

УДК 625.032.4

*А. Д. Возненко, к.т.н., професор*

*(декан факультету ІРСЗ, професор кафедри «Залізнична колія і колійне господарство» Державного економіко-технологічного університету транспорту, м. Київ)*

*В. О. Демченко, к.т.н.*

*(доцент кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць» Державного економіко-технологічного університету транспорту, м. Київ)*

*Ю. В. Булгакова*

*(асистент кафедри «Технології міжнародних перевезень і логістика» ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет» м. Маріуполь)*

*А. М. Єфіменко*

*(здобувач кафедри «Теоретична та прикладна механіка» Державного економіко-технологічного університету транспорту, м. Київ)*

## **ВПЛИВ ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ КОЛІСНОЇ ПАРИ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ ПО РЕЙКОВІЙ КОЛІЇ**

*Причиною втрати стійкості руху рейкових екіпажів є місце контакту колеса з рейкою – точніше, співвідношення сил, що генеруються у зоні контактної взаємодії колеса з рейкою. Однак навіть для досить простих розрахункових схем рейкових екіпажів загальна картина впливу характерних параметрів системи на її динамічні якості не відома, бо умови стійкості усталеного руху є надзвичайно громіздкі і практично непридатні для якісного аналізу.*

*У даній статті запропонований підхід, який передбачає перенесення результатів аналізу стійкості прямолінійного руху колісної пари по рейковій колії (при деяких конструктивних обмеженнях) на модель візка рухомого складу.*

*Ключові слова:* рейкова колія, стійкість руху, колісна пара, горизонтальні сили, поверхня кочення, швидкість руху, автоколивання, візок, критична швидкість.

*Получила дальнейшее развитие теория моделирования влияния поверхности катания колесных пар на устойчивость движения колесной пары при взаимодействии с верхним строением пути. В расчетах поперечных горизонтальных сил применялись цифровые данные о профиле катания, которые получены с помощью лазерного сканирования. Расчеты выполнялись для трех видов износа колесной пары, при скоростях движения до 160 км/час, радиусы кривых участков пути от 300 м до 1000 м.*

© Возненко А. Д., Демченко В. О., Булгакова Ю. В., Єфіменко А. М., 2015

*Анализируя результаты расчетов можно сделать вывод, что состояние поверхности катания влияет на горизонтальные боковые силы, амплитуду колебаний колесной пары, значение критической скорости локомотива уменьшается. Таким образом, для движения по рельсовому пути важным резервом уменьшения бокового воздействия на путь есть значение критической скорости извилистого движения, которое должно быть выше эксплуатационной скорости при любом значении износа поверхности катания бандажей магистральных локомотивов.*

**Ключевые слова:** рельсовый путь, устойчивость движения, колесная пара, горизонтальные силы, поверхность катания, скорость движения, автоколебания, тележка, критическая скорость.

Зношування поверхні кочення (прокат) призводить до збільшення ефективної конічності поверхні кочення колісної пари локомотива, та зменшення значення критичної швидкості. В даній статті викладені результати аналізу впливу нелінійної геометрії поверхні кочення колісної пари в межах точки контакту. За результатами аналізу дано обґрунтовану рекомендацію щодо оновлення поверхні кочення.

Результатом проведеного аналізу останніх досліджень встановлено, що колесо має одноточковий контакт з рейкою, а точка контакту не змінює свого положення відносно рейки, що можливо лише при досить малих значеннях бокового зсуву колісної пари (С. Esveld, I.Y. Shevtsov, V.L. Markine [1], O. Polach [2]), це дає можливість обґрунтувати рекомендації (при докритичній швидкості коливання колісної пари затухають), на що вказано в роботах В.К. Гарга і Р.В. Дуккіпаті [3].

Метою даної роботи є дослідження впливу профілю поверхні кочення колісної пари на стійкість руху та значення критичної швидкості.

Колісна пара розглядається як механічна система з двома ступенями свободи схема наведена на рис. 1:  $y, \psi$  – поперечне відхилення центру мас колісної пари відносно осьової лінії колії і кут вилітання відповідно (координати  $y, \psi$  визначають положення колісної пари в горизонтальній площині відносно інерційної системи координат, що рухається з постійною швидкістю вздовж осьової лінії колії).

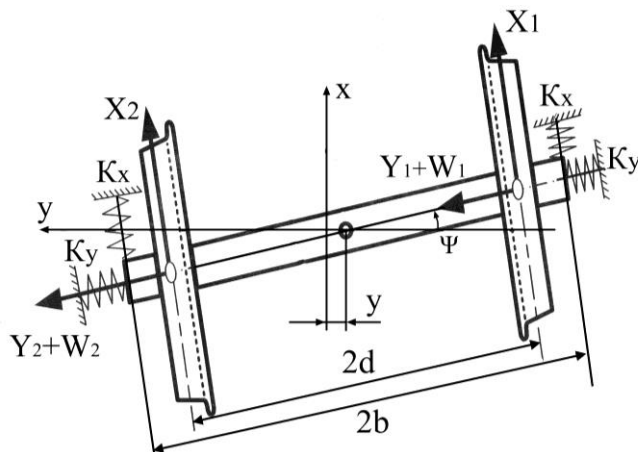


Рис. 1. Схема сил, діючих на колісну пару під час руху

Відхилення приймалось у межах 4 мм в обидва боки від осі кола кочення колісної пари, координати точок поверхонь катання нового та зношеного колеса брались із бази даних, отриманої в результаті замірів колісних пар.

Рівняння руху (1) відповідають колісній парі, яка має буксове підвішування:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -2k_y y + Y_1 + Y_2 + W_1 + W_2 \\ J\ddot{\psi} &= -2k_x b^2 \psi + (X_1 - X_2)d + (W_1 - W_2)d \sin(\psi) \end{aligned} \right\}; \quad (1)$$

де поздовжні і бокові проекції сил псевдоковзання позначені через  $X_i$ ,  $Y_i$  відповідно і є функціями відносного псевдоковзання.

При боковому відхиленні колісної пари від осі колії радіуси коліс будуть різними. В математичну модель внесено отримані експериментальним шляхом геометричні дані щодо геометрії профілю (зношеного) колісної пари у вигляді полінома четвертого ступеня проф. М.Л. Коротенка  $\Delta r_1$  – для лівого колеса,  $\Delta r_2$  – для правого колеса:

$$\left. \begin{aligned} \Delta r_1 &= -k_{r1}y + k_{r2}y^2 - k_{r3}y^3 + k_{r4}y^4 \\ \Delta r_2 &= k_{r1}y + k_{r2}y^2 + k_{r3}y^3 + k_{r4}y^4 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Зміна геометричних характеристик поверхні катання колеса (через коефіцієнти відповідного полінома, що входять у визначення поперечних і поздовжніх сил) може позначитись на характеристиках автоколивань і умовах м'якої – грубої втрати стійкості системи.

Розгорнутий вигляд системи (1) наведено нижче:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} + (2K_y + 4P_1 k_{r2})y + 2k_1 \left( \frac{\dot{y}}{v} - \psi \right) + 8P_1 k_{r4} y^3 &= 0; \\ J\ddot{\psi} + (2K_x b^2 - 2P_1 d \gamma) \psi + 2k_1 d^2 \left( \frac{\dot{\psi}}{v} + \frac{\gamma y}{dr_0} \right) + 2 \frac{dk_1 k_{r3}}{r_0} y^3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де  $y$  – бічне відхилення центру мас колісної пари від поздовжньої осі колії;

$\psi$  – кут виляння;

$m, J$  – маса і центральний момент інерції відносно центральної вертикальної осі;

$P_1$  – навантаження на колесо;

$K_x, K_y$  – коефіцієнти жорсткості пружних елементів буксового підвішування в поздовжньому і поперечному напрямках;

$k_l$  – коефіцієнт кріпа;

$k_{ri}$  – коефіцієнти (полінома), що визначають геометрію профілю;

$\gamma$  – конусність профілю колеса ( $\gamma = k_{r1}$ );

$2d$  – відстань між колами катання;

$2b$  – плече «пружної» пари (відстань між поздовжньо розташованими пружними елементами буксового підвішування).

При певному виборі параметрів буксового підвішування характер втрати стійкості (м'який або жорсткий) буде обумовлений лише геометрією профілю колеса. У роботі при теоретичному дослідженні автоколивань колісної пари та чисельно-

му моделюванні динамічної взаємодії пари колесо-рейка використовувались та порівнювались моделі взаємодії Ф. Картера та Дж. Калкера. У математичну модель внесемо отримані експериментальним шляхом геометричні дані щодо геометрії профілю (зношеного) колісної пари. Поява складової гравітаційної жорсткості у випадку зношеного профілю колеса призведе до порушення «симетрії» пружних характеристик в поперечному і поздовжньому напрямках, що може відобразитись на характеристиках автоколивань і умовах м'якої – грубої втрати стійкості системи. В даному підрозділі буде проведений аналіз таких ситуацій.

При боковому відхиленні колісної пари від осі колії радіуси коліс будуть різними – різниця радіусів  $\Delta r$  виникає за рахунок конусності поверхні катання нового колеса, її конструктивної криволінійності або набутої криволінійності для зношеного профілю (рис. 2).

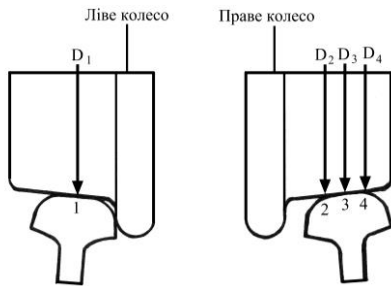


Рис. 2. Схема зміни діаметрів коліс у межах точки контакту коліс з рейками

Знаючи профіль колеса в межах незбуреного положення точки контакту з рейкою і узагальнену характеристику пружного підвісу, на основі модельного підходу можна передбачити особливості динамічної поведінки візка – визначити небезпечний – безпечний характер втрати стійкості прямолінійного руху і оцінити амплітуди виникаючих автоколивань бічного відносу.

Наближений аналітичний метод визначення амплітуд автоколивань нелінійної моделі колісної пари реалізовувався для випадку моделі крипу за Ф. Картером. В роботі пропонується оцінювати амплітуду автоколивань на основі аналітичного виразу, який враховує основні геометричні, інерційні параметри та геометрію профілю поверхні катання колісної пари.

$$A = \frac{k_{r1} \left( v^2 - \frac{\pi d r_0}{k_{r1}} \right)}{k_{r3} \left( 8 \frac{d^3 P k_{r4} r_0}{k_{r3} (J + d^2 m)} - v^2 \right)} \quad (4)$$

Результати роботи свідчать про збіг характеру втрати стійкості (небезпечний-безпечний) моделі при різних підходах визначення крипу, однак аналітичні оцінки з використанням моделі крипу за Ф. Картером не слід абсолютизувати (можливо використовувати у випадку експрес-аналізу).

За результатами досліджень впливу зміни геометричних параметрів поверхні кочення на стійкість прямолінійного руху колісної пари можна зробити висновок, що під час відновлення бандажа треба залишати прокат до 1,8 мм. В такому випадку не буде виникати потреба в передчасному обточуванні колеса, бо частина поверхні кочення залишатиметься припрацьованою.

Активними керованими параметрами, що впливають на зміну властивостей стійкості системи (колійної пари з пружним підвісом), є швидкість поздовжнього руху; коефіцієнти жорсткості пружного підвісу; ефективна конічність колеса; ширина колії; вагові та інерційні характеристики колійної пари [4].

Однією із задач оптимізації параметрів є мінімізація дійсних частин власних значень системи, що, з одного боку, збільшить швидкість затухання коливань, а з іншого – має «забезпечувати» збереження властивостей стійкості при неминучій на практиці флуктуації параметрів.

Наближений метод визначення амплітуд автоколивань нелінійної моделі колійної пари реалізовувався як для випадку лінійного крипу за Дж. Картером, так і за Ф. Калкером. Аналітичні результати, отримані в останньому випадку абсолютно «непрозорі» з точки зору якісного аналізу, тому для ілюстрації наближеного аналітичного підходу вибрана модель Дж. Картера. Зіставлення чисельних результатів свідчить про збіг характеру втрати стійкості (небезпечний-безпечний) моделі при різних підходах опису крипу. Однак цей висновок не слід абсолютизувати, аналітичні оцінки з використанням моделі крипу за Дж. Картером можливо використовувати лише у випадку попереднього «експрес»-аналізу. Причина втрати стійкості рейкових екіпажів «криється» у співвідношенні сил, які виникають між колесом і рейкою. Останні мають складну з точки зору математичної класифікації структуру і вмістять у собі дисипативні, гіроскопічні, потенціальні й неконсервативні позиційні сили. Саме тому можливі різноманітні сценарії втрати чи збереження стійкості незбуреного руху. Однак умови стійкості в загальному вигляді надзвичайно громіздкі і мало придатні для якісного аналізу [5].

Сенс робочої гіпотези полягає в тому, що сумарні жорсткості, які «передаються» колійній парі з боку візка в поздовжньому і поперечному напрямках, будуть задовольняти тому ж співвідношенню, однак коефіцієнт пропорційності невідомий. Припустимо, що критична швидкість прямолінійного руху візка відома, наприклад отримана чисельним методом для деякого набору параметрів.

Тоді із співвідношення 
$$V_{kr} = \sqrt{\frac{\pi d r_0}{k r_1}}$$
, яке визначає критичну швидкість колійної пари, може бути визначений «гіпотетичний» параметр («інтегральна» жорсткість, яка створюється всією конструкцією візка).

### Висновки:

1. При певному виборі параметрів буксового підвішування критична швидкість прямолінійного руху колійної пари практично не залежить від значень коефіцієнтів крипу.

2. На основі аналізу нелінійної моделі колійної пари визначено вплив параметрів нелінійного профілю (коефіцієнтів полінома 4-го ступеня, що описує зміну радіуса кочення при поперечному зміщенні колійної пари відносно нейтрального положення): коефіцієнти при лінійному і квадратичному мономах визначають критичну швидкість прямолінійного руху колійної пари; два інших коефіцієнти (при кубічному моному і моному четвертого ступеня) визначають амплітуди автоколивань і розміри області стійкості (реальний запас стійкості колійної пари в прямолінійному русі).

3. Аналітичне співвідношення, що визначає критичну швидкість колісної пари, можна використовувати для визначення жорсткості рейкової колії, яка використовується при модельному підході.

4. Амплітуди автоколиваний моделі вагона можуть бути наближено оцінені на основі аналітичних співвідношень, що отримані на основі підсистем (візка та колісної пари), з використанням реальної геометрії поверхні кочення колеса.

5. Обмеження на граничне зношування (прокат) колісної пари можна пов'язати з величиною амплітуди автоколиваний, що передують виникненню 2-точкового контакту при максимальній експлуатаційній швидкості руху екіпажа. В результаті проведених експериментальних і теоретичних досліджень щодо зношування бокової поверхні гребенів і поверхні кочення бандажа та після теоретичних розрахунків встановлено, що найбільш ефективними способами збільшення пробіжного ресурсу колісних пар є обточування бандажів за профілем «Мінетек», коли товщина гребеня становить більше 26,5 мм, а параметр крутості гребеня не менше 6,0 мм; для збільшення пробігу колісних пар пропонується залишати прокат під час обточування до 1,8 мм, коли частина поверхні кочення залишається припрацьованою.

6. Результати розрахунків критичної швидкості свідчать, що із збільшенням конічності поверхні кочення її значення зменшується; при швидкостях руху до 120 км/год. бокові сили, які передаються від колеса на рейку, достатньо стабілізовані і не перевищують встановлені значення, а при швидкостях руху більше 120 км/год. значно зростають і наближаються до максимально допустимих. Значний вплив на значення бокової сили має співвідношення жорсткості буксового підвішування та стану поверхні кочення колісної пари.

### ЛІТЕРАТУРА

1. *Shevtsov V.L.* Presented at the 6-th international conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems (cm2003) in gothenburg, sweden june 10–13, 2003 optimal design of wheel profile for railway vehicles i.y. / V.L. Shevtsov, C. Markine, C. Esveld // Section of Road and Railway Engineering Faculty of Civil Engineering and Geosciences, Delft University of Technology Stevinweg 1. – NL-2628. – CN Delft. – The Netherlands. – 2003.

2. *Polach O.* On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations Bombardier Transportation Limited / O. Polach // The manuscript was received on 19 April 2005 and was accepted after revision for publication on 27 July 2005. – Zürcherstrasse 41. – PO Box 8401. – Winterthur. – Switzerland. P. 25–34.

3. *Гарг В.К.* Динамика подвижного состава / В.К. Гарг, Р.В. Дуккипати ; [пер. с англ.]. – М. : Транспорт, 1988. – 392 с.

4. *Вербицкий В.* Введение в теорию устойчивости колесных экипажей и рельсового пути: Монография / В. Вербицкий, А. Новак, Э. Даниленко, М. Ситаж. – Катовице – Киев (Польша – Украина) 2006–2007. – Донецк : «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 255 с.

5. *Демченко В.А.* Анализ влияния профиля поверхности катания колеса на устойчивость движения колесной пары / В.А. Демченко, В.Г. Вербицкий, Э.И. Даниленко // Проблемы та перспективи розвитку транспортних систем: техніка, технологія, економіка і управління : тези доповідей другої науково-практичної конференції. – Частина 1 «Техніка, технологія». – К. : КУЕТТ, 2004. – С. 92–93.

**Anatolii D. Voznenko, PhD (Technical Sciences), Professor**  
**(Dean of faculty IRSR, Professor of Railroad Track and Track Sector Chair,**  
**State University for Transport Economy and Technologies)**  
**Vladimir O. Demchenko, PhD (Technical Sciences)**

*(Associate Professor Traction Rolling Stock of Railways Chair of State University for Transport Economy and Technologies)*

**Julia V. Bulgakova**

*(Assistant Technologies of International Transportation and Logistics Chair, State University «Azov State Technical University»)*

**Alla M. Yefimenko**

*(Graduate Student of Theoretical and Applied Mechanics Chair, State University for Transport Economy and Technologies)*

### EFFECT OF SURFACE WHEELSET BEARINGS ON THE STABILITY MOVEMENT ON RAILWAY TRACKS

*Received further development of the theory of modeling the impact of treads wheel pairs on stability of motion of the wheel pair at interaction with rail track. The paper describes a new solution of a scientific problem of influence of the state of wheel pair tread surface on stability of motion of the wheel pair. It is proved that the stability of motion of the wheel pair at considerable wear of the wheelset is reduced.*

*Experimental researches of wear of the wheelset rolling stock wheel pairs, studied the intensity of wear depending on the mileage of the locomotive. On the basis of the obtained data on the condition of wheel pair tread surface made the calculations to determine the lateral forces of interaction of rail track and wheel pairs in combination with different speeds, radii of the curves of the track sections and various types of rails.*

*The received experimental and theoretical results allow us to estimate the force interaction of rail track rolling stock, and to determine the rational geometrical sizes of the tread surface, wheel pair in operation.*

*Key words: rail track, stability of motion, wheel pair, horizontal forces, the roll surface, speed, self-oscillations, truck, the critical speed.*

### REFERENCES

1. Shevtsov V.L. *Presented at the 6-th international conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems (cm2003) in gothenburg, sweden june 10–13, 2003 optimal design of wheel profile for railway vehicles i.y.* / V.L. Shevtsov, C. Markine, C. Esveld // Section of Road and Railway Engineering Faculty of Civil Engineering and Geosciences, Delft University of Technology Stevinweg 1. – NL-2628. – CN Delft. – The Netherlands. – 2003.
2. Polach O. *On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations Bombardier Transportation Limited* / O. Polach // The manuscript was received on 19 April 2005 and was accepted after revision for publication on 27 July 2005. – Zürcherstrasse 41. – PO Box 8401. – Winterthur. – Switzerland. P. 25–34.
3. Garg V.K. *Dinamika podvızhnogo sostava* / V.K. Garg, R.V. Dukupati. – Moscow, Transport, 1988. – 392 p.
4. Verbitskiy V. *Vvedenie v teoriyu ustoychivosti kolyesnykh ekipazhey i relsovogo puti: Monografiya* / V. Verbitskiy, A. Novak, E. Danilenko, M. Sitazh. – Katovitse – Kiyev (Polsha – Ukraina) 2006–2007. – Donetsk : «Veber», 2007. – 255 p.
5. Demchenko V.A. *Analiz vliyanuya profilya poverkhnostikataniya kolesa na ustoychivost dvizheniya kolyesnoy pary* / V.A. Demchenko, V.G. Verbitskiy, E.I. Danilenko // Problemy ta perspektyvy rozvitku transportnykh sistem: tekhnika, tekhnologiya, ekonomika i upravlinya: tezy dopovidey drugoy nauko-vo-praktychnoy konferentsiy. – Chastina 1 «Takhika, tekhnologiya». – K. : KUETT, 2004. – P. 92 – 93.