

*Л.В. Мартыненко, Гунрэгчултэм Пурэвням, Чулуундорж Батсукх*

*Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация*

## **ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЁТЕ КОЭФФИЦИЕНТА УСТОЙЧИВОСТИ КОЛЁСНЫХ ПАР В КРИВЫХ УЧАСТКАХ ПУТИ**

**Аннотация.** В настоящее время максимальная скорость движения грузовых вагонов составляет 90 км/ч, это обусловлено сложным рельефом местности, а также большим количеством кривых и переходных кривых. Для данных участков соблюдение скоростного режима является основной задачей, однако ограничение скорости зависит и от ряда других факторов. Ограничение скорости происходит при изменении динамических качеств вагона, вследствие износов и, соответственно, к интенсивному вилянию и галопированию вагона.

Потеря устойчивости движения подвижного состава является одной из основных причин развития его колебаний в рельсовой колее, обусловленных предрасположенностью колёсных пар к извилистому движению. Причиной этого является форма колеса с коническим профилем катания, а также износ гребня колеса, который влияет на динамику движения подвижного состава и вползанию колеса на рельс. Радиусы окружностей качения колёс, жёстко посаженных на ось, различны, как и дефекты на поверхности катания колёс, образующиеся в процессе эксплуатации, отсюда следует, что угол поворота колёсной пары всегда будет разным, что является неприемлемым для безопасности движения подвижного состава, особенно в кривых и переходных кривых участках пути. Колёсная пара стремится повернуться в рельсовой колее и выйти за её пределы. Однако сила тяги, направленная вдоль пути, одновременно с боковыми силами, действующими на гребни колёс от рельсов, заставляют колёсную пару двигаться вдоль пути, совершая синусоидальные колебания в пределах зазора в колее. Эти колебания могут быть намного больше при неисправностях пути и подвижного состава. В исследованиях, проведённых по диагностике колёсной пары, было выявлено, что подшипник качения вызывает интенсивные колебания вагонов, обусловленные большим количеством неисправностей буксовых узлов.

**Ключевые слова:** устойчивость движения, синусоидальные колебания, переходные кривые, рельеф местности, динамические качества вагона, износы, виляние и галопирование вагона, синусоидальные колебания.

*L.V. Martynenko, Gunragchultem Purevnyam, Chuluundorzh Batsukh*

*Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation*

## **TRAFFIC SAFETY ASSESSMENT WHEN CALCULATING THE STABILITY COEFFICIENT OF WHEEL PAIRS IN CURVED SECTIONS OF THE TRACK**

**Abstract.** Currently, the maximum speed of freight cars is 90 km / h, this is due to the difficult terrain, as well as a large number of curves and transition curves. For these sections, compliance with the speed limit is the main task, but the speed limit also depends on a number of other factors. The speed limit occurs when the dynamic qualities of the car change, due to wear and, accordingly, to intense wagging and galloping of the car. The loss of stability of the movement of rolling stock is one of the main reasons for the development of its fluctuations in the rail track, due to the predisposition of wheel sets to tortuous movement. The reason for this is the shape of the wheel with a conical rolling profile, as well as the wear of the wheel crest, which affects the dynamics of the movement of the rolling stock and the creeping of the wheel on the rail. The radii of the rolling circles of the wheels rigidly mounted on the axle are different, as are the defects on the rolling surface of the wheels formed by during operation, it follows that the angle of rotation of the wheel set will always be different, which is unacceptable for the safety of rolling stock, especially in curves and transition curves of the track sections. The wheel set tends to turn in the rail track and go beyond it. However, the traction force directed along the track, simultaneously with the lateral forces acting on the ridges of the wheels from the rails, force the wheel set to move along the track, making sinusoidal oscillations within the gap in the track. These fluctuations can be much greater in case of malfunctions of the track and rolling stock. In the studies conducted on the diagnosis of the wheel set, it was revealed that the rolling bearing causes intense vibrations of the wagons due to a large number of malfunctions of the axle assemblies.

**Keywords:** stability of movement, sinusoidal oscillations, transition curves, terrain, dynamic qualities of the car, wear, wagging and galloping of the car, sinusoidal oscillations.

## **Введение**

Одним из главных и востребованных видов транспорта являются железные дороги, они объединяют в одно целое все области. За последние годы произошли существенные изменения в методах эксплуатации подвижного состава. Объемы железнодорожных перевозок с каждым годом возрастают, что способствует увеличению нагрузки на путь и подвижной состав в целом. Так как увеличивается нагрузка на путь и детали вагона, увеличивается и количество их отказов в процессе эксплуатации, а также негативно сказывается на количестве сходов вагонов в горно-перевальных и кривых участках пути. Основной задачей вагонного хозяйства, как отдельного самостоятельного подразделения железнодорожного транспорта, является содержание парка вагонов и контейнеров в работоспособном, исправном состоянии и постоянной готовности для обеспечения грузовых и пассажирских перевозок. Эффективность работы вагонного парка во многом определяется высокой надежностью его технических средств. Постоянно совершенствуется его структура, он пополняется более совершенными по конструкции и надежности вагонами, увеличивается доля специализированного подвижного состава. С повышением объемов перевозок повышается интенсификация эксплуатации вагонов в перевозочном процессе, вместе с тем появляется необходимость увеличивать нагрузку на ось вагона. Все это ведет к ускоренному старению вагонного парка и необходимости совершенствования системы технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов. Характеристики общего парка Российской Федерации в конце 2021 года, включал 1209,2 тыс. грузовых вагонов, в структуре которого вагоны типовой конструкции составляли 84,2 %, а инновационные вагоны с осевой нагрузкой 25тс – 15,8 %. Доля закупок инновационного подвижного состава в последние годы регулярно увеличивается. Прогнозируя выбытие грузового подвижного состава из парка Российской Федерации до 2030 года, ожидается исключение по сроку службы 295,2 тыс. ед., или 24,5 вагонов типовой конструкции. В 2021 году было учтено 1184 нарушения безопасности движения (в 2019 году – 1307), которые распределились по организациям и предприятиям следующим образом:

- ВРК -1; -2; -3 – 43 %;
- частные ВЧД – 34 %;
- ВСЗ, ВРЗ – 14 %;
- изготовителей узлов и деталей – 3 %;
- операторов подвижного состава – 1%.

### **Устойчивость вагона от схода с рельсов**

По результатам исследований сходов, установлено, что обеспечение безопасности движения поездов является первостепенной и актуальной задачей. Уровень безопасной эксплуатации подвижного состава на железных дорогах определяется, в основном, наличием запаса устойчивости вагона от схода с рельсов [1]. Рост грузонапряженности и скорости движения на сети железных дорог приводит к существенному повышению количества повреждённых колёс и рельсов, а, так же, как следствие, к повышению вероятности схода вагона из-за повышения уровня силового взаимодействия колёс и рельсов. Поэтому, уровень эксплуатационной безопасности вагона, как механической системы, определяется, главным образом, его устойчивостью от схода с рельсов [2].

Известно, что процесс движения вагона приводит к появлению горизонтальных поперечных (относительно направления движения) сил, которые определяются уровнем взаимодействия гребней колёс с рельсами [3]. Характер возмущенного движения вагона приводит к появлению горизонтальных поперечных по отношению к оси пути перемещений. При относительно низких скоростях движения силы, возникающие после выбора зазоров в колее и при упирании гребней колёс в головки рельсов, при определённом уровне неровностей не опасны для системы «колесо–рельс» [4]. Но при увеличении скорости движения вагона эти силы возрастают так, что появляется угроза безопасности движения и возрастает вероятность схода с рельсов [5].

Расчётные схемы, применяемые для исследования устойчивости невозмущённого движения, представляют собой, нелинейные системы. Нелинейности имеют место вследствие зазоров в буксовых узлах, скользунах и тому подобных соединениях, нелинейности сил взаимодействия колёс с рельсами, а в настоящее время нелинейности присутствуют и в некоторых типах рессорного подвешивания [6].

При движении в кривой, как известно, тележка совершает сложное движение. Повороту и поперечному смещению тележки препятствуют силы трения между колёсами и рельсами [8]. На тележку действует часть центробежной силы, не уравновешенная возвышением наружного рельса и зависящая от скорости движения, и направляющее усилие со стороны наружного рельса.

Согласно «Нормам», устойчивость колёсной пары против схода с рельса проверяется для наиболее опасных случаев сочетания большой поперечной силы взаимодействия набегающего колеса с рельсом и малой вертикальной нагрузки на колесо [9]. При этом возможно вползание гребня набегающего колеса на головку рельса и последующий сход вагона с рельсов [10]. Оценка устойчивости производится при помощи коэффициента запаса устойчивости колёса против схода с рельса по формуле (1)

$$K_{\text{ук}} = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg}\beta} \cdot \frac{P_{B1}}{P_{\sigma}} \geq [k_{\text{ук}}], \quad (1)$$

где  $\beta$  - угол наклона образующей гребня колеса к горизонтальной оси; для стандартного профиля поверхности катания  $\beta = 60^\circ$ ;  $\mu$  - коэффициент трения, принимаемый  $\mu = 0,25$ ;  $P_{\sigma}$  - горизонтальная составляющая силы реакции набегающего колеса на головку рельса, действующая одновременно с  $P_{e1}, P_{e2}$ ;  $P_{e1}$  - вертикальная составляющая силы набегающего колеса на головку рельса.

Усилия  $P_{e1}, P_{e2}$  для существующих конструкций вагонов определяется по формулам (2) и (3).

$$P_{B1} = p_0 \cdot \left[ \frac{b-a_2}{l} \cdot (1 - \bar{k}_{\sigma e}) - \frac{b}{l} \bar{k}_{\sigma \delta} \right] + H_p \frac{r}{l} + P_{\text{кп}} \frac{b-a_2}{l}, \quad (2)$$

$$P_{B2} = p_0 \cdot \left[ \frac{b-a_1}{l} \cdot (1 - \bar{k}_{\sigma e}) + \frac{b}{l} \bar{k}_{\sigma \delta} \right] - H_p \frac{r}{l} + P_{\text{кп}} \frac{b-a_1}{l}, \quad (3)$$

где  $p_0$  - осевая статическая нагрузка;  $p_{\text{кп}}$  - собственная сила тяжести колесной пары;  $b$  - половина расстояния между серединами шеек оси, для стандартных осей  $b = 1,018$  м;  $l$  - расстояние между точками контакта колес с рельсами;  $a_1, a_2$  - расстояние от точек контакта до середины шеек;  $r$  - радиус колеса по кругу катания;  $\bar{k}_{\sigma \delta}$  - среднее значение коэффициента динамики боковой качки, приближенно равный

$$\bar{k}_{\sigma \delta} = 0,25 \cdot \bar{k}_{\sigma e}, \quad (4)$$

где  $\bar{k}_{\sigma e}$  - среднее значение коэффициента вертикальной динамики, приближенное значение которого вычисляется по формуле (4)

$$\bar{k}_{\sigma e} = 0,75 \cdot k_{\sigma e} \quad (5)$$

где  $\lambda_b$  - величина, зависящая от соосности тележки. Для грузового четырехосного вагона  $\lambda_b = 1$ ;  $A, B$  - величины, зависящие от гибкости рессорного подвешивания и типа вагона  $A = 0,03$ ;  $B = 6 \cdot 10^{-4}$ ;  $v$  - скорость движения вагона,  $[k_{\text{ук}}]$  - нормированный коэффициент устойчивости колеса,  $[k_{\text{ук}}] = 1,4$ ;

$$K_{\text{ук}} \geq [k_{\text{ук}}].$$

### Коэффициент запаса устойчивости колёсной пары на исследованных участках сходов

Исходя из полученных данных, можно сделать вывод, что нормированный коэффициент устойчивости колеса  $[k_{\text{ук}}]$ , который не должен быть меньше 1,4 во всех сходах показал абсолютно разные значения [11]. При исследовании данных сходов был рассчитан

коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельса [12]. Устойчивость колесной пары против схода с рельсов обусловлена соотношением действующих вдоль ее оси горизонтальных и вертикальных нагрузок. Наибольшие горизонтальные усилия возникают при движении в кривой [13, 14]. При сочетании сил взаимодействия колеса с рельсом, может происходить вползание гребня набегающей колесной пары тележки на головку рельса с последующим сходом с рельсов. Критическое значение коэффициента запаса устойчивости колесной пары против схода с рельсов соответствует грузовым вагонам и равен 1,4 [15]. В таблице 1 представлены расчеты действующих сил и коэффициентов на исследованных участках сходов.

Таблица 1

Расчеты сил и коэффициентов на исследованных участках сходов

№	Место схода	V, км/ч м/с	R, м	a, м/с <sup>2</sup>	Hцб,	Fтяж, кН	Hб, т	Kдг	Kдв	PВ1	PВ2	Pб	Kук
1	Кешево-Таргиз	55 15,3	1940	0,119	10,9	10,58	0,29	0,18	0,157	159,91	120,47	161,67	3,69
2	Нижнеудинск-Тайшет	78 21,7	1062	0,44	41,5	42,15	0,67	0,249	0,93	59,487	90,49	147,85	1,5
3	Касьяновка-Половина	62 17,2	630	0,46	44,2	43,29	0,87	0,201	0,725	72,757	112,45	158,99	1,69
4	Талдан-Гудачи	49 13,6	635	0,29	27,4	23,95	3,44	0,162	0,013	84,207	130,3	167,86	1,87
5	Атамановка-Кручина	53 14,7	320	0,67	62,9	51,94	10,9	0,174	0,014	81,496	126,21	166,91	1,82
6	Танхой-Кедровая	77 21,4	1070	0,43	37,7	23,31	14,39	0,246	0,023	56,638	85,4	138,75	1,52
7	Камарчага-Таежный	46 12,8	324	0,50	44,5	50,01	5,49	0,153	0,012	84,059	129,91	164,26	1,91
8	Залари-Тыреть	44 12,2	430	0,34	32,6	33,16	0,6	0,147	0,011	88,496	137,4	171,50	1,93
9	Камарчага-Балай	50 13,9	324	0,60	56,1	58,89	2,86	0,165	0,013	83,2	129,02	167,17	1,86
10	Делюр-Тыреть	65 18,1	870	0,37	35,2	36,65	1,42	0,21	0,45	70,29	108,11	156,72	1,81
11	Черная-Среднеилимская	58 16,1	270	0,95	90,3	92,12	1,82	0,189	0,016	76,483	118,01	161,76	1,76
12	Слюдянка-Ангасолка	51 14,2	320	0,62	59,3	58,9	0,4	0,168	0,014	80,735	124,74	162,85	1,85

Свисание гребня, база тележки и радиус кривой – это факторы, влияющие на расчёт уклона пути, следовательно, боковой износ зависит от угла набегания, который, в свою очередь, зависит от свисания гребня колеса, радиуса кривой и износа поверхности катания колеса [16]. Вследствие этого возникает боковой удар, его сила зависит от длины переходной кривой, чем короче кривая, тем сильнее удар [17]. Очевидно, что большое число факторов влияет на возникновение сил, а также неисправности пути и крен кузова. Изменение непогашенных центробежных сил, действующих в кривых на вагон, обусловлено недостаточным возвышением наружного рельса  $h$ . Железнодорожный путь оказывается наклонённым относительно горизонта на угол

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{h}{2S}\right), \quad (6)$$

где  $2S$  – ширина колеи, м.

Благодаря этому, часть центробежной силы оказывается скомпенсированной силой тяжести, поскольку в плоскости пола вагона теперь действуют проекции сил, направленные в противоположные стороны. Очевидно, что результатом векторного сложения этих сил будет некоторая непогашенная боковая сила  $F_n = F_{цл} - F_{т1}$ .

Из условия обеспечения безопасности движения, непогашенная боковая сила должна быть равна нулю, т.е. вышеуказанная составляющая центробежной силы должна быть полностью скомпенсирована составляющей силы тяжести. Максимальное возвышение наружного рельса ограничено из соображений предотвращения опрокидывания внутрь кривой вагона [18].

### **Заключение**

При исследовании сходов, выявлена проблема несоблюдения условий обеспечения безопасности движения, связанная со многими факторами, одним из них является возвышение наружного рельса над внутренним, не соответствующее нормам. К примеру, сход Камарчага–Таёжный: возвышение должно быть 90 мм по установленным нормам содержания участков пути, но во внимание не приняты факторы, влияющие на изменение величин и приводящие к изменению динамики подвижного состава:

- ширина колеи на данном участке не соответствует норме, по всему участку идёт уширение, составляющее от 6 до 20мм, так как возвышение зависит напрямую от состояния ширины колеи, то данное состояние не даёт вагону оптимальное расположение на данном участке, чтобы сохранилось равновесие между центростремительной силой и силой тяжести, при векторном сложении этих сил будет некоторая непогашенная боковая сила, из условий обеспечения безопасности непогашенная сила должна быть равна нулю, т.е. составляющая центробежной силы должна быть полностью скомпенсирована составляющей силой тяжести, данное условие не может выполняться, так как нарушаются условия для нормального движения на данном участке, например, возвышение составило 78 мм вместо 90, разница в 12 мм приводит к серьёзным последствиям, особенно при уширении колеи. При этом возникло непогашенное ускорение равное  $0,5 \text{ м/с}^2$ , превышающее норму  $0,3 \text{ м/с}^2$ , и возникающее при недостатке возвышения наружного рельса над внутренним;
- для уменьшения влияния центробежной силы возвышение наружного рельса может быть до 0,15 м. Чтобы рассчитать величину возвышения, нужно знать скорость, радиус, уширение колеи. От возвышения наружного рельса зависит угол наклона кузова вагона, при нарушении возвышения рельса угол наклона кузова не соответствует норме, что приведёт к опрокидыванию вагона. При расчёте схода на участке Камарчага–Таёжный, угол наклона был равен  $30^0$ , значительно превышающий норму.

### **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Амелин С.В., Андреев Г.Е. Устройство и эксплуатация пути, 1986. С. 55-59.
2. Реестр средств измерений, допущенных к применению в ОАО "РЖД" // URL: [http://www.rzd-expo.ru/innovation/the\\_system\\_of\\_technical\\_regulation/metrology/reestr\\_2019](http://www.rzd-expo.ru/innovation/the_system_of_technical_regulation/metrology/reestr_2019).
3. Романова О.В., Боботкова В.Н. Взаимодействие пути и подвижного состава // Материалы X Международной студенческой научной конференции, Студенческий научный форум URL: <https://scienceforum.ru/2018/article/2018005669> (дата обращения: 06.05.2019).
4. Ромен Ю.С., Николаев В.Е. Исследование влияния детерминированных неровностей пути в плане на уровень боковых сил при движении грузового вагона // Проблемы механики железнодорожного транспорта. Киев: Наукова думка, 1980. С. 40-42.
5. Сайт Группы компаний "РИФТЭК", Лазерный профилометр поверхности катания колесных пар // URL: <https://riftek.com/ru/products/~show/equipment/railway-devices/railway-wheel-profile-gauge-ikp> (дата обращения: 06.05.2019).
6. Ушкалов, В.Ф. Статистическая динамика рельсового экипажа / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько. – Киев: Наукова думка, 1982. – 360 с.
7. Ершков О.П. Расчет рельса на действие боковых сил в кривых // Тр. ЦНИИ МПС. Вып. 192. М.: Трансжелдориздат, 1960. С. 5-58

8. Комиссаров А.Ф. Итоги работы проектно-конструкторского бюро вагонного хозяйства за 2018 г. // Вагоны и вагонное хозяйство. Приложение к журналу «Локомотив», М.: 2019. №1(49). С. 5-6.
9. Жуков И.В. Автономное устройство регистрации расширяет возможности испытательных поездов (Вагон-тормозоиспытательный) // Вагоны и вагонное хозяйство. Приложение к журналу «Локомотив», М.: 2019. №1(49). С. 40-41.
10. Доронин И.С. Расчет шейки оси колесной пары на продольную нагрузку // Вестник ВНИИЖТ, 1978. С. 33-34.
11. Филлипов В. Н., Смольянинов А. В., Козлов И. В., Подлесников Я. Д. Инновационные вагоны и проблемы их взаимодействия с элементами инфраструктуры. Безопасность движения поездов // Труды Семнадцатой научно-практической конференции. - М.: МГУПС (МИИТ), 2016. С 68-73.
12. Стратегия развития железнодорожного транспорта в РФ до 2030 года // Распоряжение Правительства РФ от 17 июня 2008 г. №877-р.
13. Мотовилов К. В., Лукашук В. С., Криворудченко В. Ф., Петров А. А.; под ред. Мотовилова К. В. // Технология производства и ремонта вагонов. - М.: Маршрут, 2013.
14. Романова О.В., Боботкова В.Н. Взаимодействие пути и подвижного состава // Материалы X Международной студенческой научной конференции, Студенческий научный форум URL: <https://scienceforum.ru/2018/article/2018005669>.
15. Байбаков А. Н., Гуренко В. М., Патерикин В. И., Юношев С. П., Плотников С. В., Сотников В. В., Чугуй Ю. В. Автоматический контроль геометрических параметров колесных пар во время движения поезда // URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/lazernyy-diagnosticheskiy-kompleks-dlya-kontrolya-kolesnyh-par-vagonov-na-hodu-poezda>.
16. Morgan R. Оценка систем измерения колес // Railway Track & Structures, 2002, № 7, S 13-15.
17. Венедиктов А. З., Демкин В. Н., Доков Д. С. Измерение параметров колесных пар подвижного состава в движении // ЖДМ, 2003, № 9.
18. Инструменты и принадлежности осмотрщика-ремонтника вагонов. URL: [http://www.xn--80adeukqag.xn--p1ai/2016/01/blog-post\\_42.html](http://www.xn--80adeukqag.xn--p1ai/2016/01/blog-post_42.html).

## REFERENCES

1. Amelin S.V., Andreev G.E. Device and operation of the track, 1986. S. 55-59.
2. Register of measuring instruments approved for use in JSC "Russian Railways"// URL:[http://www.rzd-expo.ru/innovation/the\\_system\\_of\\_technical\\_regulation/metrology/reestr](http://www.rzd-expo.ru/innovation/the_system_of_technical_regulation/metrology/reestr).
3. Romanova O.V., Bobkova V.N. Interaction of track and rolling stock // Materials of the X International Student Scientific Conference, Student Scientific Forum URL: <https://scienceforum.ru/2018/article/2018005669>.
4. Romen Yu.S., Nikolaev V.E. Investigation of the influence of deterministic track irregularities in the plan on the level of lateral forces during the movement of a freight car // Problems of mechanics of railway transport. Kiev: Naukova dumka, 1980. pp. 40-42.
5. Website of the RITEK Group of Companies, Laser profilometer of the rolling surface of wheel pairs // URL: [https://riftek.com/ru/products/~show/equipment/railway devices/railway wheels-profile-track-ikp](https://riftek.com/ru/products/~show/equipment/railway%20devices/railway%20wheels-profile-track-ikp).
6. Ushkalov, V.F. Statistical dynamics of the rail crew / V.F. Ushkalov, L.M. Reznikov, S.F. Redko. – Kiev: Naukova dumka, 1982. – 360 p.
7. Ершков О.П. Расчет рельса на действие боковых сил в кривых // Тр. ЦНИИ МПС. Вып. 192. М.: Трансжелдориздат, 1960. С. 5-58
8. Komissarov A.F. The results of the work of the design bureau of wagon economy for 2018 // Wagons and wagon economy. Appendix to the magazine "Locomotive", Moscow: 2019. No. 1(49). pp. 5-6.

9. Zhukov I.V. Autonomous registration device expands the capabilities of test trains (Car-brake testing) // Wagons and wagon economy. Appendix to the magazine "Locomotive", Moscow: 2019. No.
10. Doronin I.S. Calculation of the wheelset axle neck for longitudinal load // Bulletin of VNIIZhT, 1978. pp. 33-34.
11. Filippov V. N., Smolyaninov A.V., Kozlov I. V., Podlesnikov Ya. D. Innovative wagons and problems of their interaction with infrastructure elements. Train traffic safety // Proceedings of the Seventeenth Scientific and practical Conference. - Moscow: MGUPS (MIIT), 2016. pp. 68-73.
12. Strategy for the development of railway transport in the Russian Federation until 2030 // Order of the Government of the Russian Federation No. 877-r dated June 17, 2008.
13. Motovilov K. V., Lukashuk V. S., Krivorudchenko V. F., Petrov A. A.; ed. Motovilova K. V. // Technology of production and repair of wagons. - M.: Route, 2013.
14. Romanova O.V., Bobkova V.N. Interaction of track and rolling stock // Materials of the X International Student Scientific Conference, Student Scientific Forum URL: <https://scienceforum.ru/2018/article/2018005669>.
15. Baibakov A. N., Gurenko V. M., Paterikin V. I., Molodev S. P., Plotnikov S. V., Sotnikov V. V., Chuguy Yu. V. Automatic control of geometric parameters of wheel pairs during train movement // URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/lazernyy-diagnosticheskiy-kompleks-dlya-kontrolya-kolesnyh-par-vagonov-na-hodu-poezda>.
16. Morgan R. Evaluation of wheel measurement systems // Railway track and structures, 2002, No. 7, pp. 13-15.
17. Venediktov A. Z., Demkin V. N., Dokov D. S. Measurement of parameters of wheel sets of rolling stock in motion // ZHDM, 2003, No. 9.
18. Tools and accessories of the inspector-repairman of wagons. URL: [http://www.xn--80adeukqag.xn--p1ai/2016/01/blog-post\\_42.html](http://www.xn--80adeukqag.xn--p1ai/2016/01/blog-post_42.html).

#### **Информация об авторах**

*Мартыненко Любовь Викторовна* – ст. преподаватель кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail [liuba.martinenko@yandex.ru](mailto:liuba.martinenko@yandex.ru)

*Гунрэгчултэм Пурэвням* – студентка 5 курса Иркутского государственного университета путей сообщения, специальности подвижной состав железных дорог, специализации вагоны и вагонное хозяйство, г. Иркутск, e-mail: [ohinooo73@gmail.com](mailto:ohinooo73@gmail.com)

*Чулуундорж Батсукх* – студент 5 курса Иркутского государственного университета путей сообщения, специальности подвижной состав железных дорог, специализации вагоны и вагонное хозяйство, г. Иркутск, e-mail: [batsukhchuluundorg9@gmail.com](mailto:batsukhchuluundorg9@gmail.com)

#### **Information about the authors**

*Martynenko Lyubov Victorovna* – senior lecturer of the department Wagons and Wagon Economy, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail [liuba.martinenko@yandex.ru](mailto:liuba.martinenko@yandex.ru).

*Gunragchultem Purevnyam* – 5th year student of the Irkutsk State Transport University, specialty rolling stock of railways, specialization wagons and wagon economy, Irkutsk, e-mail: [ohinooo73@gmail.com](mailto:ohinooo73@gmail.com)

*Chuluundorzkh Batsukh* – 5th year student of the Irkutsk State Transport University, specialty rolling stock of railways, specialization wagons and wagon economy, Irkutsk, e-mail: [batsukhchuluundorg9@gmail.com](mailto:batsukhchuluundorg9@gmail.com)