

УДК 629.014: 625.1.03

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ЗАЛІЗНИЧНИХ ЕКІПАЖІВ ВІД СХОДУ З РЕЙОК**Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю.****EVALUATION OF STABILITY RAILWAY CARRIAGE DERAILMENT****Tkachenko V., Sapronova S.**

У статті розглянуто існуючі методики оцінки стійкості залізничних екіпажів від сходу з рейок. Встановлено, що коефіцієнт запасу стійкості проти вкочування гребеня колеса на головку рейки є інтегральним показником безпеки руху, так як визначається з урахуванням вертикального навантаження, рамних сил, сил тертя в контактній гребеня колеса з рейкою і геометричних параметрів колісної пари. Встановлено, що мінімально-допустима величина співвідношення вертикального навантаження в гребеневому контактній і поперечного напрямного зусилля залежить від кута набігання колеса на рейку.

Ключові слова: кінематична пара, стійкість, динамічні характеристики, вкочування, сход, критерій Мар'є.

Актуальність завдання. Існуюча шкала граничних значень динамічних показників, за якою оцінюється стійкість від сходження рухомого складу залізниць з рейок, не достатня для оцінки безпеки руху і не враховує технічний стан і індивідуальні параметри ходових частин екіпажів і колії. У зв'язку з цим існує необхідність аналізу критерію стійкості кінематичної пари «колесо-рейка».

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За останні 10 років на залізницях СНД число сходів рухомого складу з рейок збільшилося на 30 % [6-8].

Аналіз численних досліджень з проблеми стійкості рухомого складу від сходу з рейок показує, що вплив відхилення параметрів екіпажу від нормативних на ймовірність сходження недостатньо досліджено [3, 6, 7]. До таких параметрів належать: геометрія установки колісних пар в рамі візка, поздовжні і поперечні зазори, розбіг діаметрів поверхонь кочення коліс і ін.

Так при перекосі колісних пар в рамі візка при русі в прямих ділянках колії гребені однієї або обох колісних пар виявляються постійно притиснутими до голівки однієї рейкової нитки. При русі по кривій, якщо кривизна рейкової нитки до якої притиснуті гребені, спрямована в бік осі колії, візок впливає на головку зовнішньої рейки в поперечному горизонтальному напрямку значно сильніше, ніж справні візки. Ймовірність сходження з рейок такий візки значно збільшу-

ється при інтенсивному гальмуванні поїзда з спільним застосуванням поїзного і локомотивного гальма, коли в середній частині поїзда виникають підвищені поздовжні сили стискання в автозчепленні. При розтягуванні поїзда на прямій ділянці колії, завдяки центрування автозчеплення, підвищення поздовжньої сили, що розтягує не викликає збільшення бічного впливу коліс на рейки. При стисканні поїзда виникають ексцентриситети закріплення хвостовиків автозчеплень в горизонтальній і вертикальній площинах, зумовлені відхиленнями від номінального положення хвостовиків автозчеплень за рахунок похибок при виготовленні і відхиленнях, пов'язаних із зносами хвостовиків, різним завантаженням вагонів і відмінностями діаметрів коліс. Наприклад, різниця у вертикальному положенні хвостовиків автозчеплень у порожнього і навантаженого вагонів може досягати 100 мм.

Ще одним важливим фактором стійкості руху є характеристика вантажу і завантаження вантажного вагона. Багатою кількістю досліджень встановлено, що вірогідність сходу порожніх вагонів з рейок, при інших рівних умовах, значно вище, ніж навантажених [6]. Несиметричність завантаження вагона, наявність рухливих частин вантажу, у тому числі для наливного рухомого складу, повинні обов'язково враховуватися при визначенні критеріїв стійкості від сходу з рейок [2, 12].

В роботі [3] був введений додатковий критерій підйому гребеня колеса на головку рейки, що враховує час обороту колеса. Прийнято, що існує небезпека сходу колісної пари з рейок, якщо в процесі руху колесо має запас стійкості проти сходу з рейок по Мар'ї менше 1,0 на відріжку шляху, пройденому даним колесом більш довжини кола цього колеса по діаметру верхньої частини гребеня колеса.

Авторами роботи [15] запропоновано внести в аналітичні вираження оцінки запасу стійкості колеса параметр підйому одного колеса над іншим за рахунок вкочування колеса на головку рейки і підвищення зовнішньої рейки при русі по кривій. Для того, щоб гребінь колеса вкотився на рейку, умова перекошування кінцевої поверхні гребеня по кромці направляючого

перетину рейки має виконуватися в перебігу деякого проміжку часу, достатнього для такого вкочування.

Це положення розвинене в роботі [17], автори якої пропонують приймати за умови сходу інтервал часу 0,035 с після моменту перевищення гранично допустимого значення коефіцієнту запасу стійкості від вкочування на головку рейки.

В роботі [5] запропоновано за сход з рейки приймати таке поперечне переміщення колісної пари щодо осі колії, при якому відбувається збіг внутрішньої поверхні колеса з вертикальною віссю рейки.

Існує концепція, що пояснює схід з рейок енергетичним критерієм, тобто деяким граничним рівнем енергії, що виділяється при наїзді колісної пари на нерівність колії [16]. Конкретна оцінка енергетичного критерію проводиться за числових характеристик коливального процесу, зокрема по дисперсії зусиль, що діють на колісну пару, на основі чого визначається енергія, що передається від нерівності колії на колісну пару.

В якості основного критерію безпеки в дослідженнях [18] прийнято умову збереження контактів обох коліс з рейками в будь-який момент часу. Втрата контакту одного з коліс розглядається як передумова сходу. Для різних умов руху розраховані граничні умови збереження контактів, що дозволяє оцінити безпеку руху відносно сходу з рейок.

Мета статті. Таким чином, одним із важливих завдань забезпечення безпеки руху щодо сходу з рейок є уточнення відомих критеріїв стійкості руху, що враховують можливі відхилення параметрів окремих екіпажів поїзда від нормативних у поєднанні з урахуванням їх динамічної взаємодії в режимі гальмування.

Результати дослідження. Імовірність аварії екіпажу визначається його стійкістю щодо сходу з рейок. Розрізняють два види стійкості руху рейкових екіпажів: стійкість «у великому», коли напрям руху здійснюється за участю гребенів колісних пар, і стійкість «в малому», коли вказаний напрям досягається без участі гребенів [4, 9].

Питаннями стійкості руху вагонів «в малому», яка визначається характером коливальних переміщень в просторі, займається теорія коливань вагонів, яка здійснює відповідні рекомендації і вимоги до устрою і параметрам елементів вагонів і колії, що сприяють реалізації такої стійкості [9, 10]. Однак висновки цієї теорії цілком недвозначно показують, що забезпечити стійкість «в малому» вдається лише в рідких випадках при русі окремих видів вагонів в прямих ділянках колії та в обмежених діапазонах швидкостей. Вимоги безпеки доводиться задовольняти за рахунок забезпечення стійкості руху «у великому», тобто за рахунок спрямування руху колісних пар гребенями коліс.

Одним із використовуваних критеріїв стійкості була умова, яку виражали через відношення діючого на колесо бічного зусилля Y до вертикального навантаження набігаючого колеса P – формула Падаля [12-14]

$$\frac{Y}{P} \leq \left[\frac{Y}{P} \right], \quad (1)$$

де $\left[\frac{Y}{P} \right]$ – максимально допустима величина відношення $\frac{Y}{P}$, тобто величина вище якої не забезпечується безпека руху від сходу колеса з рейок.

Відповідно до теорії Мар'є (рис.1)

$$\left[\frac{Y}{P} \right] = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta}, \quad (2)$$

де β – кут нахилу твірної гребеневого конуса колеса до горизонталі в центрі гребеневого контакту; μ – коефіцієнт тертя в контактні колеса і рейки.

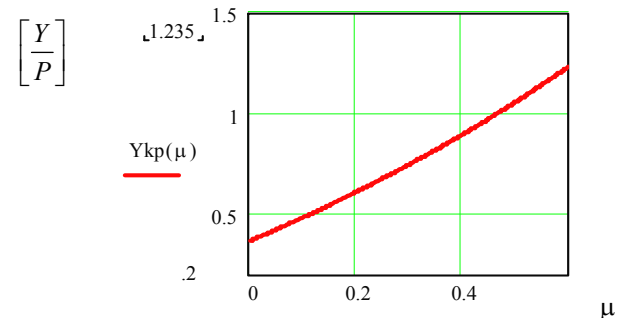


Рис.1. Залежність допустимого відношення бічної сили Y до вертикального навантаження P від коефіцієнта тертя в гребеневому контактні μ

Характеристики залізничних екіпажів щодо ймовірності сходження з рейок, як правило, пов'язують із запасом стійкості.

Коефіцієнт запасу стійкості проти вкочування гребеня колеса на головку рейки є інтегральним показником безпеки руху, так як визначається з урахуванням вертикального навантаження, рамних сил, сил тертя в контактні гребеня колеса з рейкою і геометричних параметрів колісної пари [1, 11]

$$K_y = \frac{P}{Y} \cdot \left[\frac{P}{Y} \right] = \frac{P}{Y} \cdot \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} > [K_y], \quad (3)$$

де $[K_y]$ – допустиме значення коефіцієнту запасу стійкості.

Критерій (3) дозволяє оцінювати ймовірність сходження з рейок по обмеженому числу факторів, у той час як особливо важливою є проблема безпеки руху рухомого складу щодо сходу з рейок в нештатній ситуації, пов'язаної з відхиленнями характеристик екіпажу від нормативних і при несправності елементів екіпажу та колії [6].

В роботі [14] досліджено залежність умов виникнення сходу колісної пари від початкового кута набігання колеса на рейку. Зроблено висновок про існування двох граничних значень рамних сил – Y_{max} і Y_{min} . При рамних силах, які перевищують Y_{max} сход з рейок здійснюється при будь-якому куті набігання. При рамних силах які нижче Y_{min} сход не можливий ні при якому куті набігання. В діапазоні значень рамних сил $Y_{min} \leq Y \leq Y_{max}$ ймовірність сходу з рейок зале-

жить від дійсного кута набігання. Межі цього діапазону залежать від вертикальних навантажень на колеса. Для колісної пари під навантаженим вагоном становить Y_{min} 150-175 кН, Y_{max} – 400-425 кН, що відповідає величинам коефіцієнту запасу стійкості за умовою вкочування гребеня колеса на рейку відповідно 0,9 і 0,6. Для порожніх вагонів ті ж значення коефіцієнта запасу стійкості за умовою вкочування гребеня колеса, відповідні значення рамних сил менше. Для оцінки стійкості колеса, на рейці поряд з традиційними динамічними показниками розглянуто додатковий критерій «умови сходу». За «умови сходу» прийнято досягнення точкою контакту «колесо-рейка» границі прямолінійної ділянки гребеня колеса.

Розглянуті вище критерії стійкості від сходу з рейок містять один з трьох ознак: силову, кінематичну і комплексну. Силова ознака заснована на аналізі співвідношення бічної і вертикальної реакції в контактні колеса з рейкою. Кінематична - заснована на визначенні величини поперечного або вертикального зсуву колеса, а в складних моделях - на аналізі кінематики вкочування колеса на рейку. Комплексна ознака може об'єднувати силові та кінематичні характеристики вкочування з урахуванням часу тривалості виходу за допустиме значення силових або кінематичних параметрів.

Поставлено задачу уточнення критерію безпеки руху щодо вкочування гребеня колеса на рейку з урахуванням особливостей двох-точкового контактування. Далі, наведено обґрунтування уточнення формули розрахунку коефіцієнта запасу стійкості екіпажа від вкочування гребеня колеса на рейку. На рис. 2 представлена схема контактних сил для двох випадків відносного кутового розташування колісної пари в рейковій колії: при позитивному куті набігання $\psi_k > 0$ і при негативному куті набігання $\psi_k < 0$.

На рис. 3 показано схеми складових сил зчеплення у гребеневому контактні. Рівняння рівноваги контактних сил представлені як сума проєкцій сил, відповідно на осі τ і η .

Сума проєкцій сил на ось η

$$\sum F_{\eta} = 0 :$$

$$-N_2 - S_{z2} \cdot \cos \beta + Y \cdot \sin \beta + P_0 \cdot \cos \beta = 0, \quad (4)$$

де S_{z2} – сила тертя у гребеневому контактні:

$$S_{z2} = N_2 \cdot f_0 \cdot \cos \zeta .$$

Якщо означити $f_0 \cdot \cos \zeta = \mu$, то рівняння (4) матиме вигляд

$$-N_2 \cdot (1 + \mu \cdot \cos \beta) + Y \cdot \sin \beta + P_0 \cdot \cos \beta = 0, \quad (5)$$

звідки

$$N_2 = \frac{Y \cdot \sin \beta + P_0 \cdot \cos \beta}{1 + \mu \cdot \cos \beta} . \quad (6)$$

Сума проєкцій сил на ось τ :

$$\sum F_{\tau} = 0 :$$

$$-P_0 \cdot \sin \beta + Y \cdot \cos \beta + N_2 \cdot \mu \cdot \sin \beta = 0 . \quad (7)$$

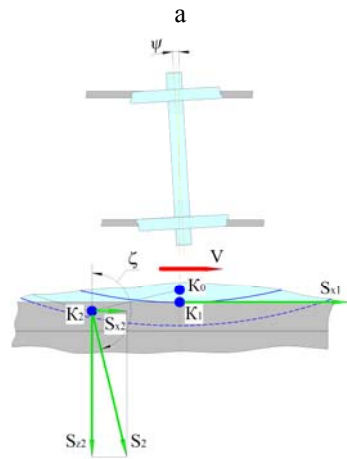
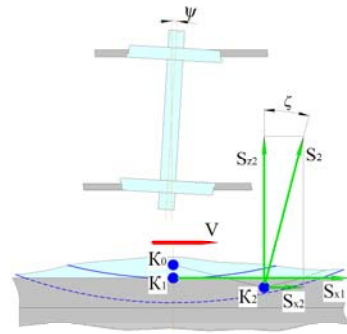


Рис. 2. Схеми дії сил зчеплення у гребеневому контактні:
а – при куті набігання $\psi_k > 0$;
б – при куті набігання $\psi_k < 0$.

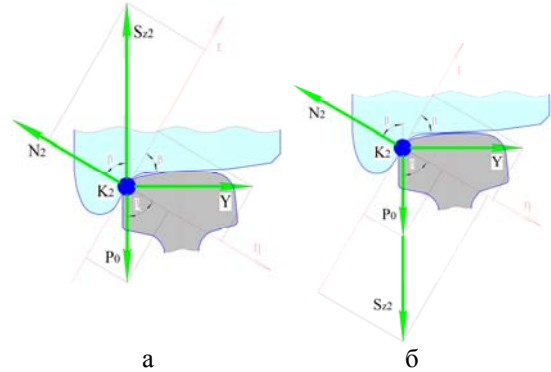


Рис. 3. Схеми складових сил зчеплення у гребеневому контактні:

а – для випадку $\psi_k > 0$;

б – для випадку $\psi_k < 0$

З рівнянь (5) і (6) отримаємо

$$-P_0 \cdot \sin \beta + Y \cdot \cos \beta + \frac{Y \cdot \sin \beta + P_0 \cdot \cos \beta}{1 + \mu \cdot \cos \beta} \cdot \mu \cdot \sin \beta = 0$$

Розділивши рівняння (7) на $Y \cdot \cos \beta$, отримаємо

$$-\frac{P_0}{Y} \cdot \operatorname{tg} \beta + 1 + \mu \cdot \frac{\sin \beta \cdot \operatorname{tg} \beta}{1 + \mu \cdot \cos \beta} + \mu \cdot \frac{P_0}{Y} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \beta}{1 + \mu \cdot \cos \beta} = 0 \quad (8)$$

звідки

$$\frac{P_0}{Y} = \frac{1 + \mu \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta \cdot \sin \beta}{1 + \mu \cdot \cos \beta}}{\operatorname{tg} \beta - \mu \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \beta}{1 + \mu \cdot \cos \beta}}$$

Після перетворень отримуємо

$$\frac{P_0}{Y} = \frac{\mu + \cos \beta}{\sin \beta},$$

або, з урахуванням, що $\mu = f_0 \cdot \cos \zeta$

$$\frac{P_0}{Y} = \frac{f_0 \cdot \cos \zeta + \cos \beta}{\sin \beta}. \quad (9)$$

З урахуванням формули

$$\zeta_{jk} = \arctg \left(\frac{\sqrt{1 - \operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \gamma_{2jk}}}{\operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \gamma_{2jk}} - \frac{R_{0jk}}{R_{2jk}} \cdot \operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \gamma_{2jk} \right)$$

$$\zeta = \arctg \left(\frac{\sqrt{1 - \operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \beta}}{\operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \beta} - \frac{R_0}{R_2} \cdot \operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \beta \right). \quad (10)$$

Враховуючи, що відношення $\frac{R_0}{R_2} \cong 1$, приймаємо

$$\cos \zeta \approx \arctg \left(\frac{\sqrt{1 - \operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \beta}}{\operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \beta} - \operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \beta \right). \quad (11)$$

Співвідношення $\frac{P_0}{Y}$, що є критичним щодо відриву колеса від рейки в основному контакті, позначимо як

$$\left[\frac{P_0}{Y} \right] = \frac{f_0 \cdot \cos \zeta + \cos \beta}{\sin \beta}, \quad (12)$$

де

$$\cos \zeta = \arctg \left(\frac{\sqrt{1 - \operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \beta}}{\operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \beta} - \frac{R_0}{R_2} \cdot \operatorname{tg} \psi_k \cdot \operatorname{tg} \beta \right). \quad (13)$$

Враховуючи, що діапазон можливих значень кута ζ лежить в межах від 0 до 1800, значення співвідношення $\left[\frac{P_0}{Y} \right]$ за формулою (12) розраховувалися як K_{\max} для $\zeta=0$ і K_{\min} – для $\zeta=1800$, відповідно до чого

$$\left[\frac{P_0}{Y} \right]_{\max} = \frac{f_0 + \cos \beta}{\sin \beta}; \quad \left[\frac{P_0}{Y} \right]_{\min} = \frac{-f_0 + \cos \beta}{\sin \beta}. \quad (14)$$

На рис. 4 показано розрахункові залежності для максимального $\left[\frac{P_0}{Y} \right]_{\max}$ і мінімального $\left[\frac{P_0}{Y} \right]_{\min}$ значень коефіцієнта безпеки від коефіцієнту тертя у гребеневому контакті f_0 і кута нахилу гребеня β , ро-

зрахованих за критерієм автора – формули (12) і (13), у порівнянні із даними за критерієм Мар'є.

Порівняння залежностей показують, що за критерієм Мар'є значення коефіцієнту безпеки декілька завищені, через те що не враховують особливостей кінематики гребеневого контактування. Очевидно, уточнення автора не має практичного значення і є тільки теоретичним уточненням відомого критерію.

При проходженні колісною парою стрілочного переводу, залежно від напрямку руху (пошерстного або протишерстного) для оцінки стійкості по сходу з рейок застосовуються два різних критерії.

При пошерстному русі критерієм безпеки є коефіцієнт запасу стійкості, обумовлений по формулі

$$K_y = \frac{P}{Y} : \left[\frac{P}{Y} \right] \geq \left[K_y \right], \quad (15)$$

де величина $\left[\frac{P}{Y} \right]$ визначалась за формулами (12, 13).

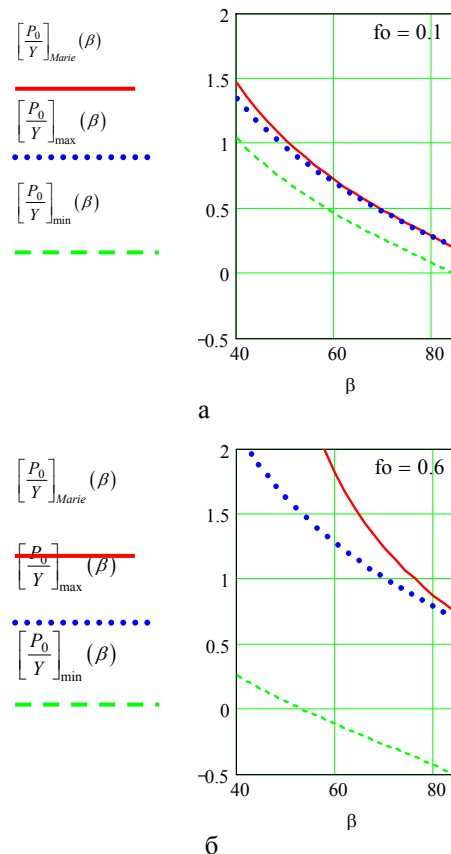


Рис. 4. Залежності коефіцієнтів запасу стійкості від сходу з рейок від коефіцієнту тертя f_0 і кута нахилу гребеня β у гребеневому контакті:

- $\left[\frac{P_0}{Y} \right]_{\max}$, $\left[\frac{P_0}{Y} \right]_{\min}$ – максимальне і мінімальне значення за критерієм автора;
- $\left[\frac{P_0}{Y} \right]_{Marie}$ – за формулою Мар'є.

При протишерстному русі, крім коефіцієнта запасу стійкості (11), небезпечним фактором є наїзд колеса на гостряк стрілочного переводу. Для оцінки стійкості в цьому випадку використався критерій

$$\gamma_3 \geq [\gamma_3],$$

або

$$\frac{\arcsin \frac{h \cdot \cos \alpha}{\sqrt{h^2 + \sigma^2 - 2 \cdot h \cdot \sigma \cdot \sin \alpha}}}{\arcsin \frac{\sqrt{h^2 + \sigma^2 - 2 \cdot h \cdot \sigma \cdot \sin \alpha}}{2 \cdot r \cdot \cos \alpha}} \geq [\gamma_3],$$

де σ , h , α – параметри, які визначають технічний стан стрілочного переводу і відхилення від нормативного;

r , qR – параметри профілю гребеня;

$[\gamma_3]$ – мінімально-допустимий кут нахилу гребеня в точці контакту з гостряком стрілочного переводу.

Для отримання розрахункових залежностей використалися параметри стрілочного переводу, що відповідають максимальним допустимим відхиленням від технічного стану: $\sigma = [\sigma] = 4 \text{ мм}$; $h = [h] = 13 \text{ мм}$. Мінімально-допустимий кут нахилу гребеня в точці контакту з гостряком стрілочного переводу $[\gamma_3]$ прийнято значення таким, що дорівнює куту нахилу нового незношеного гребеня: $[\gamma_3] = \beta^*$.

Висновки. 1. Аналіз методів оцінки стійкості рухомого складу від сходу з рейок показує, що практично всі вони не враховують геометрії колеса і рейки.

2. Коефіцієнт запасу стійкості проти вкочування гребеня колеса на головку рейки є інтегральним показником безпеки руху, так як визначається з урахуванням вертикального навантаження, рамних сил, сил тертя в контакті гребеня колеса з рейкою і геометричних параметрів колісної пари

3. Встановлено, що мінімально-допустима величина співвідношення вертикального навантаження в гребеневому контакті і поперечного напрямного зусилля залежить від кута набігання і може бути

визначена за формулою $\left[\frac{P_0}{Y} \right] = \frac{f_0 \cdot \cos \zeta + \cos \beta}{\sin \beta}$, де

f_0 – коефіцієнт тертя в гребеневому контакті; β – кут нахилу гребеня в гребеневому контакті; ζ – кут, що залежить від кута набігання ψ і визначається за формулою

$$\zeta = \arctg \left(\frac{\sqrt{1 - \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta}}{\operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta} - \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta \right).$$

Л и т е р а т у р а

1. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, И.И. Челноков. – М.: Транспорт, 1978. – 352 с.
2. Черкашин Ю.М. Динамика наливного поезда / Ю.М. Черкашин. – М.: Транспорт, 1975. – 136 с.
3. Петров Г.И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонении от норм содержания ходовых частей и пути: дисс. ... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Петров Геннадий Иванович. – М., 2000. – 340 с.
4. Лазарян В.А., Длугач Л.А., Коротенко М.Л. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В.А. Лазарян, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко. – Киев: Наукова думка, 1972. – 198 с.
5. Погорелов Д.Ю., Павлюков А.Э., Юдакова Т.А. Разработка математической модели железнодорожного экипажа в программной среде автоматизированного анализа уравнений движения: Информационные технологии в моделировании и управлении / Д.Ю. Погорелов, А.Э. Павлюков, Т.А. Юдакова // Труды II Международной науч.-практ. конф. – СПб.: СПбГТУ, 2000. – С.298–300.
6. Анализ состояния безопасности движения на железных дорогах России в 2000 г. / Департамент безопасности движения и экологии МПСРФ. – М., 2001. – 45 с.
7. Результаты анализа сходов подвижного состава за 2002 год с мероприятиями по повышению безопасности движения поездов / МПСРФ. – М.: ВНИИЖТ, 2003. – 146 с.
8. Татуревич А.А. Исследование вопросов устойчивости подвижного состава против схода от вкатывания гребня колеса на рельс по результатам экспертных заключений крушений и аварий / А.А. Татуревич // X Международ. конф. «Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, надежность и безопасность подвижного состава»: тезисы докладов. – Днепропетровск: Арт-Пресс, 2000. – С. 105–106.
9. Лазарян В.А. Динамика вагонов / В.А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 364 с.
10. Спиридонов Б.К. Основы теории колебаний вагона на рессорном подвешивании / Б.К. Спиридонов. – Гомель: БелИИЖТ, 1972. – 258 с.
11. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ ВНИИЖТ, 1996. – 76 с.
12. Чан Фу Тхуан. Безопасность движения открытого подвижного состава при кососимметричном размещении тяжеловесных грузов на железных дорогах СРВ: автореф. канд. техн. наук: 05.22.07. – Москва, 1993. – 24с.
13. Спиридонов В.К. Устойчивость движения вагона против схода с рельсов и опрокидывания: уч. пособ. / В.К. Спиридонов. – Гомель: БелИИЖТ, 1979. – 32 с.
14. Коротенко М.Л., Рейдемейстер А.Г. Сход с рельсов одиночной колесной пары. Силы, вызывающие сход, продолжительность схода / Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, надежность и безопасность подвижного состава: Тезисы докладов X Международ. конф. – Днепропетровск: Арт-Пресс, 2000. – С.82 - 83.
15. Данович В.Д. Оценка запаса устойчивости от вкатывания колеса на рельс в уточненной постановке/ X Международ. конф. «Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, надежность и безопасность подвижного состава»: тезисы докладов. – Днепропетровск: Арт-Пресс, 2000. – С.67.

16. Xiang Jun, Zeng Qiung, Lou Ping. Theory of random energy analysis for train derailment // J.Cent.S Univ. Technol. – 2003.– №2. – С.134–139.
17. Chen Guo, Zhai Wanming, Zuo Hongfu. Zhogguo jixie gongcheng // China Mech.Eng.– 2002.- №8. – P.646–649.
18. Zhai Wanming. Zhogguo tiedao kexue // China Railway Sci. – 2002. – №2. – P.1–14.

References

1. Vershinsky S.V., Danilov V.N., Chelnokov I.I. Dinamika vagona / S.V. Vershinsky, V.N. Danilov, I.I. Chelnokov. – M.: Transport, 1978. – 352 s.
2. Cherkashin Y.M. Dinamika nalivnogo gjizda / Y.M. Cherkashin. – M.: Transport, 1975. – 136 s.
3. Petrov G.I. Otsenka bezopasnosti dvizheniya vagonov pri otklonenii ot norm sodержaniya hodovih chastey I puti: diss. ... d-ra tehn. Nauk: 05.22.07 / Petrov Gennadiy Ivanovich. – M., 2000. – 340 s.
4. Lazaryan V.A., Dlugach L.A., Korotenko M.L. Ustoychivost dvizheniya relsovich ekipazey / V.A. Lazaryan, L.A. Dlugach, M.L. Korotenko. – Kyev: Naukova dumka, 1972. – 198 s.
5. Pogorelov D.Y., Pavlukov A.E., Udakova T.A. Razrabotka matematicheskoy modely zeleznodorozhnogo ekipaza v programnoy srede avtomatizirovannogo analiza uravneniy dvizheniya: Informatsionnie tehnologii v modelirovanii i upravlenii / D.Y. Pogorelov, A.E. Pavlukov, T.A. Udakova // Trudy II Mezhdunarodnoy nauch.-prakt. konf. – SPb.: SPbGTU, 2000. – P.298–300.
6. Analiz sostoyaniya bezopasnosti dvizheniya na zeleznich dorogah Rossii v 2000g. / Departament bezopasnosti dvizheniya i ekologii MPSRF. – M., 2001. – 45p.
7. Rezultaty analiza shodov podvzhnogo sostava za 2002 god s meropriyatiyami po povsheniyu bezopasnosti dvizheniya poezdov / MPSRF. – M.: VNIIZT. – 2003. – 146 p.
8. Taturevich A.A. Isledovanie voprosov ustoychivosti podvzhnogo sostava protiv shoda ot vkativaniya grebnya koleasa na rels po rezultatam expertnyh zaklucheniy krusheniy i avariy / A.A. Taturevich // X Mezhdunarod. konf. «Problemy mehaniki zeleznodorozhnogo transporta: Dinamika, nadeznost i bezopasnost podvzhnogo sostava»: Tezisy Dokladov. – Dnepropetrovsk: Art-Press, 2000.– P. 105-106.
9. Lazaryan V.A. Dinamika vagonov / V.A. Lazaryan. – M.: Transport, 1964. – 364 p.
10. Spiridonov B.K. Osnovi teorii kolebaniy vagona na ressonom podveshivanii / B.L. Spiridonov. – Gomel: Bel IIZT, 1972. – 258 s.
11. Normi dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zeleznich dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnih). – M.: Gos NIIV VNIIZT, 1996. – 76 s.
12. Chan Fu Thuan. Bezopasnost dvizheniya otkritogo podvzhnogo sostava pri kososimmetrichnom razmeshenii tyazelovesnih gruzov na zeleznich dorogah SRV: avtoref. ... kand. tehn. nauk: 05.22.07. – Moskva, 1993. – 24 s.
13. Spiridonov B.K. Ustoychivost dvizheniya vagona protiv shoda s relsov I oprokidivaniy: uch. posob. / B.K. Spiridonov. – Gomel: Bel IIZT, 1979. – 32 p.
14. Korotenko M.L., Reydemeyster A.G. Shod s relsov odinochnoy kolesnoy pary. Sili, vizivaushie shod, prodolzitelnost shoda / Problemy mehaniki zeleznodorozhnogo transporta: Dinamika, nadeznost I bezopasnost podvzhnogo sostava: tezisy dokladov X Mezhdunarod. konf. – Dnepropetrovsk: Art-Press, 2000.– S.82–83.

15. Danovich V.D. Otsenka zapasa ustoychivosti ot vkativaniya koleasa na rels v utochnennoy postanovke / X Mezhdunarod. konf. «Problemy mehaniki ztleznodorozhnogo transporta: Dinamika, nadeznost I bezopasnost podvzhnogo sostava: tezisy dokladov. – Dnepropetrovsk: Art-Press, 2000.– S.67.
16. Xiang Jun, Zeng Qiung, Lou Ping. Theory of random energy analysis for train derailment // J.Cent.S Univ. Technol. – 2003.– №2. – С.134–139.
17. Chen Guo, Zhai Wanming, Zuo Hongfu. Zhogguo jixie gongcheng // China Mech.Eng.– 2002.- №8. – P.646–649.
18. Zhai Wanming. Zhogguo tiedao kexue // China Railway Sci. – 2002. – №2. – P.1–14.

Tkachenko V.P., Sapronova S.U. Evaluation of stability railway carriage derailment.

The existing scale of dynamic indicators limit values by which the sustainability of railway rolling off the rails is assessed, is not sufficient to assess the safety and does not account for the technical condition of the individual parameters and running parts of crews and railroad crossing. The article describes the existing methodology for assessing the stability of railway vehicle derailment. It has been stated that the safety factor against racking wheel flange on the rail head is an integral indicator of traffic safety, as it is determined with reference to the vertical load, frame forces, friction forces in contact with the rail wheel flange and the geometric parameters of the wheelset. It has been found out that the minimum permissible value of the ratio of vertical load in raised bed contact and cross- guided efforts depends on the angle of crowding on the rail wheels.

Keywords: kinematic pair, stability, dynamic performance, racking converging criterion Marya.

Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю. Оценка устойчивости железнодорожных экипажей от схода с рельсов.

В статье рассмотрены существующие методики оценки устойчивости железнодорожных экипажей от схода с рельсов. Установлено, что коэффициент запаса устойчивости против вкатывания гребня колеса на головку рельса является интегральным показателем безопасности движения, так как определяется с учетом вертикальной нагрузки, рамных сил, сил трения в контакте гребня колеса с рельсом и геометрических параметров колесной пары. Установлено, что минимально-допустимая величина соотношения вертикальной нагрузки в гребневом контакте и поперечного направляющего усилия зависит от угла набегания колеса на рельс.

Ключевые слова: кинематическая пара, устойчивость, динамические характеристики, вкатывание, сход, критерий Марье.

Ткаченко В.П. - д.т.н., профессор, начальник відділу дистанційного навчання, ДЕТУТ, Київ.

v.p.tkachenko.detut@gmail.com

Сапронова С.Ю. – д.т.н., профессор кафедри вагонів та вагонного господарства, ДЕТУТ, Київ.

doc.sapronova@gmail.com

Рецензент: д.т.н., проф. Горбунов М.І.

Стаття подана 01.04.2015