типами взаимодействия ползуна с рельсом. В первом

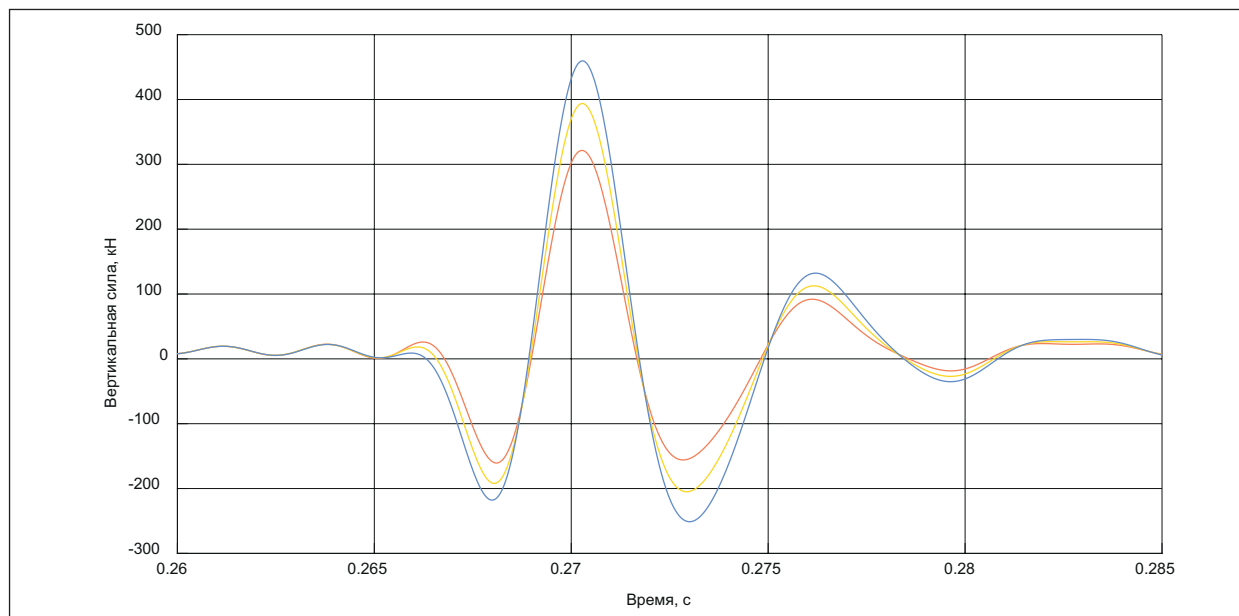


Рис. 2. Влияние глубины ползуна на ударное воздействие колеса: красная кривая для ползуна глубиной $h = 0,8$ мм; желтая кривая ($h = 1,0$ мм); синяя кривая ($h = 1,2$ мм)

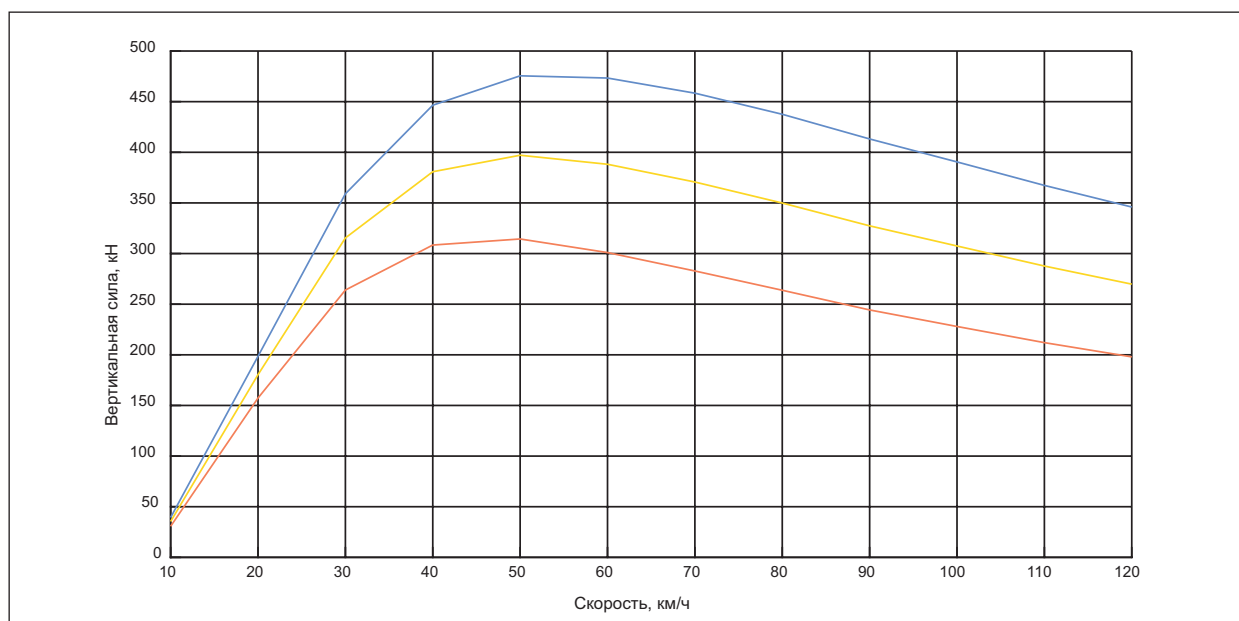


Рис. 3. Зависимость ударного воздействия от скорости движения: красная кривая ($h = 0,8$ мм), желтая кривая ($h = 1,0$ мм), синяя кривая ($h = 1,2$ мм)

случае колесо накатывается на первую грань ползуна и относительно этой грани происходит его вращение с последующим ударом и далее колесо начинает вращаться относительно

второй грани. Во втором случае при достижении определенной скорости колесо начинает отрываться от рельса. Между ними образуется расстояние, и колесо проворачивается (рис. 4).

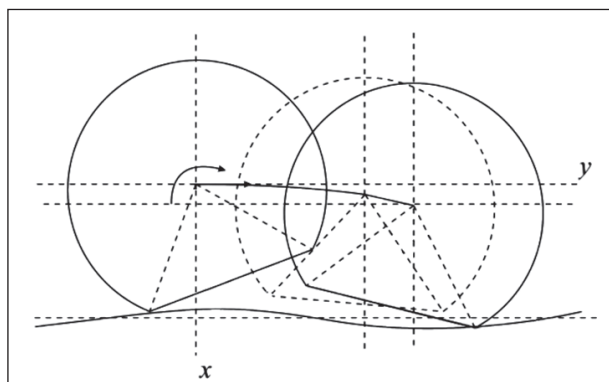


Рис. 4. Траектория движения колеса с ползуном с учетом отрыва от рельса [4]: две сплошные окружности — положения колеса до и после отрыва; пунктирная окружность — положение колеса в момент отрыва; жирная изогнутая линия внутри окружностей — траектория центра колеса при отрыве

В данной методике расчета удар одиночного ползуна о рельс представлен в виде гармонических колебаний. Для имитации удара вто-

рого ползуна была рассчитана дополнительная гармоника и учтена с использованием теоремы запаздывания [5]. В расчетах учитывались следующие параметры: $d = 60$, расстояние между ползунами, мм; $V = 50$, скорость движения вагона, км/ч; h_1 и h_2 — глубины первого и второго ползуна, мм.

Различие в абсолютных значениях вертикальных сил на рис. 2 (одиночные дефекты) и рис. 5 (парные дефекты) обусловлено разными исходными данными (глубины, скорости, количеством дефектов) и целью сравнения. На рис. 2 сравнивается влияние разных глубин одиночного дефекта, а на рис. 5 — влияние разных комбинаций двух дефектов. Важен сравнительный вывод: воздействие от двух небраковочных дефектов (синий график на рис. 5) сопоставимо по амплитуде с воздействием от одиночного браковочного дефекта глубиной 1,2 мм (синий график на рис. 2). Это связано с тем, что первый ползун увеличивает ударное

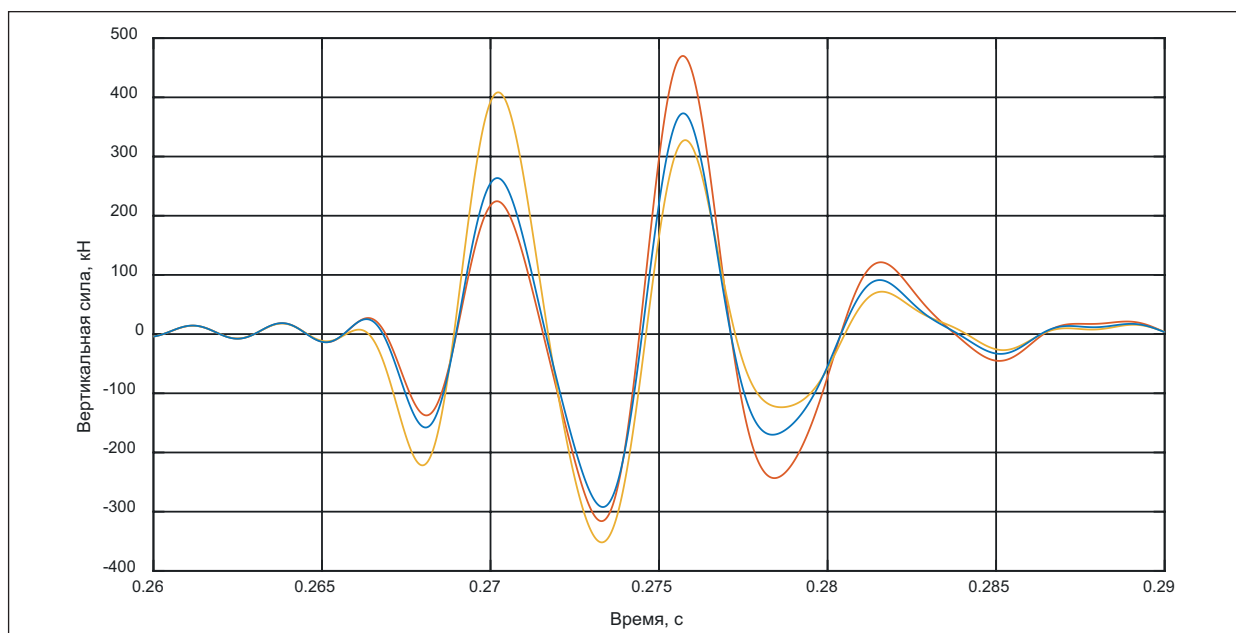


Рис. 5. Влияние двух ползунів различной глубины на динамические нагрузки: красная кривая — два ползуна ($h_1 = 1,1$ мм, $h_2 = 0,6$ мм); желтая кривая — два ползуна ($h_1 = 0,6$ мм, $h_2 = 1,1$ мм); синяя кривая — два ползуна ($h_1 = 0,7$ мм, $h_2 = 0,8$ мм)

влияние второго, последовательно идущего ползуна.

На рис. 5 видно, что влияние двух ползунков небраковочного размера (синий график) сопоставимо с влиянием одного ползуна браковочного размера, рассмотренного на рис. 2 (желтый график). Это связано с тем, что первый ползун увеличивает ударное влияние второго последовательно идущего ползуна. Оценим влияние скорости движения колеса с несколькими ползунами на силу удара. Для этого возьмем первые 5 поездов из табл. 2, рассчитаем глубины ползунков h_1 и h_2 , учитывая l — длину ползуна, мм, по формуле 9 [3]:

$$h = \frac{l^2}{8r}. \quad (9)$$

Как видно, расчетное воздействие в момент измерения системой «Паук» на путь вагона

№ 1 — 197 кН, № 2 — 199 кН, № 3 — 84 кН, № 4 — 317 кН, № 5 — 224 кН. Дефекты вагона № 5 на скорости 40 км/ч оказывали воздействие на путь около 345 кН.

Различие в абсолютных значениях сил на рис. 3 (одиночный дефект) и рис. 6 (парные дефекты) объясняется принципиально разным характером динамического отклика системы при наличии одного и двух возмущений. Наличие второго дефекта приводит к интерференции ударных импульсов и изменению резонансных свойств системы, что отражается на результирующих нагрузках. В связи с этим была построена зависимость ударной нагрузки от скорости и расстояния между ползунами $h_1 = 0,6$ мм, $h_2 = 1,1$ мм (рис. 7). По полученным данным можно сделать вывод, что наибольшее ударное воздействие на путь во всех трех случаях возникает при движении

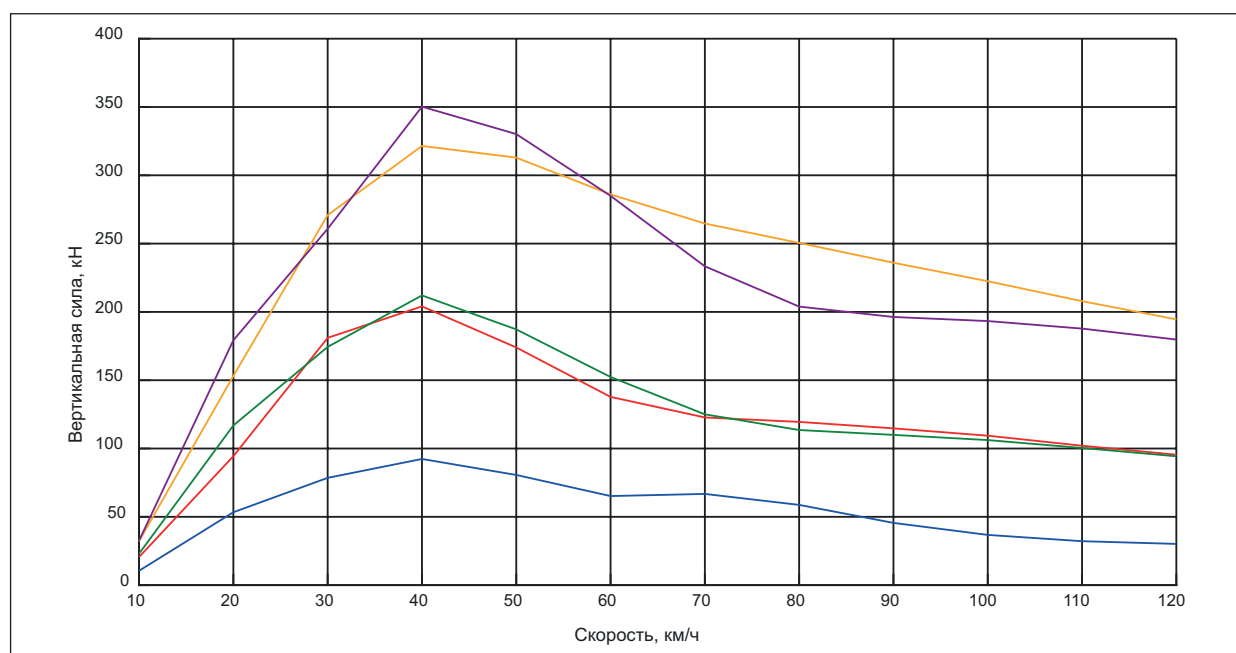


Рис. 6. Влияние скорости движения вагона на величину ударного воздействия колеса с двумя ползунами: красная кривая — вагон № 1 ($h_1 = 0,3$ мм, $h_2 = 0,5$ мм, $d = 57$ мм); зеленая кривая — вагон № 2 ($h_1 = 0,3$ мм, $h_2 = 0,5$ мм, $d = 64$ мм); синяя кривая — вагон № 3 ($h_1 = 0,5$ мм, $h_2 = 0,5$ мм, $d = 60$ мм); оранжевая кривая — вагон № 4 ($h_1 = 0,2$ мм, $h_2 = 0,8$ мм, $d = 59$ мм); сиреневая кривая — вагон № 5 ($h_1 = 0,5$ мм, $h_2 = 0,8$ мм, $d = 69$ мм)

вагона со скоростью в диапазоне от 40 до 65 км/ч с расстоянием между ползунами от 60 до 100 мм. Таким образом, показания системы «Паук», установленной на станции Веймарн, были бы верны, если бы колесная пара браковалась не по размеру дефекта, а по уровню воздействия на путь.

Обсуждение и заключение

Результаты математического моделирования показали, что наличие двух ползунов невыбраковочного размера может приводить к динамическим нагрузкам, сравнимым или превышающим воздействие одиночного браковочного дефекта. Критическими с точки зрения максимума ударного воздействия являются диапазоны скорости 40–65 км/ч и расстояния между дефектами 50–100 мм.

Проведенный сравнительный анализ с зарубежными исследованиями [6–8] и нормативными документами [9, 10] показывает общность проблемы ложных срабатываний систем диагностики и недостаточный учет кумулятивного эффекта от множественных малозначительных дефектов в действующих нормах большинства стран.

Действующие нормативные документы, включая российские ПТЭ [2] и стандарты [1], не учитывают суммарное влияние нескольких дефектов, что может приводить к необоснованному продлению эксплуатации колесных пар и ускоренному износу верхнего строения пути. В связи с этим предлагается инициировать рассмотрение вопроса о внесении изменений в нормативную базу для учета наличия множественных дефектов при оценке состояния колесных пар. В будущем авторами планируется верификация разработанной модели по результатам натурных экспериментов, что позволит повысить достоверность расчетов и обоснованность предлагаемых изменений.

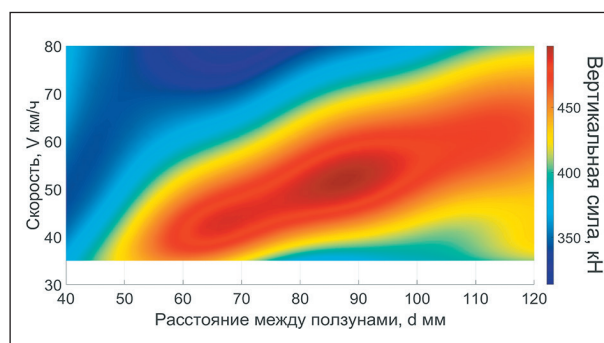


Рис. 7. Рассчитанные зависимости ударной нагрузки от скорости движения вагона и расстояния между ползунами ($h_1 = 0,6$ мм; $h_2 = 1,1$ мм)

Список источников

- ГОСТ 34759-2021. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2021.
- Об утверждении Правил технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации: приказ Минтранса России от 23.06.2022 № 250.
- Коган А. Я., Никитин Д. А., Полещук И. В. Колебания пути при высоких скоростях движения экипажей и ударном взаимодействии колес и рельса // Труды ВНИИЖТ. М.: Интекст, 2007. С. 166–176.
- Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом // Труды ВНИИЖТ. М.: Интекст, 2023. 276 с.
- Леннинг Дж. Х., Беттин Р. Г. Случайные процессы в задачах автоматического управления. М.: Изд-во иностр. лит., 1958. С. 132–137.
- Jin, X., Wen Z. Effect of Discrete Wheel / Rail Contact on the Wheel / Rail Interaction and Surface Initiated Rolling Contact Fatigue in Railways // Journal of Sound and Vibration. 2006. Vol. 293, no. 3–5. Pp. 818–831.
- Li X., Jespersen M. H., Andersen J. O. Modelling of Wheel Flats and Its Impact on Vehicle-Track

Interaction // Vehicle System Dynamics. 2020. Vol. 58, no. 4. Pp. 527–548.

8. ERRI D 202. Wheel defects — Impact on Track Loading and Derailment Risk. Utrecht: European Rail Research Institute, 1999.

9. AAR Manual of Standards and Recommended Practices. Wheels and Axles. Washington: Association of American Railroads, 2023.

10. EN 15313:2016. Railway Applications — In-Service Wheelset Operation Requirements — In-Service and Off-Vehicle Wheelset Maintenance. Brussels: CEN, 2016.

Дата поступления: 13.03.2026

Решение о публикации: 14.04.2026

Контактная информация:

АДАДУРОВ Александр Сергеевич — кандидат техн. наук, доцент; i@vorudada.ru

ПОДГРЕБЕННЫЙ Илья Максимович — студент; Podg_I@mail.ru

ИВАНОВ Александр Николаевич — аспирант; v_ivanovan@orw.rzd.ru

ЦОМАЕВ Павел Илларионович — аспирант; pav.tsomaev@mail.ru

Modeling the Impact of a Freight Wagon Wheel with Two Non-Rejection Flat Spots on the Railway Track

A. S. Adadurov¹, I. M. Podgrebennyj², A. N. Ivanov³, P. I. Tsomaev⁴

¹ Scientific Research Institute of Railway Transport (JSC “VNIIZHT”), bldg. 1, 10 Mytischinskaya 13rd st., Moscow, 129626, Russia

² Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, 9 Moskovsky ave., St. Petersburg, 190031, Russia

³ Directorate of Infrastructure of the October Railway, 85D Nevsky ave., St. Petersburg, 191036, Russia

⁴ Saint Petersburg Electrotechnical University “LETI”, 2 Instrumentalnaya st., St. Petersburg, 197376, Russia

For citation: Adadurov A. S., Podgrebennyj I. M., Ivanov A. N., Tsomaev P. I. Modeling the Impact of a Freight Wagon Wheel with Two Non-Rejection Flat Spots on the Railway Track // Proceedings of Petersburg State Transport University, 2026. Vol. 23, iss. 2. Pp. 245–254. DOI: 10.20295/1815-588X-2026-2-245-254 (In Russian)

Abstract

Objective: to present the results of mathematical modeling of the dynamic impact on the railway track of a freight car wheel with two non-rejection size flat spots. To substantiate the frequent cases of false activations of automatic control systems that record excess loads from wheels, during visual inspection of which only defects that do not exceed rejection standards are detected. **Methods:** using the “wheel — rail” calculation scheme in the MATLAB environment, the influence of the flat spot depth, speed, and distance between defects on the impact load magnitude was investigated. The track model is represented as a beam on a Fuss — Winkler elastic foundation. To describe the impact interaction, a calculation theory adapted for several sequentially located flat spots was used. **Results:** the results showed that the combined impact of two non-rejection size flat spots can lead to dynamic loads comparable to or exceeding the impact of a single rejection size flat spot. Critical speed ranges (40–65 km/h) and distances between defects (50–100 mm) at which the impact is maximum have been identified. **Practical importance:** based on the analysis, it is proposed to consider the presence of multiple defects when standardizing the condition of wheelsets to reduce the negative impact on track infrastructure. Current regulatory documents do

not consider the cumulative effect of multiple defects, which can lead to accelerated wear of the track superstructure, as well as to the failure of the wagon running gear.

Keywords: railway transport, wheelset, flat spot, dynamic load, “wheel — rail” system, mathematical modeling, non-rejection defect, Pauk system (Automatic Derailment Control System), impact, track

References

1. GOST 34759-2021. “Zheleznodorozhnyj podvizhnoj sostav. Normy dopustimogo vozdeystviya na zheleznodorozhnyj put' i metody ispytaniy” [Railway Rolling Stock. Standards for Permissible Impact on Railway Tracks and Test Methods], Moscow, Standartinform, 2021. (In Russian)
2. Ob utverzhdenii Pravil tekhnicheskoy ekspluatatsii zheleznykh dorog Rossijskoj Federatsii [On Approval of the Rules for the Technical Operation of Railways in the Russian Federation], Order of the Ministry of Transport of the Russian Federation, dated June 23, 2022, no. 250. (In Russian)
3. Kogan A. Ya., Nikitin D. A., Poleshchuk I. V. Kolebaniya puti pri vysokikh skorostyakh dvizheniya ekipazhej i udarnom vzaimodejstvii koles i rel'sa [Track Vibrations at High Carriage Speeds and Impact between Wheels and Rails], *Trudy VNIIZhT [Russian Railway Science Journal]*, Moscow, Intekst, 2007, pp. 166–176. (In Russian)
4. Kogan A. Ya. Dinamika puti i ego vzaimodejstvie s podvizhnym sostavom [The Dynamics of the Track and Its Interaction with the Rolling Stock], *Trudy VNIIZhT [Russian Railway Science Journal]*, Moscow, Intekst, 2023, 276 p. (In Russian)
5. Lenning Dzh. Kh., Bettin G. Sluchajnye protsessy v zadachakh avtomaticheskogo upravleniya [Random Processes in Automatic Control Tasks], Moscow, Izdatel'stvo inostranoj literatury [Foreign Languages Publishing House], 1958, pp. 132–137. (In Russian)
6. Jin, X., Wen, Z. Effect of Discrete Wheel / Rail Contact on the Wheel, Rail Interaction and Surface Initiated Rolling Contact Fatigue in Railways, *Journal of Sound and Vibration*, 2006, vol. 293, no. 3–5, pp. 818–831.
7. Li X., Jespersen M. H., Andersen J. O. Modelling of Wheel Flats and Its Impact on Vehicle-Track Interaction, *Vehicle System Dynamics*, 2020, vol. 58, no. 4, pp. 527–548.
8. ERRI D 202. Wheel Defects – Impact on Track Loading and Derailment Risk. Utrecht, European Rail Research Institute, 1999.
9. AAR Manual of Standards and Recommended Practices. Wheels and Axles, Washington, Association of American Railroads, 2023.
10. EN 15313:2016. Railway Applications – In-Service Wheelset Operation Requirements — In-Service and Off-Vehicle Wheelset Maintenance, Brussels, CEN, 2016.

Received: March 13, 2026

Accepted: April 14, 2026

Author's information:

Aleksandr S. ADADUROV — PhD in Engineering, Associate Professor; i@vorudada.ru

Il'ya M. PODGREBENNYJ — Student; Podg_I@mail.ru

Aleksandr N. IVANOV — Postgraduate Student; v_ivanovan@orw.rzd.ru

Pavel I. TSOMAIEV — Postgraduate Student; pav.tsomaev@mail.ru