

Энергетический критерий для оценки запаса устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса при движении колесной пары по прямому участку пути

М. С. Громаков¹, А. А. Тармаев², С. В. Беспалько¹✉

¹ Российский университет транспорта (МИИТ), г. Москва, Российская Федерация

² Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

✉ besp-alco@yandex.ru

Резюме

При извилистом движении создаются боковые силы нажатия колес на рельсы, что может привести к вкатыванию гребня колеса на головку рельса и к последующему сходу. Сход подвижного состава с рельсов представляет серьезную угрозу безопасности движения. Действующими нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог колеи 1520 мм предусмотрена проверка устойчивости колеса от вкатывания на головку рельса. В качестве критерия принято минимальное значение коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельса. Коэффициент устойчивости определяется исходя из условия возвращения вкатившегося на головку рельса колеса в исходное положение под действием вертикальной силы, создаваемой весом вагона. В современной механике большинство методов расчета основано на энергетических принципах, что составляет так называемую «аналитическую механику», альтернативную «векторной (ньютоновской) механике». Предложен метод оценки устойчивости колеса исходя из условия недопущения вкатывания гребня колеса на головку рельса путем сравнения кинетической энергии извилистого движения колесной пары с работой вертикальной и горизонтальной сил, действующих на колесную пару. Условие устойчивости колеса определяется из принципа недопущения вкатывания гребня колеса на головку рельса. Выполнены расчеты вариантов движения вагона при различных скоростях на основе нормативной и предложенной методик. Произведено сравнение критической (допускаемой) скорости движения по названным методикам. Сравнительный анализ показал, что при оценке устойчивости по энергетическому критерию, допустимая скорость движения вагона выше, чем при силовом методе. Это может позволить увеличить расчетный скоростной допуск проектируемого вагона при дальнейшем детальном анализе и оценке всех динамических факторов вагона.

Ключевые слова

безопасность движения, безопасная скорость, вагон, колесная пара, колесо, сход с рельсов, вкатывание колеса на головку рельса, энергетический метод

Для цитирования

Громаков М. С. Энергетический критерий для оценки запаса устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса при движении колесной пары по прямому участку пути / М. С. Громаков, А. А. Тармаев, С. В. Беспалько // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – № 1 (69). – С. 104–111. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.1(69).104-111

Информация о статье

поступила в редакцию: 15.09.2020, поступила после рецензирования: 18.09.2020, принята к публикации: 11.10.2020

An energy criterion for estimating the wheel stability reserve from the rolling of the flange onto the railhead during the motion of a wheel set along a straight section

M. S. Gromakov¹, A. A. Tarmaev², S. V. Bespal'ko¹✉

¹ The Russian University of Transport, Moscow, the Russian Federation

² Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉ besp-alco@yandex.ru

Abstract

In case of hunting, the lateral forces are created by pressing the wheels against the rails, which can lead to the wheel flange rolling onto the railhead and subsequent derailment. The derailment of the rolling stock poses a serious threat to traffic safety. The current standards for the calculation and design of railcars for 1520 mm gauge railways provide for checking the wheel stability from rolling onto the railhead. The minimum value of the safety factor of the wheel stability against derailment is taken as a criterion. The stability coefficient is determined based on the condition of the return of the wheel rolled onto the railhead to its original position under the action of the vertical force created by the weight of the railcar. In modern mechanics, most of the calculation methods are based on energy principles, which constitute the so-called "analytical mechanics" - an alternative to "vector (Newtonian) mechanics". A proposed method is to assess the stability of a wheel based on the condition of preventing the wheel

flange from rolling onto the railhead by comparing the kinetic energy of the wheel set hunting with the work of the vertical and horizontal forces acting on the wheel set. The stability condition for the wheel is determined from the principle of preventing the wheel flange from rolling onto the railhead. The calculations of the variants of the movement of the railcar at different speeds were carried out based on the normative and proposed methods. A comparison of the critical (permissible) speed of movement was made according to the above methods. Comparative analysis showed that when assessing stability by the energy criterion, the permissible speed of the railcar is higher than with the force method. It may allow increasing the estimated speed tolerance of the designed railcar with further detailed analysis and assessment of all the dynamic factors of the railcar.

Keywords

traffic safety, safe speed, railcar, wheel set, wheel, derailment, the rolling of a wheel onto the railhead, energy approach

For citation

Gromakov M. S., Tarmaev A. A., Bepal'ko S. V. Energeticheskiy kriterii dlya otsenki zapasa ustoichivosti koleasa ot vkatyvaniya grebnya na golovku rel'sa pri dvizhenii kolesnoi pary po pryamomu uchastku puti [An energy criterion for estimating the wheel stability reserve from the rolling of the flange onto the railhead during the motion of a wheel set along a straight section]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovaniye* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2021, No. 1 (69), pp.104–111.– DOI: 10.26731/1813-9108.2021.1(69).104-111

Article info

Received: 15.09.2020, Revised: 18.09.2020, Accepted: 11.10.2020

Введение

Обеспечение безопасности движения поездов всегда актуально. К числу важнейших проблем, которые представляют серьезную угрозу безопасности движения поездов, относится проблема схода подвижного состава с рельсов [1–3]. Вопрос количественной оценки запаса устойчивости от схода очень сложен. Это связано с влиянием множества параметров, которые способствуют сходу с рельсов: сложное взаимодействие колеса и рельса, профили колес и рельса, условия эксплуатации подвижного состава, геометрия и состояние пути. В этой связи проблемы повышения безопасности, а также совершенствования методов оценки схода колесной пары с рельсов являются актуальными [4–19].

В соответствии с критерием Надаля [18], лежащим в основе большинства современных методик, определяется соотношение действующих на колесо сил, при котором предотвращается его сход от вкатывания на рельс. Считается, что сход происходит, когда поверхность катания колеса поднялась над головкой рельса и колесо контактирует с рельсом только в точке, расположенной на образующей конической части гребня. Критерий Надаля предполагает, что все действующие на колесо силы проходят через одну точку, при этом рассматривается отдельно взятое колесо и не принимается во внимание, что в процессе схода колесная пара катится по рельсам, а не просто выдавливается из колеи, т. е. происходит сход не отдельного колеса, а колесной пары в целом.

Используемый в нормах «коэффициент запаса устойчивости против вкатывания колеса на головку рельса», фактически является обратной величиной к коэффициенту Надаля и имеет схожие достоинства и недостатки [20]. В этой связи целесообразен поиск новых методов и критериев оценки устойчивости движения.

В современной механике большинство методов расчета основано на энергетических принципах, что составляет так называемую «аналитическую механику», альтернативную «векторной (ньютоновской) механике». Преимущества энергетических подходов проявляются при решении сложных задач и связаны с тем, что энергетические динамические характеристики (кинетическая энергия, работа) представляют собой скалярные величины, в отличие от векторных характеристик (силы или скорости).

В работе для оценки возможности схода колеса с рельса применен энергетический принцип взамен существующего нормативного подхода, основанного на сравнении значений боковой и вертикальной сил.

Математическая модель извилистого движения колесной пары

Движение колесной пары по рельсовому пути имеет извилистую траекторию, которая описывается уравнением

$$\frac{d^2x}{dz^2} + \frac{n}{s \cdot r_c} \cdot x = 0, \quad (1)$$

где x , y – линейное перемещение вдоль соответственно осей x и y ; n – конусность ободьев колес; s – полуширина рельсовой колеи; r_c – средний радиус поверхности катания колеса [1].

Для данного уравнения существует точное решение [21]:

$$x = A \cdot \sin(\omega \cdot z) + B \cdot \cos(\omega \cdot z), \quad (2)$$

где A и B – постоянные коэффициенты; $\omega = \sqrt{\frac{n}{s \cdot r_c}}$.

При начальных условиях $z = 0$, $x = x_0$, уравнение (2) примет вид:

$$x = x_0 \cdot \cos(\omega \cdot z). \quad (3)$$

Когда колесо вагона движется по рельсу, контакт «колесо – рельс» находится в состоянии сложной нагрузки от вертикальной и поперечной сил их взаимодействия.

При извилистом движении гребень колес в определенный момент времени прижимается к рельсу с некоторой боковой силой, которая при высоких скоростях движения может вызвать его подъем на головку рельса с последующим сходом. Поэтому при проектировании и расчете вагонов необходимо учитывать такой показатель, как запас устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса. Рассмотрим существующие методики его определения.

В нормах принята методика оценки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса с использованием силового критерия [20]. В данном случае устойчивое положение колеса – это некоторое состояние равновесия сил, действующих на колесо, при нарушении которого происходит либо подъем (вкатывание) гребня колеса на головку рельса, либо его опускание (сползание) в штатное положение. Далее приведена силовая схема для оценки устойчивости колеса (рис. 1).

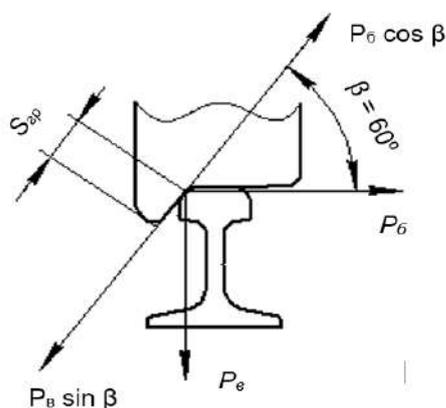


Рис. 1. Силы, действующие на колесо
Fig. 1. Forces acting on the wheel

Нормативный (силовой) критерий имеет следующий вид:

$$K_{yc} = \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \operatorname{tg}\beta \cdot \mu} \cdot \frac{P_v}{P_6} > 1,4, \quad (4)$$

где β – угол между касательной к поверхности гребня колеса и горизонталью; μ – коэффициент трения на поверхностях контакта колеса и рельса; P_v – вертикальная сила взаимодействия колеса и рельса; P_6 – боковая сила взаимодействия.

Известен также метод, который применяется при оценке устойчивости верхнего строения пути от поперечного сдвига. В этом случае между собой сравниваются все силы, мешающие и сопутствующие вкатыванию гребня колеса на головку рельса. Данный критерий не подходит для применения в проектировании и расчете вагона [22].

Таким образом, в настоящее время нормативно закреплён метод с применением силового критерия. Недостатком данного метода является то, что силовой критерий предполагает наличие подъема колеса на головку рельса, а его выполнение должно обеспечить возврат колеса в рельсовую колею.

Предлагаемый критерий оценки возможности вкатывания колеса на головку рельса на основе энергетического подхода

Далее рассмотрим принципиально новый метод оценки устойчивости колеса от вкатывания на головку рельса, предлагаемый авторами, как альтернативу существующим методам. Данный метод основан на энергетическом критерии, который предполагает недопущение подъема колеса с последующим вкатыванием гребня на головку рельса.

Колесная пара движется вдоль оси пути извилисто, т. е. с некоторой боковой скоростью в горизонтальной плоскости [20]. На рис. 2 показана принятая к расчету схема движения колесной пары.

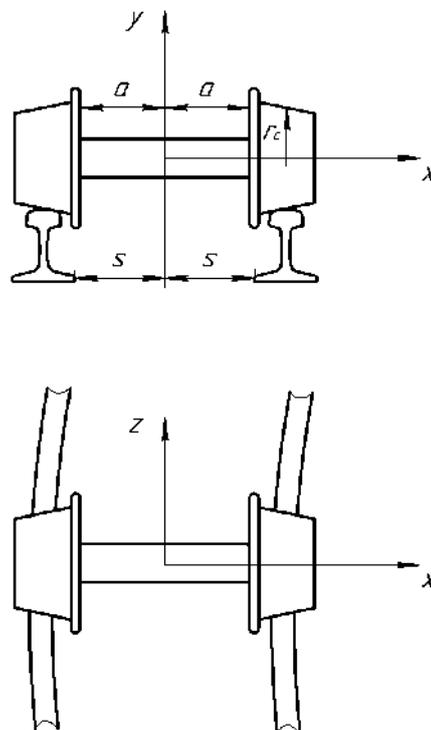


Рис. 2. Расчетная схема движения колесной пары
Fig. 2. Design scheme of wheel set movement

Продольная координата колесной пары будет определяться следующим образом:

$$z = v_z \cdot t. \quad (5)$$

Исходя из формулы (5), можно определить боковую скорость колесной пары

$$v_x(t) = \omega \cdot v_z \cdot [-x_0 \cdot \sin(\omega \cdot v_z \cdot t)]. \quad (6)$$

При боковом смещении колесной пары относительно оси пути в некоторый момент времени про-

изойдет касание гребня набегающего колеса и рельса. При этом кинетическая энергия колесной пары преобразуется в потенциальную, а ее значение можно определить по формуле (7):

$$E_k = \frac{m \cdot v_{x\max}(t)^2}{2}, \quad (7)$$

где m – осевая нагрузка вагона; $v_{x\max}$ – максимальная поперечная скорость колесной пары, которая определяется как амплитудное значение данной скорости.

Максимальная поперечная скорость колесной пары определяется как

$$v_{x\max}(t) = -\omega \cdot v_z \cdot x_0. \quad (8)$$

В данном случае x_0 принимаем равным максимальному отклонению колесной пары от оси пути для достижения максимально возможного (опасного) значения кинетической энергии. Ниже обозначены основные параметры колесной пары и рельсового пути, необходимые для определения показателя x_0 (рис. 3):

$$x_0 = s - f_{\text{вн}}, \quad (9)$$

$$f_{\text{вн}} = a + f_{2p}. \quad (10)$$

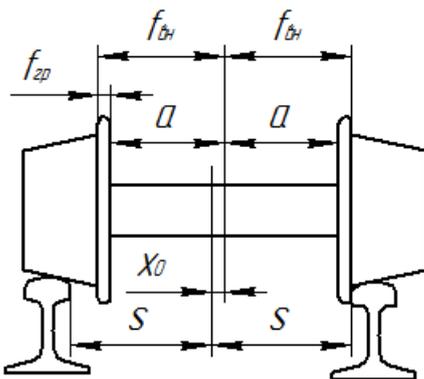


Рис. 3. Геометрические параметры колесной пары и рельсового пути
 Fig. 3. Geometric parameters of the wheel pair and rail track

Ранее были показаны силы, которые действуют на колесо во время движения, $P_{\sigma} \cdot \cos \beta$ и $P_{\sigma} \cdot \sin \beta$ – проекции соответственно боковой и вертикальной сил на линию гребня колеса (см. рис. 1).

При смещении колесной пары под воздействием силы, данная сила совершает некоторую работу, которую можно определить по формуле:

$$A = \max(0; -(P_{\sigma} \cdot \sin \beta - P_{\sigma} \cdot \cos \beta) \cdot s_{2p}), \quad (11)$$

где $s_{2p} = \frac{h_{2p}}{\sin \beta}$ – длина поверхности гребня колеса;

h_{2p} – высота гребня колеса.

В данном случае подъем колеса (вкатывание) на головку рельса произойдет при невыполнении следующего равенства, которое и является энергетическим критерием оценки устойчивости:

$$A \leq E_k. \quad (12)$$

На рис. 4 представлен алгоритм предлагаемой методики.

Произведем сравнительный анализ между двумя принципиально разными подходами к оценке устойчивости колеса. Для определения сил, действующих на колесо, воспользуемся формулами, приведенными в нормах [20].

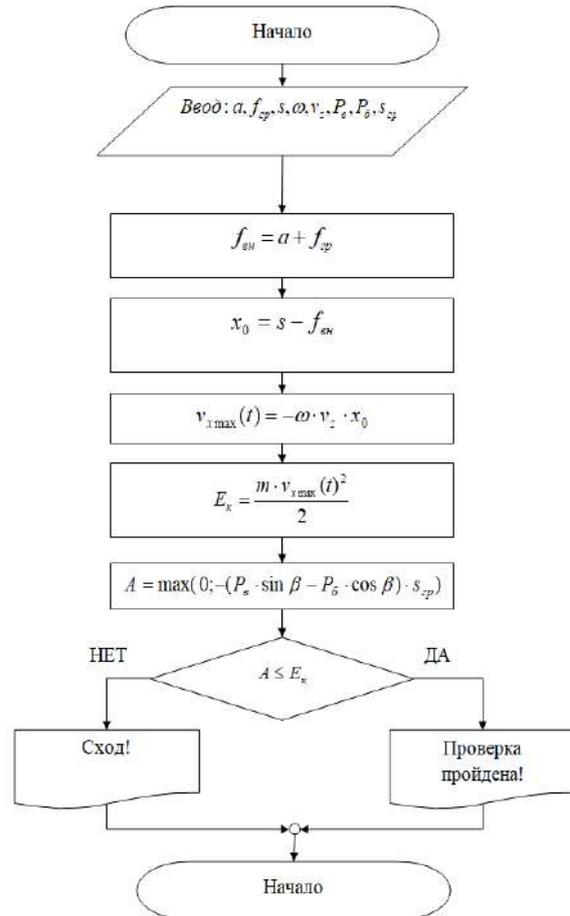


Рис. 4. Предлагаемый алгоритм оценки устойчивости от схода

Fig. 4. Proposed estimation algorithm of derailment resistance

Критерий оценки возможности вкатывания колеса на головку рельса в соответствии с действующими нормами

Определение сил, действующих на колесо, в соответствии с нормами выполняется в следующей последовательности:

1. Определяется нагрузка от обрессоренной части вагона, проходящая на шейку оси:

$$Q_{ш} = \frac{(m_{об} - P) \cdot g}{2 \cdot m}, \quad (13)$$

где $m_{об}$ – масса обрессоренной части вагона; P – грузоподъемность; g – ускорение свободного падения; m – количество осей.

2. Находится среднее вероятностное значение коэффициента вертикальной динамики:

$$K_{об} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{v-15}{f_{cm}}, \quad (14)$$

где $a = 0,05$; $b = \frac{n+2}{2 \cdot n}$ – коэффициент числа осей в тележке; $n = 2$ – количество колесных пар в одной тележке; $b = 1$; f_{cm} – статический прогиб рессорного подвешивания тележки, м.

3. Устанавливаются значения коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики:

$$K_{об} = 0,75 \cdot K_{об}; \quad (15)$$

$$K_{оз} = 0,25 \cdot K_{об}.$$

4. Определяется рамная сила:

$$H_p = q_o^n \cdot b \cdot \delta \cdot (5 + v), \quad (16)$$

где $q_o^n = \frac{T \cdot g}{m}$ – статическая осевая нагрузка, δ – коэффициент, определяющий тип ходовых частей вагона; v – скорость движения вагона, м/с.

5. Определяются вертикальные силы, действующие на набегающее и ненабегающее колеса, а также боковая сила, действующая на колесную пару:

$$P_{s1} = 2 \cdot Q_{ш} \cdot \left[\frac{b_1 - a_2}{L} \cdot (1 - K_{об}) - \frac{b_1}{L} \cdot K_{оз} \right] + H_p \cdot \frac{R_k}{L} + q_{кп} \cdot \frac{b_1 - a_2}{L}$$

$$P_{s2} = 2 \cdot Q_{ш} \cdot \left[\frac{b_1 - a_1}{L} \cdot (1 - K_{об}) - \frac{b_1}{L} \cdot K_{оз} \right] - H_p \cdot \frac{R_k}{L} + q_{кп} \cdot \frac{b_1 - a_1}{L}, \quad (13)$$

$$P_{б} = H_p + \mu \cdot P_{s2}$$

где b_1 – полуширина между шейками оси; a_1 – расстояние от точки контакта ненабегающего колеса с рельсом до середины шейки оси; a_2 – расстояние от точки контакта набегающего колеса с рельсом до середины шейки оси; L – поперечное расстояние между точками контакта колес с рельсами; R_k – радиус колеса по поверхности катания; $q_{кп}$ – вес необрессоренной части вагона, который приходится на одну колесную пару [20, 21].

Произведем расчеты для разных скоростей и проверку устойчивости по приведенным критериям [23].

Таблица 1. Исходные данные для расчета

Table 1. Initial data for the calculation

Параметр	Единица измерения	Значение
b_1 – половина расстояния между серединами шеек оси	м	1,018
L – поперечное расстояние между точками контакта колес с рельсами	м	1,555
a_1 – расстояние от точки	м	0,264

контакта ненабегающего колеса с рельсом до середины шейки оси		
a_2 – расстояние от точки контакта набегающего колеса с рельсом до середины шейки оси	м	0,217
R – радиус колеса по поверхности катания	м	0,45
q_o – осевая нагрузка	т/ось	21
a – коэффициент для обрессоренных частей вагона	–	0,1
T – тара вагона	т	24
P – грузоподъемность вагона	т	60
δ – коэффициент, учитывающий тип ходовых частей вагона	–	0,003
μ – коэффициент трения на поверхностях контакта «колесо – рельс»	–	0,25
β – угол между касательной к поверхности гребня колеса и горизонталью	°	60
$m_{об}$ – масса обрессоренных частей груженого вагона	т	74,924
m – количество осей в вагоне	–	4
f_{cm} – статический прогиб рессорного подвешивания порожнего вагона	м	0,015
$2s$ – ширина рельсовой колеи	м	1,52
$2a$ – расстояние между колесами	м	1,44
f_{cp} – толщина гребня колеса	м	0,033

Результаты расчетов приведены в виде графиков (рис. 5, 6).

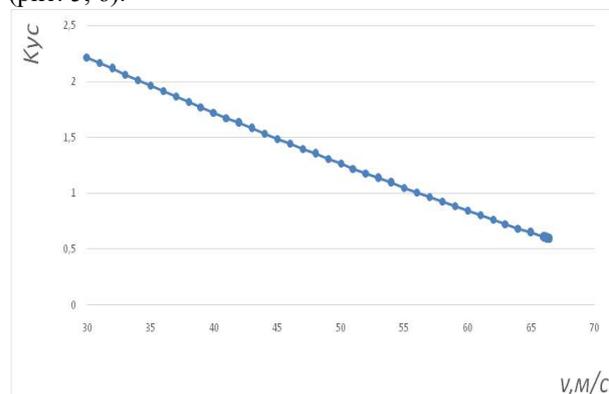


Рис. 5. Зависимость коэффициента устойчивости по силовому критерию от скорости движения вагона
Fig. 5. Dependence of the stability coefficient according to the force criterion on the railcar speed

Таблица 2. Результаты сравнительного анализа
Table 2. Results of comparative analysis

Показатель	Силовой критерий	Энергетический критерий
Формула	$K_{yc} = \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \operatorname{tg}\beta \cdot \mu} \cdot \frac{P_g}{P_g} > 1,4$	$\max(0; -(P_g \cdot \sin \beta - P_g \cos \beta) \cdot s_{sp}) \leq E_k = \frac{P_{oc} \cdot v_{x\max}(t)^2}{2}$ $A \ll E_k$
Физический смысл критерия	При значении коэффициента устойчивости больше 1,4 вкатившееся на головку рельса колесо опустится в исходное положение	При работе сил, способствующих вкатыванию, большей, чем энергия поперечного движения колесной пары, произойдет вкатывание колеса на головку рельса
Расчетная скорость схода колесной пары с рельсов, м/с	47,0	66,3

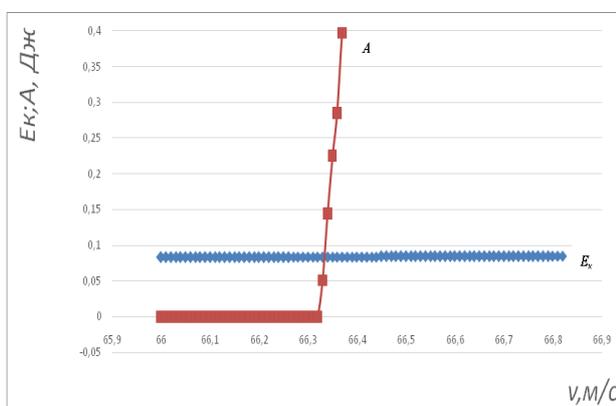


Рис. 6. Оценка устойчивости по энергетическому критерию
Fig. 6. Assessment of stability by an energy criterion

Результаты сравнительного анализа расчета

В сравнительном анализе вертикальные и боковые силы определялись по методике [20].

По результатам проведенного расчета вкатывание гребня колеса на головку рельса произойдет:

- по силовому критерию – при скорости 47 м/с (см. рис. 5);
- по предлагаемому энергетическому критерию – при скорости 66,34 м/с (см. рис. 6).

Результаты сопоставления двух критериев, по которым авторы проводили оценку устойчивости колесной пары от вкатывания на головку рельса, приведены в табл. 2.

Заключение

По результатам произведенного анализа можно сделать следующие выводы:

1. Условие устойчивости колеса определяется из принципа недопущения вкатывания гребня колеса на головку рельса, что дает данному методу принципиальное преимущество.
2. В расчет берется динамика движения колесной пары, что делает данную методику применимой в том числе и к оценке устойчивости колесной пары при движении, как по прямому участку пути, так и по участкам пути с неровностями (кривым). В данном случае неровность задается дополнительным членом уравнения движения колесной пары.
3. Сравнительный анализ данных методов показал, что при оценке устойчивости по энергетическому критерию, допустимая скорость движения вагона выше, чем при силовом методе. Это может позволить увеличить расчетный скоростной допуск проектируемого вагона при дальнейшем детальном анализе и оценке всех динамических факторов вагона.

Список литературы

1. Клименко И.В. Развитие теоретических основ и методов оценки и повышения безопасности движения подвижного состава железных дорог : дис. ... д-ра техн. наук. Днепропетровск, 2015. 284 с.
2. Evans A.W. Fatal train accidents on Europe's railways: 1980–2009. Accident Analysis and Prevention // National Library of Medicine. 2011. 43. P. 391–401. DOI: 10.1016/j.aap.2010.09.009.
3. Kumar K.A. Indian Railways: Recent Trends in Control Accidents and Safety Measures for Passengers // East Asian Journal of Business Economics. 2014. Vol. 2, № 4. P. 48–55.
4. Арутюнян А.Р., Арутюнян Р.А. Критерий усталости, основанный на результатах исследований по скрытой энергии деформации // Вестн. Санкт-Петербур. ун-та. Сер.: Математика. Механика. Астрономия. 2010. № 3. С. 80–88.
5. Боронахин А.М., Гупалов В.И., Филипеня Н.С. Инерциальные методы и средства диагностики рельсового пути // Гирскопия и навигация. 2006. № 4. С. 102.
6. Влахова А.В. Моделирование движения железнодорожного экипажа при вкатывании гребня колеса на рельс с использованием подхода Дирака // Вестн. Моск. ун-та. Сер.: Математика. Механика. 2014. № 3. С. 68–72.

7. Ахмадеева А.А., Гозбенко В.Е. Рациональное задание числа степеней свободы динамической модели грузового вагона // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 4 (12). С. 25–28.
8. Курбацкий Е.Н., Нгуен Ч.Т. Определение критических скоростей и критических сил при движении постоянной силы по балкам на упругом основании // Изв. высш. учеб. заведений. Строительство. 2014. № 5. С. 109–117.
9. Мугинштейн Л.А., Ромен Ю.С. Влияние продольных сил на опасность сходов порожних вагонов в поездах // Вестник ВНИИЖТ. 2011. № 3. С. 3–6.
10. Reducing the threat of in-transit derailments involving dangerous goods through effective placement along the train consist / M. Bagheri, F. Saccomanno, Sh. Chenouri et al. // Accident Analysis & Prevention. 2011. Vol. 43, is. 3. P. 613–620. DOI 10.1016/j.aap.2010.09.008.
11. Eom B., Lee H.S. Assessment of running safety of railway vehicles using multibody dynamics // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing volume. 2010. 11, 315–320. DOI: 10.1007/s12541-010-0036-x.
12. Gilchrist A.O., Brickle B.V. A re-examination of the proneness to derailment of a railway wheelset // Journal of Mechanical Engineering Science. 1976. Vol. 18, № 3. P. 131–141.
13. Nam Y., Lee D., Kwon S. et al. Continuous measurement of interaction forces between wheel and rail // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing volume. 2009. Vol. 10. P. 35–39. DOI: 10.1007/s12541-009-0006-3.
14. Theoretical cross-wind speed against rail vehicle derailment considering the cross-running wind of trains and the dynamic wheel-rail effects / M.S. Kim, G.Y. Kim, H.T. Kim et al. // Journal of Mechanical Science and Technology. 2016. T. 30, is. 8. P. 3487–3498.
15. Koo J. A new derailment coefficient considering dynamic and geometrical effects of a single wheelset // Journal of Mechanical Science and Technology. 2014. T. 28, is. 9. P. 3483–3498.
16. Determining the causes of rolling stock derailment from the track using modern research methods / A. Kuzyshin, A. Batig, J. Sobolevska et al. // MATEC Web of Conferences. 2009. 294, 03004. DOI 10.1051/mateconf/201929403004.
17. Liu X., Saat M.R., Barkan Ch. Freight-train derailment rates for railroad safety and risk analysis // Accident Analysis & Prevention. 2017. Vol. 98. P. 1–9. DOI 10.1016/j.aap.2016.09.012.
18. Nadal M. J. Locomotive à Vapeur. Paris : Collection encyclopédie scientifique ; bibliothèque de mécanique appliquée et génie, 1908. Vol. 186.
19. Weinstock H. Wheel Climb Derailment Criteria for Evaluation of Rail Vehicle Safety // ASME Winter Annual Meeting. 1984. paper no. 84-WA/RT-1. P. 1–7.
20. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М. : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 317 с.
21. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона. М. : АСПОЛ, 1991. 360 с.
22. Смолянинов А.В., Якупов А.Р. Сравнительный анализ методик расчета устойчивости колесной пары от схода с рельсов // Транспорт Урала. 2017. № 1. С. 48–54. DOI 10.20291/1815-9400-2016-2-48-54.
23. Котуранов В.Н., Козлов М.П. Технологическая последовательность экспертных оценок рабочих качеств универсального грузового вагона (на примере цистерны 15-1443) : учеб. пособие. М. : МИИТ, 2013. 147 с.

References

1. Klimenko I.V. Razvitie teoreticheskikh osnov i metodov otsenki i povysheniya bezopasnosti dvizheniya podvizhnogo sostava zheleznykh dorog [Development of theoretical foundations and methods of assessing and improving traffic safety of railways rolling stock]. D. Sc. (Engineering) diss. Dnepropetrovsk, Dnipro National University of Railway Transport Publ., 2015, 284 p.
2. Evans A.W. Fatal train accidents on Europe's railways: 1980–2009. *Accident Analysis and Prevention*, 2011, 43, pp. 391–401. DOI 10.1016/j.aap.2010.09.009.
3. Kumar K.A. Indian Railways: Recent Trends in Control Accidents and Safety Measures for Passengers. *East Asian Journal of Business Economics*, 2014. Vol. 2. No. 4, pp. 48–55.
4. Arutyunyan A.R., Arutyunyan R.A. Kriterii ustalosti, osnovanniy na rezul'tatakh issledovaniy po skrytoi energii deformatsii [Fatigue fracture criterion based on the latent energy investigations]. *Vestnik Sankt-Peterburgskogo universiteta. Seriya 1: Matematika. Mekhanika. Astronomiya* [Vestnik of Saint Petersburg University. Mathematics. Mechanics. Astronomy], 2010, No. 3, pp. 80–88.
5. Boronakhin A.M., Gupalov V.I., Filipenia N.S. Inertsial'nye metody i sredstva diagnostiki rel'sovogo puti [Inertial methods and means for rail track diagnostics]. *Giroskopiya i navigatsiya* [Gyroscopy and navigation], 206. No. 4, pp. 102.
6. Vlakhova A.V. Modelirovanie kacheniya kolesnogo apparata s ispol'zovaniem podkhoda Diraka [Simulation of rolling of wheeled vehicle using the Dirac approach]. *Vestnik Moskovskogo universiteta. Seriya 1: Matematika. Mekhanika* [Moscow University Mechanics Bulletin. Series 1. Mathematics. Mechanics], 2013. No. 2, pp. 68–72.
7. Akhmadeeva A. A., Gozbenko V. E. Ratsional'noe zadanie chisla stepenei svobody dinamicheskoi modeli gruzovogo vagona [Rational assignment of the number of degrees of freedom of a dynamic model of a freight railcar]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies], 2011. No. 4 (12), pp. 25–28.
8. Kurbatskii E.N., Nguyen Ch.T. Opredelenie kriticheskikh skorostei i kriticheskikh sil pri dvizhenii postoyannoi sily po balkam na uprugom osnovanii [Determination of critical speeds and critical forces in constant force movement along the beams on the elastic foundation]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Stroitel'stvo* [News of higher educational institutions. Construction]. 2014. No. 5, pp. 109–117.
9. Muginshtein L.A., Roman Yu.S. Vliyanie prodol'nykh sil na opasnost' skhodov porozhnykh vagonov v poezdakh [Influence of longitudinal forces on risk of empty cars derailment in trains]. *Vestnik VNIIZhT* [Proceedings of the Railway Research Institute], 2011. No. 3, pp. 3–6. (In Russ.)

10. Bagheri M., Saccomanno F., Chenouri Sh., Fu L. Reducing the threat of in-transit derailments involving dangerous goods through effective placement along the train consist. *Accident Analysis & Prevention*, Vol. 43, Iss. 3, May 2011, pp. 613–620. DOI 10.1016/j.aap.2010.09.008.
11. Eom B., Lee H.S. Assessment of running safety of railway vehicles using multibody dynamics. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.* 11, 315–320 (2010). DOI 10.1007/s12541-010-0036-x.
12. Gilchrist A.O. and Brickle B.V. A re-examination of the proneness to derailment of a railway wheelset. *J. Mech. Eng. Sci.*, 1976. Vol. 18. No. 3, pp. 131–141.
13. Ham Y., Lee D., Kwon S. et al. Continuous measurement of interaction forces between wheel and rail. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.* 2009. Vol. 10, pp. 35–39. DOI 10.1007/s12541-009-0006-3.
14. Kim M.S., Kim G.Y., Kim H.T., Koo J. Theoretical cross-wind speed against rail vehicle derailment considering the cross-running wind of trains and the dynamic wheel-rail effects. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, t. 30, is. 8, pp. 3487–3498.
15. Koo J. A new derailment coefficient considering dynamic and geometrical effects of a single wheelset. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, Iss. 9, pp. 3483–3498, 2014.
16. Kuzyshin A., Batig A., Sobolevska J., Kostritsa S., Ursulyak L and Dovhaniuk S. Determining the causes of rolling stock derailment from the track using modern research methods. *MATEC Web of Conferences*, 209, 294, 03004. DOI 10.1051/mateconf/201929403004.
17. Liu X., Saat M.R., Barkan Ch. Freight-train derailment rates for railroad safety and risk analysis. *Accident Analysis & Prevention*, Vol. 98, January 2017, pp. 1–9. DOI: 10.1016/j.aap.2016.09.012.
18. Nadal M.J. Locomotive à Vapeur. Paris, Collection encyclopédie scientifique, bibliothèque de mécanique appliquée et génie, 1908. Vol. 186.
19. Weinstock H. Wheel Climb Derailment Criteria for Evaluation of Rail Vehicle Safety. *ASME Winter Annual Meeting*, 1984, paper no. 84-WA/RT-1, pp. 1–7.
20. Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnykh) [Standards for the calculation and design of railcars of the Ministry of Railways of 1520 mm gauge (non-self-propelled)]. Moscow: State Research Institute of vehicle Building - Railway Research Institute of Russian Railways, 1996.
21. Vershinskii S.V., Danilov V.N., Khusidov V.D. Dinamika vagona [Railcar dynamics]. Moscow: ASPOL Publ., 1991, 360 p.
22. Smol'yaninov A.V. and Jakupov A.R. Sravnitel'nyi analiz metodik rascheta ustoichivosti kolesnoi pary ot shoda s rel'sov [Comparative analysis of the methodology for calculating the stability of wheel sets]. *Transport Urala [Transport of the Urals]*, 2016, Iss. 49, pp. 48–54. DOI 10.20291/1815-9400-2016-2-48-54.
23. Koturanov V.N. and Kozlov M.P. Tekhnologicheskaya posledovatel'nost' ekspertnykh otsenok rabochikh kachestv universal'nogo gruzovogo vagona (na primere tsisterny 15-1443) [The technological sequence of expert evaluations of the working qualities of a universal freight railcar (for example, tank 15-1443)]. Moscow: MIIT Publ., 2013, 147 p.

Информация об авторах

Громаков Максим Сергеевич – аспирант кафедры нетягового подвижного состава, Российский университет транспорта, г. Москва, e-mail: maksimgromakov3011@gmail.com
Тармаев Анатолий Анатольевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: t38_69@mail.ru
Беспалько Сергей Валерьевич – д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры нетягового подвижного состава, Российский университет транспорта, г. Москва, e-mail: bespalco@yandex.ru

Information about the authors

Maksim S. Gromakov – Ph.D. student, Non-traction Rolling Stock Subdepartment, the Russian University of Transport, Moscow, e-mail: maksimgromakov3011@gmail.com
Anatolii A. Tarmaev – Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Railway Cars and Rolling Stock Subdepartment, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: t38_69@mail.ru
Sergei V. Bespal'ko – Doctor of Engineering Science, Professor, Professor of the Non-traction Rolling Stock Subdepartment, the Russian University of Transport, Moscow, e-mail: bespalco@yandex.ru

DOI 10.26731/1813-9108.2021.1(69).111-121

УДК 621.311

Эффективность системы электрической тяги поездов на постоянном токе высокого напряжения

Н. Л. Рябченко, Т. Л. Алексеева, Л. А. Астраханцев, В. А. Тихомиров, А. Л. Мартусов✉

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

✉ aleksey.martusov@yandex.ru

Резюме

Повышение эффективности энергетического обеспечения электрической тяги поездов позволяет реализовать перспективные приоритетные направления развития холдинга ОАО «РЖД». Для выявления причин, сдерживающих увеличение провозной и пропускной способности железной дороги, в статье использованы новые энергетические характеристики элементов электроэнергетической системы, которые основаны на уточненном законе сохранения энергии в