УДК 004.021

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВОСПРОИЗВОДИМОСТИ И ПОВТОРЯЕМОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ ДВИЖУЩИХСЯ КОЛЕС ВАГОНОВ

- В. С. Выплавень, С. А. Бехер, А. О. Коломеец,
- А. А. Попков, А. С. Кочетков

Сибирский государственный университет путей сообщения, 630049 Новосибирск, Россия E-mails: vladimir97927@gmail.com, beher@stu.ru, andreykolomeec@yandex.ru, zabagy@gmail.com, kochetkovas@stu.ru

Представлены результаты испытаний системы контроля поверхности катания движущихся колесных пар грузовых вагонов с использованием динамической тензометрии. Исследования проводились на испытательном кольце в условиях многократной повторяемости поездной нагрузки для оценки воспроизводимости результатов тензометрического контроля. При каждом проезде поезда по измерительному участку быстродействующей системой с частотой дискретизации 64 кГц регистрировались деформации шейки рельса, вызванные воздействием колес подвижного состава. С использованием разработанного программного обеспечения в автоматизированном режиме по полученным сигналам проводилась идентификация дефектных колес и определялась динамическая сила воздействия колеса на рельс. Для оценки повторяемости результатов тензометрического контроля проведено их сравнение с результатами визуального и измерительного контроля подвижного состава, выполняемого до начала испытаний.

Ключевые слова: тензометрия, ползун, деформации, дефекты поверхности катания, контроль колес в движении, вейвлет-преобразование.

DOI: 10.15372/PMTF20220420

Введение. Безопасность движения железнодорожного транспорта, долговечность и безотказность деталей подвижного состава и элементов верхнего строения пути во многом определяются параметрами контактного взаимодействия колеса и рельса. Для нормального качения по рельсу поверхность катания колеса должна иметь форму поверхности вращения, соосной с шейкой оси. В процессе эксплуатации подвижного состава при нарушениях режимов начала движения и торможения в результате работы сортировочных и горочных комплексов образуются дефекты поверхности катания: ползуны, выщербины, навары [1], нарушающие осевую симметрию колеса. При этом качение дефектного колеса по рельсу сопровождается динамическими процессами, в результате которых возникают силы [2], в несколько раз превышающие статическую нагрузку [3]. В результате возрастает вероятность образования и развития усталостных дефектов [4, 5] в неподрессоренных деталях подвижного состава [6] и рельсах [7].

Основными способами непосредственного обнаружения данных дефектов в процессе эксплуатации являются визуальный осмотр и измерительный контроль во время остановок в пунктах технического обслуживания вагонов. Этот метод, несмотря на значительное влияние человеческого фактора и необходимость длительной остановки поезда, до сих пор применяется на железных дорогах. Автоматизированные системы технического зрения, предназначенные для обнаружения дефектов поверхности катания при движении колес, пока не получили широкого распространения вследствие высокой стоимости, обусловленной необходимостью применения сложных технических решений для поддержания работоспособности оптической системы в жестких условиях эксплуатации пути, и ограничений метода при контроле зеркальных поверхностей. Однако основной причиной является наличие альтернативных пассивных методов контроля, основанных на регистрации одного или нескольких параметров упругого напряженно-деформированного состояния рельса под проходящим поездом.

Существует большое количество пассивных диагностических систем, основанных на различных физических эффектах: WILD (США) [8], Quo Vadis (Нидерланды), Lasca (Германия), Multirail WheelScan, Sensorline, DafuR (Германия), ДДК (Россия). В этих системах в качестве первичных диагностических сигналов используются такие величины, как деформация рельса, силы реакции шпал, прогиб рельса, виброускорение и др. [9–19]. Подробный обзор их характеристик приведен в работе [20]. Критерии обнаружения дефектов основаны на регистрации превышения порогового уровня диагностического сигнала, вызванного сверхнормативными силами в системе колесо — рельс.

Целью данной работы является оценка повторяемости результатов тензометрического контроля движущихся колес вагонов, в результате которого выявляются дефекты поверхности катания, а также определение вероятности пропуска дефекта в зависимости от его размеров и степени динамического воздействия на рельс.

1. Оборудование и методика испытаний. Диагностический участок тензометрического контроля колес вагонов в движении оборудован на кольцевом железнодорожном пути АО "ВНИИЖТ", предназначенном для испытаний железнодорожной техники и напольного оборудования. Общая длина пути составляет 6 км с постоянным радиусом его кривизны 956 м. Измерения проводятся с использованием быстродействующей тензометрической системы "Динамика-3" с частотой дискретизации до 64 кГц по каждому из 16 измерительных каналов [21]. Единица младшего разряда аналого-цифрового преобразователя (АЦП) соответствует относительным деформациям рельса  $\varepsilon = 0.52 \cdot 10^{-6}$ . Первичные преобразователи представляют собой семь пар проволочных тензорезисторов, наклеенных над центрами шпал с обеих сторон шейки рельса вблизи нейтральной плоскости рельса на расстоянии 83 мм от подошвы (рис. 1). Расстояние между соседними парами составляет приблизительно 0,5 м, общая протяженность измерительного участка — 3,5 м, что обеспечивает контроль длины окружности колеса грузового вагона диаметром до 1050 мм.

Тензометрический контроль осуществляется следующим образом. В тот момент, когда поезд приближается к участку и расстояние между ними составляет 10 м, с устройства, регистрирующего приближение поезда, в систему поступает бинарный сигнал, после чего программное обеспечение выполняет установку нуля измерительных каналов и переключается в режим регистрации. С этого момента сигналы, поступающие с тензодатчиков, оцифровываются и сохраняются на жесткий диск. В момент поступления бинарного сигнала об отсутствии поезда система завершает регистрацию и запускает процесс обработки тензометрических данных.

До начала испытаний проводился визуальный и измерительный контроль колес поезда, остановленного в тупике. Все обнаруженные дефекты поверхности катания (ползуны и выщербины) фотографировались (рис. 2). Ширина и длина дефектов измерялись линейкой,



Рис. 1. Схема диагностического участка, на котором осуществляется тензометрический контроль движущихся колес вагонов:

1 — пара тензодатчиков, 2 — соединительные кабели, 3 — сигнал с устройства обнаружения приближающегося поезда, 4 — измерительная система



Рис. 2. Внешний вид ползуна глубиной 0,6 мм, расположенного на поверхности катания колеса

глубина — глубиномером абсолютного шаблона. Поезд состоял из 70 грузовых вагонов с четырехосными тележками с различной нагрузкой на ось (23, 25 и 27 т). При визуальном осмотре обнаружено 25 дефектных колес с выщербинами и ползунами (см. рис. 2), в том числе достаточно большое количество колес (15 шт.) с небольшими дефектами протяженностью  $10 \div 30$  мм, хаотично распределенными по окружности поверхности катания колеса. Все выявленные дефекты допустимы в соответствии с российскими нормативными документами.

Испытания проводились по следующей схеме. Поезд совершил 76 проездов по кольцевому маршруту, в том числе по измерительному участку, со скоростью от 43 км/ч в начале испытаний до 66 км/ч в середине испытаний. Для идентификации колесных пар в составе поезда движение вагонов по участку снималось на камеру. После распознавания видеофайлов устанавливалось соответствие порядкового номера оси в поезде и номера вагона для обеспечения сопоставимости результатов визуального и тензометрического контроля.



Рис. 3. Рассчитанное методом конечных элементов распределение вертикальных относительных деформаций  $\varepsilon$  рельса (*a*) и зависимость деформаций шейки рельса на расстоянии h = 83 мм от подошвы от расстояния l до точки, в которой приложена сила ( $\delta$ ):

1 — упругая опора (бетонная шпала), 2 — трехмерная модель рельса, 3 — сила, действующая со стороны колеса, 4 — деформации, вызванные воздействием колеса, 5 — деформации, вызванные силой реакции шпал

2. Метод контроля, алгоритмы и программное обеспечение. Метод контроля основан на зависимости вертикальных симметричных деформаций шейки рельса вблизи нейтральной плоскости как от силы воздействия колеса, так и от силы реакции шпалы [22]. На рис. 3 приведены результаты моделирования методом конечных элементов вертикальных деформаций рельса общей длиной 7 м с зеркальной заделкой торцов и адаптивным разбиением. Средние размеры конечных элементов в середине модели составляли 1,5 мм, на концах — 5 мм. Вертикальная сила, действующая со стороны колеса, равна 100 кH, силы реакции 14 шпал воспроизводились упругими поддержками с жесткостью 100 МПа/м.

Локальные максимумы вертикальных деформаций наблюдаются в тех сечениях, в которых действуют сила со стороны колеса и силы реакций опор (шпал) (см. рис. 3) [23]. При движении колеса по рельсу с постоянной скоростью V зависимости симметричных вертикальных деформаций, вызванных действием этих сил, от времени различаются, что обусловлено различной протяженностью зоны чувствительности тензодатчиков к этим силам. Наибольшую протяженность ( $0,5 \div 1,5$  м) имеют составляющие сигналов, обусловленные силой реакции шпалы; среднюю ( $0,15 \div 0,20$  м) — составляющие, связанные с локальным воздействием колеса; наименьшую ( $0,02 \div 0,10$  м) — составляющие сигналов, вызванные воздействием дефектов. Для выделения и независимой оценки каждой из этих составляющих использовались алгоритмы частотно-временной фильтрации и вейвлет-преобразование.

Зарегистрированные сигналы обрабатывались с использованием собственного программного обеспечения в автоматическом режиме в соответствии с алгоритмом, схема которого приведена на рис. 4. По сигналам симметричных деформаций для каждого коле-



Рис. 4. Схема алгоритма обработки симметричных деформаций

са определялись время прохождения над парами тензодатчиков, скорость движения колеса, средние значения сил в системе колесо — рельс и их максимальные значения, обусловленные воздействием дефектов поверхности катания.

Сигналы, вызванные проходом над парой тензодатчиков бездефектных колес, и сигналы, обусловленные воздействием дефекта, представляют собой импульсы отрицательной полярности, длительность которых зависит от скорости поезда (рис. 5, *a*). Наиболее эффективным методом обнаружения таких импульсных составляющих сигнала является дискретное вейвлет-преобразование [24, 25]. В данной работе использовались простейшие вейвлеты в виде симметричной тригонометрической функции, определенной на одном периоде T, значение которого зависело от результатов обработки сигналов, вызванных прохождением предыдущей колесной пары. Сигналы симметричных деформаций, обусловленных воздействием первой колесной пары локомотива, обычно имеют большую амплитуду при минимальном уровне помех, поэтому время прохождения первой колесной пары (n = 1) над тензодатчиками определялось пороговым методом. Эффективность этого метода не зависит от скорости движения, а точность достаточна для достоверного определения момента прохождения первого колеса локомотива и определения скорости его движения.



Рис. 5. Сигналы симметричных деформаций, полученные с семи пар тензодатчиков:

a — результаты, полученные с использованием алгоритма определения времени прохождения колеса над парой тензодатчиков,  $\delta$  — сигналы, обусловленные наличием дефекта поверхности катания колеса; 1 — деформации, обусловленные наличием дефекта поверхности катания колеса, 2 — тензодатчики

Сигналы, обусловленные прохождением последующих колесных пар с порядковым номером n > 1, обрабатывались с использованием вейвлет-преобразования (рис. 6,*a*), определяемого выражением

$$F_{i}^{a} = \sum_{j=-Tf_{0}/2}^{Tf_{0}/2} s_{i+j}\varphi_{j}^{a},$$

где i — индекс сдвига вейвлета; j — индекс суммирования; T — период вейвлета, c;  $f_0$  — частота дискретизации АЦП;  $s_i$  — исходный дискретный сигнал, выраженный в единицах АЦП;  $\varphi_i^a$  — вейвлет.

Базисная функция вейвлет-преобразования подбиралась в соответствии с характерной формой импульсных сигналов, обусловленных прохождением колеса, и задавалась на интервале  $j = -Tf_0/2 \div Tf_0/2$  при выполнении условия ортогональности вейвлетов

$$\varphi_j^a = \frac{2a}{Tf_0} \cos\left(\frac{2\pi a}{Tf_0}j\right).$$

Электромагнитные помехи и деформации, обусловленные наличием дефектов, могут приводить к уменьшению точности определения времени прохождения колесной пары над тензодатчиками. Для решения этой проблемы строится линейная зависимость времени прохождения колесной пары от координаты тензодатчиков (см. рис. 5,*a*). Расстояние между тензодатчиками измерено заранее с погрешностью, не превышающей 0,5 мм. В качестве критерия достоверности определения времени прохождения колеса использовался коэффициент корреляции времени и координаты тензодатчика. В алгоритме его минимально допустимое значение принято равным 0,999. Моменты времени прохождения колесных пар, приводящие к уменьшению общего коэффициента корреляции, корректировались путем аппроксимации методом наименьших квадратов.



Рис. 6. Скалограмма сигнала с первого измерительного канала (a) и результат поэлементного умножения скалограмм с трех последовательных измерительных каналов  $(\delta)$ :

1 — сигнал, обусловленный наличием дефекта, 2 — сигнал, обусловленный прохождением колеса; выделенная область — скалограмма дефекта

На рис. 6,*a* составляющие сигналов, связанные с прохождением колес над парами тензодатчиков, проявляются при  $a = 7 \div 8$  и не позволяют определить сигналы, обусловленные наличием дефектов. Такие сигналы регистрируются одновременно несколькими парами тензодатчиков (см. рис. 5, $\delta$ ), поэтому перемножение скалограмм позволяет увеличить значения вейвлет-коэффициентов и повысить вероятность обнаружения дефектов (см. рис. 6, $\delta$ ).

Сила  $F_w$  воздействия бездефектного участка колеса на рельс рассчитывалась по амплитуде  $\varepsilon_{\max}$  симметричных деформаций. Для уменьшения влияния силы реакции шпалы величина симметричных деформаций корректировалась на величину  $\varepsilon_s$  (рис. 7), значение которой определялось интерполяцией сигнала в окрестности максимума полиномом четвертой степени:

$$f(x) = a_4 x^4 + a_3 x^3 + a_2 x^2 + a_1 x + a_0$$

Коэффициенты  $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4$  зависят от скорости и характера движения колеса по рельсу, жесткости подрельсового основания [26] и ее распределения по длине рельса и определяются методом наименьших квадратов на интервале вне максимума деформаций. Сила пропорциональна значению деформации с коэффициентом k, определяемым на этапе калибровки при использовании подвижного состава с известной осевой нагрузкой, например локомотива:

$$F_w = k(\varepsilon_{\max} - \varepsilon_s).$$

Влияние дефекта на силу в системе колесо — рельс характеризуется отношением деформации  $\varepsilon_d$ , обусловленной воздействием дефекта, к деформации бездефектного колеса  $\varepsilon_0$ (см. рис. 7), которая также определялась путем аппроксимации полиномом более низкой, второй степени. Степень опасности дефекта оценивалась по силе воздействия дефектного колеса на рельс, рассчитываемой по формуле

$$F_d = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_0} F_w.$$



Рис. 7. Зависимости вертикальной деформации от времени при оценке динамического воздействия дефекта на рельс:

1 — деформация под первой парой тензодатчиков, 2 — аппроксимация в отсутствие дефекта, 3 — деформация, вызванная силой реакции шпал, 4 — деформация под второй парой тензодатчиков

3. Анализ результатов испытаний. По результатам испытаний диагностической системы для всех колес поезда построены гистограммы вероятности обнаружения дефекта; размера дефекта вдоль поверхности катания, определенного при визуальном осмотре; и средней зарегистрированной силы динамического воздействия на рельс (рис. 8). В испытаниях с тензометрическим контролем дефекты обнаружены на поверхности катания 15 колес из 288 колесных пар, в числе которых восемь локомотивных. В девяти колесных парах частота обнаружения дефекта превысила 50 %, в шести — 80 %, максимальное значение частоты, зафиксированное для дефекта с продольным размером, равным 50 мм, составило 96 %. На поверхностях катания трех колес дефект был выявлен не при визуальном осмотре, что обусловлено ограниченностью доступа к нижней части поверхности катания, находящейся в контакте с рельсом, малыми размерами дефекта или невнимательностью специалиста. Часть дефектов, выявленных при визуальном осмотре, не была обнаружена при контроле в движении, т. е. частота обнаружения составляет менее 1,3 %. Продольный размер всех невыявленных дефектов не приевышает 30 мм.

Зависимости вероятности обнаружения дефектов от размеров колеса и силы его воздействия на рельс представлены на рис. 9. Зависимость вероятности обнаружения дефекта от его продольного размера аппроксимирована интегральной функцией нормального распределения со средним значением M(l) = 39 мм и среднеквадратичным отклонением S(l) = 14 мм (см. рис. 9,*a*). Коэффициент корреляции экспериментальных данных с результатами аппроксимации составляет 0,95.

В настоящее время в нормативных документах браковка дефектов типа ползунов и выщербин основана на максимально допустимых размерах. Глубина ползунов не должна превышать 1 мм (для колеса диаметром 950 мм эквивалентный продольный размер составляет 87 мм), протяженность выщербин — 50 мм, их глубина — 10 мм. В качестве грубой оценки зависимостей, приведенных на рис. 9, может быть использована ступенчатая функ-



Рис. 8. Зависимости вероятности p обнаружения дефектов на поверхности катания N-го колеса (линии) и среднего значения силы воздействия дефектного колеса на рельс S (точки) от размера дефекта L



Рис. 9. Зависимости вероятности обнаружения дефекта от его размера (a) и максимальной силы воздействия дефектного колеса на рельс  $(\delta)$ : 1 — грубое приближение зависимости, 2 — аппроксимация экспериментальных данных, 3 — экспериментальные данные; выделенная область — дефекты с поперечным размером менее 40 мм

ция Хевисайда (см. рис. 9,a). Таким образом, чувствительность метода контроля может быть охарактеризована минимальным размером выявляемого дефекта, который составил 40 мм, что меньше нормативных браковочных значений.

Несмотря на то что в нормативных документах установлены предельные размеры дефектов, степень их опасности зависит от совокупности факторов: размера, формы и положения дефекта на поверхности катания, скорости движения [27, 28] — и непосредственно определяется амплитудой силы воздействия дефектных колес на рельсы (см. рис.  $8, \delta$ ) [29]. В экспериментах зарегистрированы значения сил S в диапазоне  $190 \div 604$  кH, что в 1,7-5,4 раза превышает статическую нагрузку. Поскольку в диагностической системе значение S = 180 кH является пороговым значением силы, при превышении которого обнаруживается дефект, при меньших значених силы дефектов не обнаружено. На диаграмме вероятность обнаружения — максимальная динамическая сила выделяются две группы данных.

К первой группе относятся дефекты с вероятностью обнаружения менее 50 %, обусловленной малым поперечным размером (менее 40 мм). Тем не менее в этой группе отношение динамической силы к статической незначительно отличается от соответствующего отношения для остальных дефектов и составляет  $2,9 \div 4,8$  ( $S = 320 \div 540$  кH). Во второй группе, в которую входят дефекты с поперечным размером более 40 мм, вероятность их обнаружения коррелирует с максимальным значением динамической силы с коэффициентом корреляции 0,64 и определяется экспоненциальной функцией вида

$$\nu = 100 \% - 50 \% \cdot e^{-F/F_0},$$

где  $F_0 = 300$  к<br/>Н — параметр распределения, определенный по экспериментальным данным и характеризующий силу воздействия, при которой вероятность пропуска дефекта уменьшается в e раз.

Небольшие значения вероятности обнаружения (менее 40 %) некоторых типов дефектов обусловлены их малым поперечным размером, который меньше ширины поверхности катания, и наличием нескольких близко расположенных дефектов, распределенных случайным образом по окружности на поверхности катания колеса. В первом случае существует ненулевая вероятность качения колеса по свободной от дефекта поверхности, а во втором регистрируются шумоподобные сигналы, при наличии которых разработанные алгоритмы имеют ограниченную применимость, что не позволяет однозначно идентифицировать дефекты и оценивать их динамические характеристики.

Заключение. С использованием аппроксимации методом наименьших квадратов и последующей экстраполяции сигналов доказана возможность разделения составляющих сигналов, обусловленных локальным воздействием колеса и силами реакции шпал. Разработаны алгоритмы и программное обеспечение для автоматизированной обработки сигналов с тензодатчиков. При этом использовались алгоритмы вейвлет-фильтрации, корреляционного и регрессионного анализа для определения зависимости координаты колеса от времени и скорости колеса на измерительном участке, оценки силы воздействия бездефектного участка колеса на рельс, обнаружения дефектов поверхности катания и силы их воздействия на рельсы.

Вероятность обнаружения дефектов определяется размерами, формой и положением дефекта на поверхности катания и изменяется в диапазоне от 0 до 96 %. Вероятность обнаружения дефекта коррелирует с его продольным размером (коэффициент корреляции равен 0,96), а их связь описывается интегральной функцией нормального распределения со средним значением 39 мм и среднеквадратичным отклонением 14 мм.

Критическое значение силы воздействия колеса с дефектом поверхности катания на рельсы составляет 180 кH, что в 1,6 раза больше статической нагрузки при воздействии колеса вагона с осевой нагрузкой 23 т. Экспериментально измеренные значения сил, действующих со стороны дефектных колес на рельсы, составили 200 ÷ 600 кH. Вероятность обнаружения дефектов протяженностью более 40 мм коррелирует со значением средней силы с коэффициентом, равным 0,64. Вероятность обнаружения дефектов размером менее 40 мм составляет менее 50 %, несмотря на высокий уровень зарегистрированной динамической силы 320 ÷ 540 кH. Основными причинами уменьшения вероятности обнаружения дефекта являются малый поперечный размер, меньший ширины поверхности катания (менее 40 мм), и наличие большого количества мелких дефектов, распределенных случайным образом вдоль окружности на поверхности катания колеса, что приводит к регистрации шумоподобных сигналов, при наличии которых разработанные алгоритмы имеют ограниченную применимость.

## ЛИТЕРАТУРА

- Jia S., Dhanasekar M. Detection of rail wheel flats using wavelet approaches // Structur. Health Monitor. 2007. V. 6, iss. 2. P. 121–131. DOI: 10.1177/1475921706072066.
- Bogdevicius M., Zygiene R., Bureika G., et al. An analytical mathematical method for calculation of the dynamic wheel — rail impact force caused by wheel flat // Vehicle System Dynamics. 2016. V. 54, iss. 5. P. 689–705. DOI: 10.1080/00423114.2016.1153114.
- Bernal E., Spiryagin M., Cole C. Wheel flat detectability for Y25 railway freight wagon using vehicle component acceleration signals // Vehicle System Dynamics. 2020. V. 58, iss. 12. P. 1893–1913. DOI: 10.1080/00423114.2019.1657155.
- Salzburger H., Schuppmann M., Li W., et al. In-motion ultrasonic testing of the tread of high-speed railway wheels using the inspection system AUROPA III // Insight: Non-Destruct. Test. Condit. Monitor. 2009. V. 51, iss. 7. P. 370–372. DOI: 10.1784/insi.2009.51.7.370.
- Brizuela J., Ibañez A., Nevado P., et al. Railway wheels flat detector using Doppler effect // Phys. Procedia. 2010. V. 3, iss. 1. P. 811–817. DOI: 10.1016/j.phpro.2010.01.104.
- Otorabad H. A., Tehrani P. H., Younesian D. 3D transient elasto-plastic finite element analysis of a flatted railway wheel in rolling contact // Mech. Based Design Structures Machines. 2018. V. 46, iss. 6. P. 751–766. DOI: 10.1080/15397734.2018.1457446.
- Dukkipati R. V., Dong R. Impact loads due to wheel flats and shells // Vehicle System Dynamics. 1999. V. 31, iss. 1. P. 1–22. DOI: 10.1076/vesd.31.1.1.2097.
- Stratman B., Liu Y., Mahadevan S. Structural health monitoring of railroad wheels using wheel impact load detectors // J. Failure Anal. Prevent. 2007. V. 7, iss. 3. P. 218–225. DOI: 10.1007/s11668-007-9043-3.
- Zhou C., Gao L., Xiao H., et al. Railway wheel flat recognition and precise positioning method based on multisensor arrays // Appl. Sci. 2020. V. 10, iss. 4, N 1290. P. 1–23. DOI: 10.3390/app10041297.
- Mosleh A., Montenegro P., Costa P. A., et al. An approach for wheel flat detection of railway train wheels using envelope spectrum analysis // Structure Infrastructure Engng. 2020. V. 17, N 12. P. 1710–1729. DOI: 10.1080/15732479.2020.1832536.
- Ye Y., Shi D., Krause P., et al. A data-driven method for estimating wheel flat length // Vehicle System Dynamics. 2020. V. 58, iss. 9. P. 1329–1347. DOI: 10.1080/00423114.2019.1620956.
- Nowakowski T., Komorski P., Szymanski G. M., et al. Wheel-flat detection on trams using envelope analysis with Hilbert transform // Latin Amer. J. Solids Structures. 2019. V. 16, iss. 1, N e148. P. 1–16. DOI: 10.1590/1679-78255010.
- Li Y., Zuo M. J., Lin J., et al. Fault detection method for railway wheel flat using an adaptive multiscale morphological filter // Mech. Systems Signal Process. 2017. V. 84. P. 642–658. DOI: 10.1016/j.ymssp.2016.07.009.
- Shi D., Ye Y., Gillwald M., et al. Designing a lightweight 1D convolutional neural network with Bayesian optimization for wheel flat detection using carbody accelerations // Intern. J. Rail Transport. 2021. V. 9, iss. 4. P. 311–341. DOI: 10.1080/23248378.2020.1795942.
- Fröhling R. D. Wheel/rail interface management in heavy haul railway operations-applying science and technology // Vehicle System Dynamics. 2007. V. 45, iss. 7/8. P. 649–677. DOI: 10.1080/00423110701413797.
- Yuen K. K. Novel application of a fibre optic-based train weigh-in-motion system in railway // HKIE Trans. 2014. V. 21, iss. 4. P. 272–280. DOI: 10.1080/1023697X.2014.970752.
- Bollas K., Papasalouros D., Anastasopoulos A., et al. Acoustic emission inspection of rail wheels // J. Acoust. Emiss. 2010. V. 28. P. 215–228.

- Filograno M. L., Corredera P., Rodríguez-Plaza M., et al. Wheel flat detection in highspeed railway systems using fiber bragg gratings // IEEE Sensors J. 2013. V. 13, iss. 12, N 6563101.
  P. 4808–4816. DOI: 10.1109/JSEN.2013.2274008.
- Brizuela J., Fritsch C., Ibáñez A. Railway wheel-flat detection and measurement by ultrasound // Transport. Res. Pt C. Emerg. Technol. 2011. V. 19, iss. 6. P. 975–984. DOI: 10.1016/j.trc.2011.04.004.
- Kundu P., Darpe A. K., Singh S. P., et al. Review on condition monitoring technologies for railway rolling stock // Proc. Europ. Conf. PHM Soc. 2018. V. 4, iss. 1. P. 1–15.
- Stepanova L. N., Kabanov S. I., Bekher S. A., et al. Microprocessor multichannel straingauge systems for dynamic tests of structures // Autom. Remote Control. 2013. V. 74, iss. 5. P. 891–897. DOI: 10.1134/S0005117913050135.
- Bekher S. A., Kolomeets A. O. Increasing the reliability of quality control of the wheels of freight cars in motion using digital data processing // Russ. J. Nondestruct. Test. 2015. V. 51, iss. 3. P. 179–184. DOI: 10.1134/S1061830915030031.
- Yuqing Z., Geming Z., Yan Z., et al. Linear state method for continuous measurement of wheel/rail vertical force on ground // China Rail. Sci. 2015. V. 36, iss. 6. P. 111–119. DOI: 10.3969/j.issn.1001-4632.2015.06.16.
- Liang B., Iwnicki S. D., Zhao Y., et al. Railway wheel-flat and rail surface defect modelling and analysis by time-frequency techniques // Vehicle System Dynamics. 2013. V. 51, iss. 9. P. 1403–1421. DOI: 10.1080/00423114.2013.804192.
- Belotti V., Crenna F., Michelini R. C., et al. Wheel-flat diagnostic tool via wavelet transform // Mech. Systems Signal Process. 2006. V. 20, iss. 8. P. 1953–1966. DOI: 10.1016/j.ymssp.2005.12.012.
- Zhang Z., Wei S., Andrawes B., et al. Numerical and experimental study on dynamic behaviour of concrete sleeper track caused by wheel flat // Intern. J. Rail Transport. 2016. V. 4, iss. 1. P. 1–19. DOI: 10.1080/23248378.2015.1123657.
- 27. Steenbergen M. The role of the contact geometry in wheel-rail impact due to wheel flats: Pt 2 // Vehicle System Dynamics. 2008. V. 46, iss. 8. P. 713–737. DOI: 10.1080/00423110701584027.
- Gao R., He Q., Feng Q. Railway wheel flat detection system based on a parallelogram mechanism // Sensors. 2019. V. 19, iss. 16, N 3614. P. 1–13. DOI: 10.3390/s19163614.
- Jing L., Han L. Further study on the wheel-rail impact response induced by a single wheel flat: the coupling effect of strain rate and thermal stress // Vehicle System Dynamics. 2017. V. 55, iss. 12. P. 1946–1972. DOI: 10.1080/00423114.2017.1340651.

Поступила в редакцию 7/VII 2021 г., после доработки — 28/VII 2021 г. Принята к публикации 30/VIII 2021 г.