

УДК 629.4.018:629.4.086

Зуб Євген¹, Сапронова Світлана²

¹Аспірант, кафедра вагонів та вагонного господарства, Державний університет інфраструктури та технологій, вул. Кирилівська, 9, м. Київ, 04071, Україна. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6560-0662>

²Професор, кафедра вагонів та вагонного господарства, Державний університет інфраструктури та технологій, вул. Кирилівська, 9, м. Київ, 04071, Україна. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1482-1665>

*Автор, відповідальний за листування: doc.sapronova@gmail.com

ВПЛИВ ВІДХИЛЕНЬ ПОЛОЖЕННЯ КОЛІСНИХ ПАР ВАНТАЖНОГО ВАГОНА НА СПРЯМОВУЮЧІ ЗУСИЛЛЯ

У статті висунута гіпотеза, відповідно до якої, порушення номінальної установки колісних пар у візках залізничного рухомого складу є основною причиною підвищення спрямовуючих зусиль в гребневих контактах коліс вантажних вагонів з рейками. Підвищені навантаження у гребневих контактах є причиною низки інших негативних явищ: підвищення інтенсивності зносу (підрізу) гребенів, підвищення зносу бокових поверхонь головок рейок, зниження коефіцієнту запасу стійкості вагонів від сходу з рейок, тощо. Для перевірки цієї гіпотези проведено дослідження для отримання залежностей, насамперед, це – характеристики впливу геометричних відхилень положення колісних пар у візку на рівень спрямовуючих зусиль в контактах коліс із рейками та знос гребенів коліс. Актуальність цього дослідження підтверджується даними про катастрофічний знос рейок та суцільнокатаних коліс вагонів.

Зроблено аналіз статистичних даних про експлуатаційні перекоси колісних пар у візках в плані внаслідок забігання бокових рам, який показує, що у 80% вагонів ці кути можуть складати до 0,015 рад (0,85 град). Уточнено формулу критичного щодо сходу з рейок співвідношення рамної сили до вертикального навантаження на колесо, на відміну від формули Надаля, яка додатково враховує сили відведення у контакті колеса, що збігає.

Ключові слова: колісна пара, гребневий контакт, спрямовуючі зусилля, відхилення положення, візок, спрямування.

Вступ. Українська мережа залізниць є однією з найбільш розвинутих серед європейських країн. Зокрема, за обсягами вантажних перевезень вона посідає четверте місце на євразійському континенті. Але негативною особливістю парку вантажних вагонів української залізниці є значний ступінь його зношеності. Строк служби переважної кількості вагонів перевищив або наближається до встановленого заводом-виробником строку експлуатації. Близько 90% вантажних вагонів Укрзалізниці мають візки різних модифікацій моделі 18-100. Особливістю конструкції візків моделі 18-100 є нежорстка схема з'єднання бокових рам і проміжної балки, що у поєднанні із значним ступенем зношеності вагонів створює передумови перекосів колісних пар у візках відносно їх нормального, перпендикулярного до повздовжньої осі рами візка положення. Актуальність цієї науково-технічної задачі підтверджується даними про катастрофічне зниження в останнє десятиріччя строку служби рейок та суцільнокатаних коліс вагонів.

Аналіз останніх досліджень і постановка проблеми. Додаткове несиметричне притиснення гребня до рейки може виникати через значну різницю діаметрів кругів кочення коліс однієї колісної пари, значну нерівномірність навантаження коліс, монтажний перекоєс колісних пар у рамі візка, розпирання візків у рейковій колії при гальмуванні потяга тощо.

Максимальна сила притиснення гребня колеса до робочої грані рейки N_6 при різниці діаметрів середніх кругів кочення коліс, згідно [1] визначається за формулою:

$$N_6 = Y'_p + \sqrt{(Y'_p)^2 + c \cdot m \cdot (v'_c)^2}, \quad (1)$$

де Y'_p – рамна сила, що виникає в момент притиснення гребня колеса до рейки;
 c – поперечна горизонтальна жорсткість рейок в колії;
 m – маса колісної пари;
 v'_c – швидкість руху центра мас колісної пари в момент притиснення гребня колеса до бокової поверхні рейки.

При цьому

$$Y'_p = M \cdot \left(\frac{V_p^2}{R} - \frac{h_0}{S} \cdot g \right), \quad (2)$$

де M – підресорена маса, що приходить на колісну пару;
 V_p^2 – швидкість руху потяга;
 R – радіус криволінійності прямої ділянки при наявності рихтування;
 h_0 – узвишся рейки на прямій ділянці колії;
 S – ширина колії.

Сила притиснення гребня колеса до рейки в залежності від різниці діаметрів коліс, виглядає так

$$N_6 = \frac{2M}{S} \cdot \left[V_p^2 \cdot \frac{(D_1 - D_2) - [D_1 - D_2]}{D_1} \cdot g \cdot h_0 \right], \quad (3)$$

де D_1, D_2 – діаметри коліс по кругах кочення;
 $[D_1 - D_2]$ – допустима різниця діаметрів коліс.

Зміщення колісних пар у візку в межах ± 3 мм практично не впливає на інтенсивність зносу гребенів. У той же час, перекис колісних пар у щодо рами візка, що викликає їх непаралельність, у межах $\pm 0,005$ рад (0,28 град.), що відповідає повздовжньому забіганню букс на ± 4 мм, приводить до збільшення інтенсивності зносу гребенів у 1,5–2 рази [1].

Останній висновок підтверджується дослідженнями у роботі [2] відзначається, що при симетричній установці колісної пари в рамі візка тривалість взаємодії гребенів коліс з рейками не перевищує 20%, у той час, як перекис колісної пари усього на 12' (0,2 град) призводить до збільшення тривалості взаємодії гребня колеса і рейки до 78% загального часу руху. Цей висновок стає особливо важливим з урахуванням того, що в експлуатації перекис колісної пари в колії може досягати 3 град.

Відомо, що зміщення шляхом поворотів колісних пар в площині колії від номінального положення відбуваються не тільки при русі по кривим ділянкам колії, а і в прямих, якщо мають місце зазори у зв'язках букс із рамами візків в наслідок зношення в експлуатації. Це призводить навіть під час руху в прямих ділянках колії до появи значних кутів набігу гребенів на бічні грані рейок, і спостерігається постійне контактування із ними, що також сприяє швидкому зношенню гребенів [3, 13].

У науковій статті [4] досліджувалися такі фактори, як різниця в діаметрах коліс колісної пари та перекис осей колісних пар, причиною яких є забіги боковин візків, відхилення базових розмірів бокових рам візка, знос буксових тощо. В статті відмічається, що у 40% вагонів візки

мають усталені відносні забіги бічних рам, що сприяє перекосу колісних пар. Поздовжні відносні забіги бічних рам особливо шкідливі при русі у кривих ділянках колії, через розвороти колісних пар у площині колії проти спрямування кривою. Причини цього – технологічні і експлуатаційні. Наприклад, відмінності у товщині стінок букс, у 20% вагонів досягають 3 мм, а у 4% вагонів – 6 мм. Це призводить до додаткового перекосу колісних пар до 0,003 рад навіть при креслярських розмірах елементів рам візків.

Спрямування сил тертя завжди спричинятиме збільшення кутів набігу гребенів на рейки, якщо не спрацюють зв'язки, які утримують колісні пари у їх номінальному положенні. Тому, наприклад, поява в наслідок зносу наднормативних зазорів у зв'язках букс із рамами візків неодмінно призведе до зростання інтенсивності зносу гребенів коліс [5]. Вважається, що перекоси колісних пар у візку на 2 градуси ($\approx 0,035$ рад) викликають п'ятикратне збільшення інтенсивності зносу гребенів коліс. Кут набігу і фактор зносу гребня також залежать від величини взаємних перекосів колісних пар: перекося у 0,004 рад збільшує фактор зносу в 4...8 разів [6]. Відхилення від паралельності осей колісних пар понад 0,003 рад не припустимо.

З аналізу наукових досліджень можна стверджувати, що відхилення положення колісних пар у візках рухомого складу залізниць впливають на зусилля в контакті з рейками і приводять до збільшення зносів в гребневих зонах. Ця проблема є актуальною і повинна досліджуватись.

Метою дослідження є аналіз впливу відхилень положення колісних пар у візку від номінального на спрямовуючі зусилля в контактах коліс вантажних вагонів із рейками і, як наслідок, на інтенсивність зносу гребенів.

Для досягнення вказаної мети необхідно вирішити такі **задачі**:

аналіз статистичних даних щодо зносу гребнів коліс вантажних вагонів на українській залізниці;

моделювання руху колісної пари в положенні перекосу в рейковій колії з кутом набігання;

визначення залежності навантажень в гребневих контактах коліс із рейками від відхилення установки колісних пар у візку від номінального положення.

Матеріали та методи дослідження. Висунута гіпотеза, відповідно до якої, порушення номінальної установки колісних пар у візках є основною причиною підвищення спрямовуючих зусиль в гребневих контактах коліс вантажних вагонів з рейками. Підвищені навантаження у гребневих контактах є причиною низки інших негативних явищ: підвищення інтенсивності зносу (підрізу) гребенів, підвищення зносу бокових поверхонь головок рейок, зниження коефіцієнту запасу стійкості вагонів від сходу з рейок тощо [7, 8, 9]. Передумовою цих явищ є особливості конструкції візків моделі 18-100, а саме – нежорстка схема з'єднання бокових рам і проміжної балки. У поєднанні із значним ступенем зношеності вагонів це створює передумови перекосів колісних пар у візку відносно їх нормального, перпендикулярного до повздовжньої осі візка, положення.

На рис. 1 показано схему перекосу колісних пар у візку при забіганні бокових рам. Кут перекосу колісних пар у візку можна визначити за простою формулою

$$\beta = \varepsilon / B , \quad (4)$$

де ε – відносний забіг бокових рам візка у повздовжньому напрямку;

B – відстань між повздовжніми осями бокових рам.

Величина ε може досягати в експлуатації 14 мм. Для візків моделі 18-100 та їх модифікацій приймаємо $B = 2036$ мм. Таким чином максимально-можливий кут перекосу колісних пар у візку може складати 0,007 рад (0,4 град.).

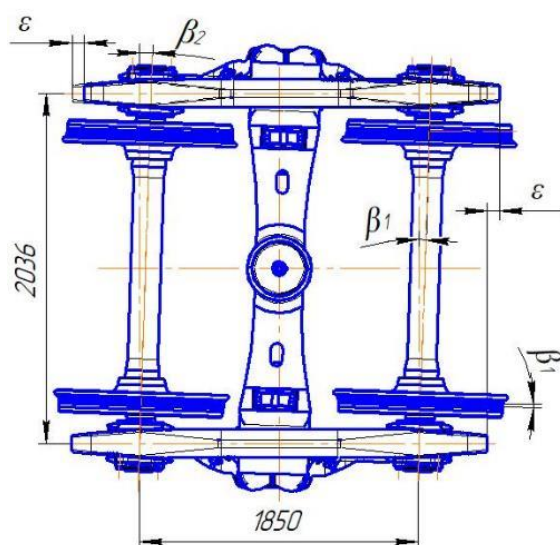


Рис. 1. Схема перекосу колісних пар у візку при забіганні бокових рам

Проведено порівняльний аналіз даних про знос гребенів коліс вантажних і пасажирських вагонів по вагонному депо Київ-Пасажирський (пасажирські вагони), по вагонному депо Дарниця (вантажні вагони). Завданням аналізу було виявити принципову різницю у характері зносу гребенів колісних пар, встановлених у жорсткій рамі (пасажирські вагони) і колісних пар візків моделі 18-100 та її модифікацій, що мають нежорстку раму з можливістю відносного забігання бокових рам візків і, як наслідок, постійного перекосу колісних пар візках.

Основним параметром цього аналізу була різниця між товщиною гребня правого і лівого коліс. На основі висунутої гіпотези, нежорстке з'єднання бокових рам у візку повинно приводити в експлуатації до прогресуючого та такого, що накопичується, перекосу колісних пар відносно номінального положення і, як наслідок, переважного зносу гребенів однієї із сторін колісних пар. Накопичення перекосу пов'язане із нерівномірним навантаженням фрикційних поверхонь рами візка, що відповідають за фіксацію бокових рам відносно надресорної балки: напрямних накладок щелеп та букс; фрикційних поверхонь клинів гасників коливань, таких, що контактують із вертикальними фрикційними поверхнями бокових рам та похилими поверхнями надресорної балки, а також поверхонь бокових рам і надресорної балки, що контактують із фрикційними клинами. При аналізі експериментальних даних було зроблено припущення, що товщина гребенів коліс, що вимірюється при періодичному огляді колісних пар, зворотно-пропорційна інтенсивності зносу гребенів, а різниця у товщині гребенів лівого і правого коліс колісних пар є показником нерівномірного зносу коліс колісної пари і непрямим доказом постійного перекосу колісних пар відносно рами візка.

Оброблені дані журналів огляду колісних пар вагонного депо Дарниця за період з вересня 2016 р. по грудень 2021 р. та вагонного депо Київ-Пасажирський за період з жовтня 2020 р. по грудень 2021 р. дають розподіл абсолютної різниці товщини гребеня колісної пари (табл. 1).

Щільність розподілу абсолютної різниці товщини гребенів правого і лівого коліс колісних пар в експлуатації

$$\varphi(\Delta b_i) = \left(\frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \right) \cdot e^{-\frac{(\Delta b_i - m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (5)$$

де Δb_i – поточне значення різниці товщин гребенів коліс колісної пари (абсолютна величина);

m – математичне сподівання різниці товщин гребенів лівого і правого коліс колісної пари;
 σ – дисперсія Δb_i відносно m .

У даному випадку математичне сподівання m знаходиться, як середня величина абсолютних значень різниць товщин гребенів лівих і правих коліс колісних пар.

Дисперсія σ визначається, як міра розсіяння значень випадкової величини (у даному випадку – різниці товщин гребенів Δb_i) відносно середнього значення розподілу, тобто математичного сподівання m . Більші значення дисперсії свідчать про більші відхилення значень випадкової величини від центру розподілу. Дисперсія дозволяє виміряти наскільки далеко випадкові значення Δb_i розподілені від їх середнього значення m . Дисперсія дорівнює математичному сподіванню квадрата відхилення Δb_i від її математичного сподівання (середнього значення) m :

$$\sigma = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta b_i - m)^2$$

Таблиця 1. Статистичні характеристики розподілу абсолютної різниці товщини гребня лівого і правого коліс колісних пар

Типи вагонів: пасажирські, вантажні	Абсолютна різниця товщини гребня коліс колісної пари	
	Математичне очікування, m , мм	Дисперсія, σ
Вагонне депо Київ-Пасажирський (пасажирські вагони)	1,9	0,71
Вагонне депо Дарниця (вантажні вагони)	3,7	0,96

На рис. 2 наведено графіки щільності розподілу абсолютної різниці товщини гребнів правого і лівого коліс колісних пар в експлуатації по депо Київ-Пасажирський (пасажирські вагони) і депо Дарниця (вантажні вагони).

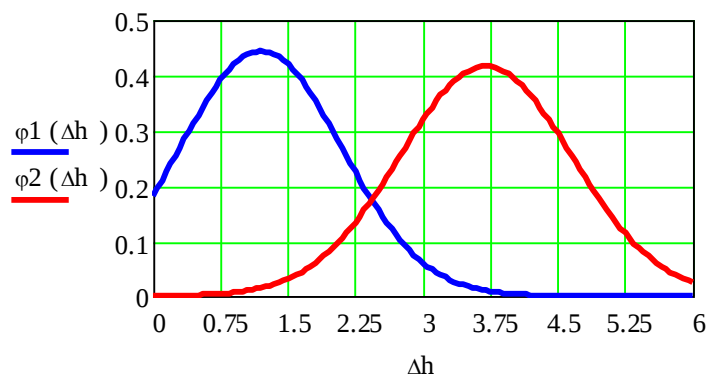


Рис. 2. Щільність розподілу абсолютної різниці товщини гребнів правого і лівого коліс колісних пар в експлуатації: $\varphi_1(\Delta h)$ – по депо Київ-Пасажирський (пасажирські вагони); $\varphi_2(\Delta h)$ – по депо Дарниця (вантажні вагони)

У [10, 11, 12, 15] досліджені характеристики сходу транспортних засобів на основі математичних моделей просторової конфігурації колеса і рейки. Відзначається, що детальна характеристика процесу взаємодії колеса та рейки мають вирішальне значення для точності динамічного аналізу залізничних транспортних засобів.

Для перевірки гіпотези розглянемо кінематику спрямування колісної пари рейковою колією.

Складемо модель рух колісної пари в положенні перекосу в рейковій колії з кутом набігання α . На рис. 3 показано просторові векторні схеми швидкостей (сині вектори) і сил (червоні вектори) в контактах колісної пари з рейками. Колесо що набігає (2) має двоточковий контакт з рейкою в точках K_{21} (основний контакт) і K_{22} (гребеневий контакт). Колесо, що збігає (1), при цьому має одноточковий контакт в точці K_{11} . Розглядається випадок, коли колесо, що набігає, знаходиться в стані сходу з рейок. За умову сходу прийнято рівність нулю навантаження в основному контакті колеса, що набігає (контакт K_{21}).

При моделюванні кінематичних характеристик контакту колісної пари з рейками розглядаються такі параметри й їх позначення:

V – швидкість руху центру колісної пари уздовж осі колії;

$V_{\phi 11}$ – окружна швидкість колеса в точці контакту K_{11} , пов'язана з обертанням колісної пари щодо власної осі;

V_{11} – швидкість проковзування колеса по рейці в точці контакту K_{11} ;

V_{11x} , V_{11y} – проекції швидкості V_{11} , відповідно, на осі Ox і Oy ;

$V_{\phi 22xy}$ – проекція окружної швидкості колеса в точці контакту K_{22} , на горизонтальну площину Oxy ;

V_{22xy} – проекція швидкості ковзання колеса по рейці в точці контакту K_{22} , на горизонтальну площину Oxy ;

V_{22x} , V_{22y} – проекції швидкості V_{22} , відповідно, на осі Ox і Oy ;

V_{22xz} – проекція швидкості V_{22} на поздовжню вертикальну площину Oxz ;

Y_f – осьова реакція в буксовому вузлі, що діє на колісну пару – рамна сила;

S_{11y} , S_{22y} – проекції сил тертя S_{22} в контактах K_{11} , K_{22} на вісь Oy ;

S_{22xz} , S_{22x} , S_{22z} – проекції сили тертя S_{22} в контакті K_{22} , відповідно на поздовжню вертикальну площину Oxz , вісь Ox і вісь Oz ;

λ_f – кут нахилу гребня.

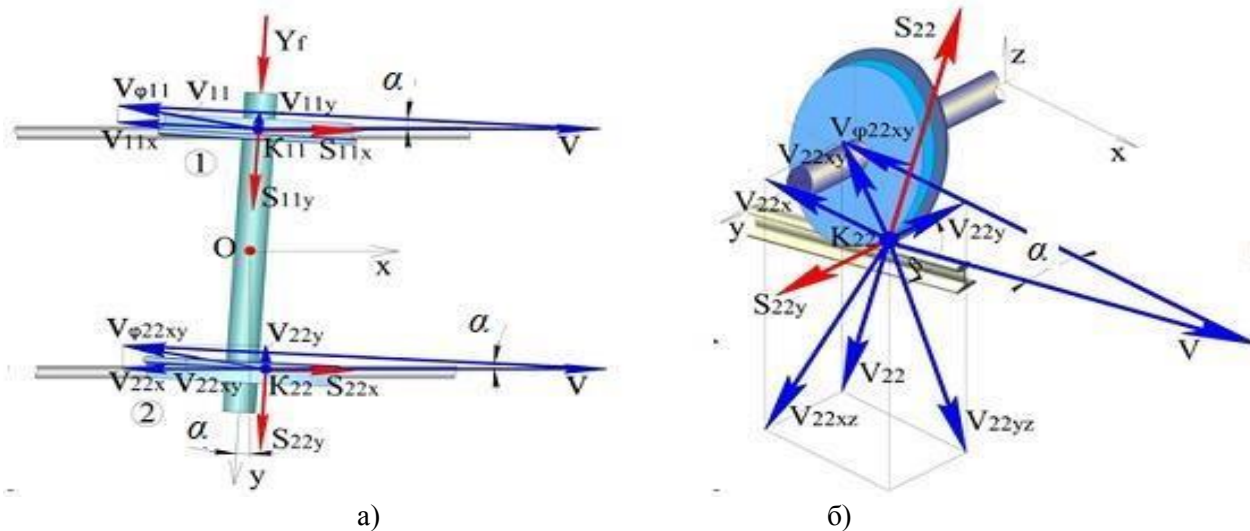


Рис. 3. Схема векторів швидкостей (синій колір) і сил (червоний колір) в контактах колісної пари з рейками:

а) – проекції швидкостей і сил в контактах колісної пари з рейками на горизонтальну площину Oxy ; б) – просторова картина швидкостей і сил в гребеневому контакті колеса, що набігає

Векторні рівняння швидкостей проковзування в контактах K_{11} , K_{22} отримані на основі принципу суперпозиції як компоненти відносного переміщення поверхонь кочення коліс і рейок:

$$\bar{V}_{11} = \bar{V} + \bar{V}_{\phi 11}, \quad \bar{V}_{22xy} = \bar{V} + \bar{V}_{\phi 22xy} \quad (6)$$

$$\bar{V}_{22} = \bar{V}_{22xy} + \bar{V}_{22xz} + \bar{V}_{22yz} \quad (7)$$

Розглянемо контактні сили, що діють на колісну пару та рівняння рівноваги. На рис. 4 показана схема контактних сил в гребеновому контакті в проекціях на поздовжню вертикальну площину Oxz і поперечну вертикальну площину Oyz .

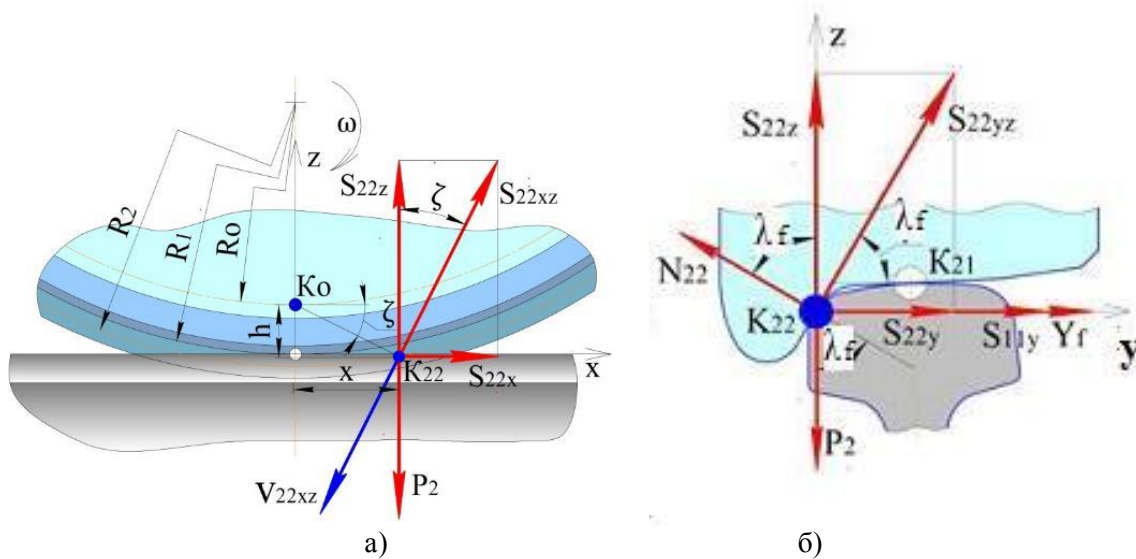


Рис. 4. Схема проекцій сил в гребеновому контакті:
а) проекції на поздовжню вертикальну площину Oxz ;
б) проекції на поперечну вертикальну площину Oyz

На рис. 4 прийнято такі позначення:

ζ – кут, що визначає положення вектору S_{22xz} щодо вертикальної осі;

ω – кутова швидкість обертання колісної пари навколо власної осі;

N_{22} – нормальне навантаження в гребеновому контакті K_{22} ;

K_0 – миттєвий центр обертання колеса;

R_0 – відстань від центру колеса до миттєвого центру обертання колеса K_0 ;

R_1 , R_2 – радіуси колеса, відповідно, в основному і гребеновому контактах;

P_2 – вертикальне навантаження в гребеновому контакті K_{22} .

Сумарне горизонтальне бічне навантаження в гребеновому контакті Y дорівнює сумі рамної сили Y_f і сил відведення S_{11y} , S_{22y} в контактах K_{11} , K_{22} :

$$Y = Y_f + S_{11y} + S_{22y} \quad (8)$$

Фрикційні контактні сили S_{11y} , S_{22y} в контактах K_{11} , K_{22} в теорії управління колісних машин називають силами відведення. Сили відведення S_{11y} , S_{22y} є силами тертя і спрямовані протилежно відповідним векторам швидкостей ковзання V_{11y} , V_{22y} . Сили S_{11y} , S_{22y} можуть бути наближено визначені за формулами закону Кулона. При цьому розглядається найнебезпечніший щодо сходу з рейок випадок, коли кут $\zeta = 0$.

$$S_{11y} = P_1 \cdot \mu; \quad S_{22y} = N_{22} \cdot \mu \cdot \cos \lambda_f, \quad (9)$$

де P_1 – вертикальне навантаження в контакті K_{11} ;

μ – коефіцієнт тертя ковзання в контактах коліс з рейками.

Тоді

$$Y = \mu \cdot (P_1 + N_{22} \cdot \cos \lambda_f) + Y_f. \quad (10)$$

Рівняння рівноваги контактних сил подані у вигляді суми проекцій на осі Oy і Oz (рис. 4,б):

$$\begin{cases} \sum F_y = 0: & \begin{cases} Y - N_{22} \cdot \sin \lambda_f = 0; \\ N_{22} \cdot \mu \cdot \sin \lambda_f + N_{22} \cdot \cos \lambda_f - P_2 = 0. \end{cases} \end{cases} \quad (11)$$

З другого рівняння (8) отримуємо:

$$N_{22} = \frac{P_2}{\mu \cdot \sin \lambda_f + \cos \lambda_f}. \quad (12)$$

Розглянемо критерій безпеки щодо сходження з колісної пари з рейок. З огляду на те, що перше колесо не має гребеневого контакту, а основний контакт другого колеса повністю розвантажений, можна прийняти: $P_1 = P_2 = P$. Тоді з першого рівняння (8) отримуємо

$$\mu \cdot P \cdot \left(1 + \frac{\cos \lambda_f}{\mu \cdot \sin \lambda_f + \cos \lambda_f} \right) + Y_f - P \frac{\sin \lambda_f}{\mu \cdot \sin \lambda_f + \cos \lambda_f} = 0, \quad (13)$$

звідки, рамна сила буде дорівнювати

$$Y_f = P \cdot \left(\frac{\sin \lambda_f - \mu \cdot \cos \lambda_f}{\mu \cdot \sin \lambda_f + \cos \lambda_f} - \mu \right), \quad (14)$$

Звідки критичне щодо сходження з рейок співвідношення рамної сили до вертикального навантаження на колесо може бути визначено за формулою

$$\left[\frac{Y_f}{P} \right] = \left(\frac{\sin \lambda_f - \mu \cdot \cos \lambda_f}{\mu \cdot \sin \lambda_f + \cos \lambda_f} - \mu \right), \quad (15)$$

або

$$\left[\frac{Y_f}{P} \right] = \frac{(1 - \mu^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda_f}{1 + \mu \cdot \sin \lambda_f}. \quad (16)$$

Формула (13) являє собою уточнення відомої формули Надаля

$$\left[\frac{Y}{P} \right] = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \sin \beta} \quad (17)$$

де β – кут нахилу гребня;

μ – коефіцієнт тертя в контакті «колесо-рейка».

Формула Надаля враховує тільки сили у контактї колеса, що набігає [10, 14, 15]. Уточнена формула (13), на відміну від формули Надаля, додатково враховує сили відведення у контактї колеса, що збігає. Тобто враховується повна картина контактних сил колісної пари, включаючи обидва колеса.

На рис. 5 показано порівняльні залежності результатів розрахунку співвідношення $[Y_f/P]$ від кута нахилу гребня (λ_f) та коефіцієнту тертя у контактах коліс із рейками (μ) за формулою Надаля і вдосконаленою формулою. З графіків видно, що результати близькі або співпадають для типових значень кута нахилу гребня (70–75 град) і звичайних умов зчеплення коліс із рейками ($\mu = 0,33$). При поганих умовах зчеплення (коефіцієнту зчеплення нижчим за 0,2) різниця у результатах може складати до 10%, причому значення розрахункового співвідношення за формулою Надаля при будь-яких кутах нахилу гребня є більшими ніж за формулою (13).

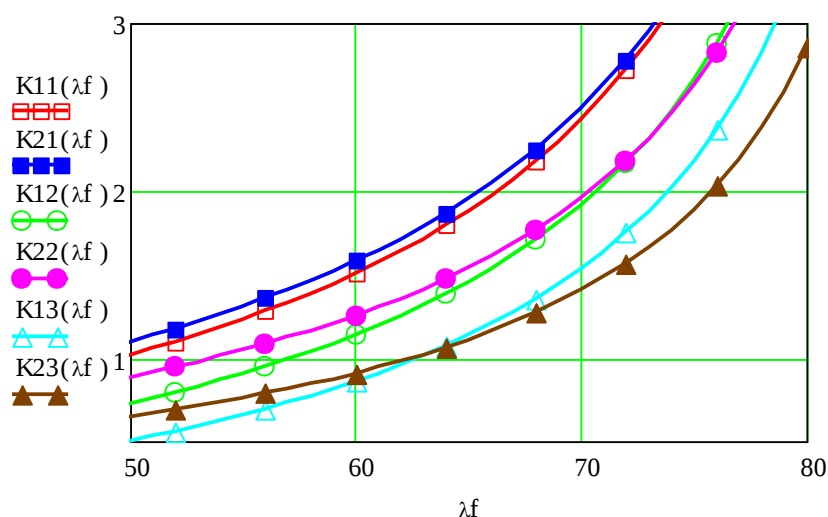


Рис. 5. Порівняльні залежності співвідношення $[Y_f/P]$ від кута нахилу гребня (λ_f) та коефіцієнту тертя у контактах коліс із рейками (μ) за формулою Надаля і формулою (13):

$K11(\lambda_f)$, $K12(\lambda_f)$, $K13(\lambda_f)$ – за формулою Надаля; $K21(\lambda_f)$, $K22(\lambda_f)$, $K23(\lambda_f)$ – формулою (13); $K11(\lambda_f)$, $K21(\lambda_f)$ – $\mu = 0,1$; $K12(\lambda_f)$, $K22(\lambda_f)$ – $\mu = 0,3$; $K13(\lambda_f)$, $K23(\lambda_f)$ – $\mu = 0,5$

При коефіцієнтах зчеплення вищих за 0,45 маємо розрахункові значення співвідношення $[Y_f/P]$ за вдосконаленою формулою на 15–30% менші, ніж за Надалем – для малих кутів нахилу гребня (50–55 град) і, навпроти, – на 5–10 % вищі для великих кутів нахилу гребня (70–80 град).

Розглянемо залежність кутів набігання колісних пар від відхилення установки колісних пар у візку від номінального положення. Вище наведені розрахунки виконано для номінальної установки колісних пар у візку, тобто точно перпендикулярного повздовжній осі рами візка. Однак, характерним для візків вантажних вагонів моделі 18 є відхилення установки колісних пар від номінального положення, пов'язане із забіганням бокових рам. За загальною думкою, цей недолік візків моделі 18 є те, що бокові рами візка не пов'язані жорстко між собою

надресорною балкою та ресорними комплектами. В результаті чого, виникають подовжні забігання рам відносно один одного, які досягають $\varepsilon = 15\text{--}20$ мм [7]. Величина забігання обумовлена зазорами в буксових вузлах та величиною горизонтальної деформації пружин. До цієї величини треба додати технологічні відхилення розмірів бокових рам у виробництві, що додає ще 2–3 мм. Нерівномірний знос клинів фрикційного гасника коливань та надресорної балки додатково впливає на перекіс колісних пар. Всі ці фактори разом можуть створювати перекіс колісних пар у візку β відносно номінального положення до 0,018 рад (1,0 град).

На рис. 6 показані залежності кутів набігання колісних пар α (рад) від кутів відхилення колісних пар у візку від нормального положення – β (рад): для зазорів колісних пар в колії 15 і 65 мм в кривих радіусів 200, 600 і 1200 м.

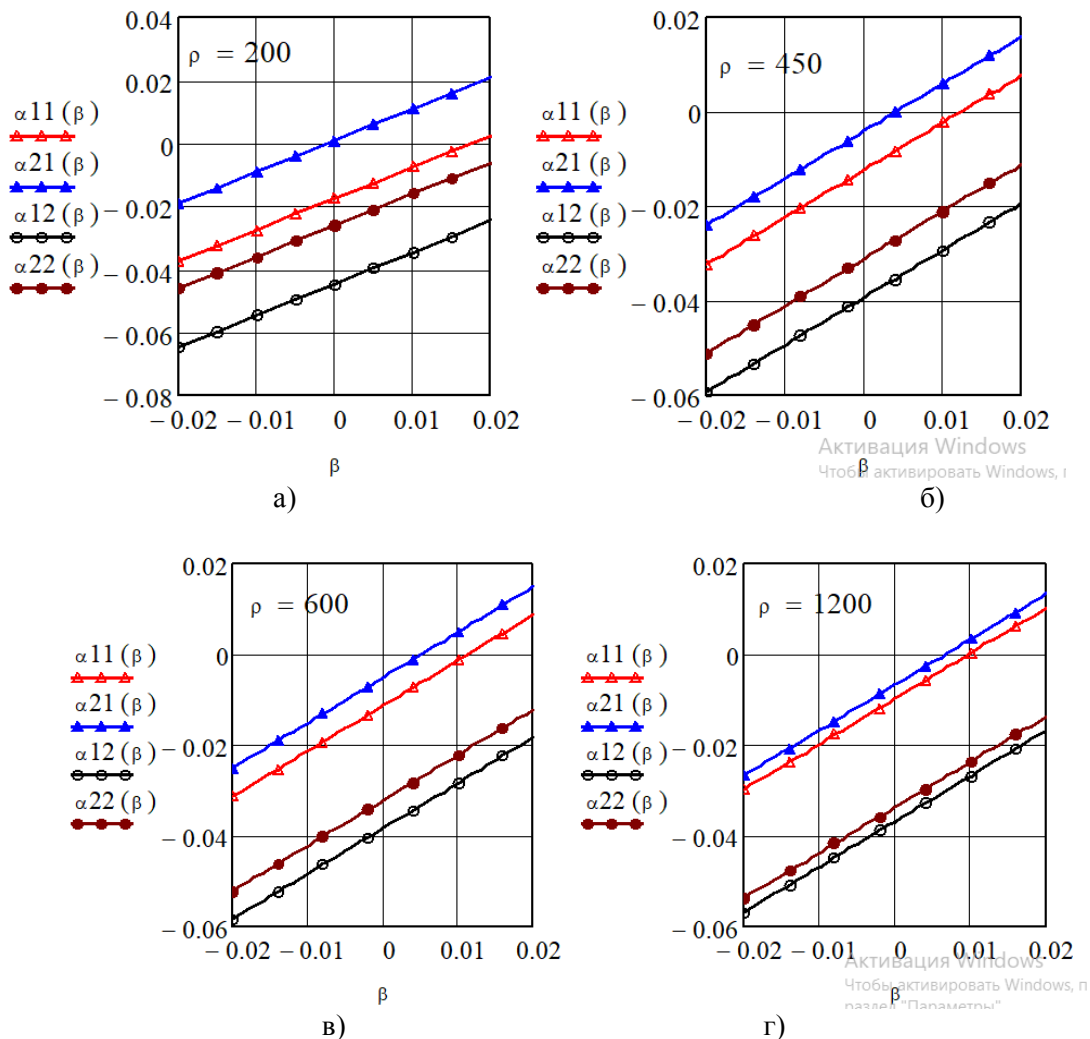


Рис. 6. Залежності кутів набігання колісних пар α (рад) від кутів відхилення колісних пар у візку від їх нормального положення β (рад): а) $\rho = 200$ м; б) $\rho = 450$ м; в) $\rho = 600$ м; г) $\rho = 1200$ м; $\alpha_{11}(\beta)$, $\alpha_{12}(\beta)$ – перша колісна пара; $\alpha_{21}(\beta)$, $\alpha_{22}(\beta)$ – друга колісна пара; $\alpha_{11}(\beta)$, $\alpha_{21}(\beta)$ – зазор $\delta = 15$ мм; $\alpha_{12}(\beta)$, $\alpha_{22}(\beta)$ – зазор $\delta = 65$ мм

Діапазон досліджуваних кутів β – від $-0,02$ до $+0,02$ рад. Негативні значення кутів β можливі при забіганні внутрішньої по відношенню кривої боковини рами – збігаючого колеса колісної пари. Позитивні значення кутів β відповідають випадку керованого проходження

кривої ділянки колії. Результати розрахунків дозволяють стверджувати, що забігання внутрішньої боковини рами візка – є типовим випадком вписування візка в криву. Завжди, при будь-яких варіантах радіусів кривих та зазорів колісних пар в рейковій колії забігати буде саме внутрішня боковина рами візка. При збільшенні забігання внутрішньої боковини від 0 до $-0,02$ рад кути набігання першої колісної пари (що набігає) збільшуються в 2–3 рази для різних радіусів кривих.

На рис. 7 показано розрахункові залежності кутів набігання колісних пар α від зазорів колісної пари в рейковій колії при колії δ різних радіусах кривих для мінімального і максимального кутів перекосу колісних пар у візку: $\beta = 0$ (відсутність перекосу) і $\beta = -0,02$ рад (максимальне значення кута перекосу).

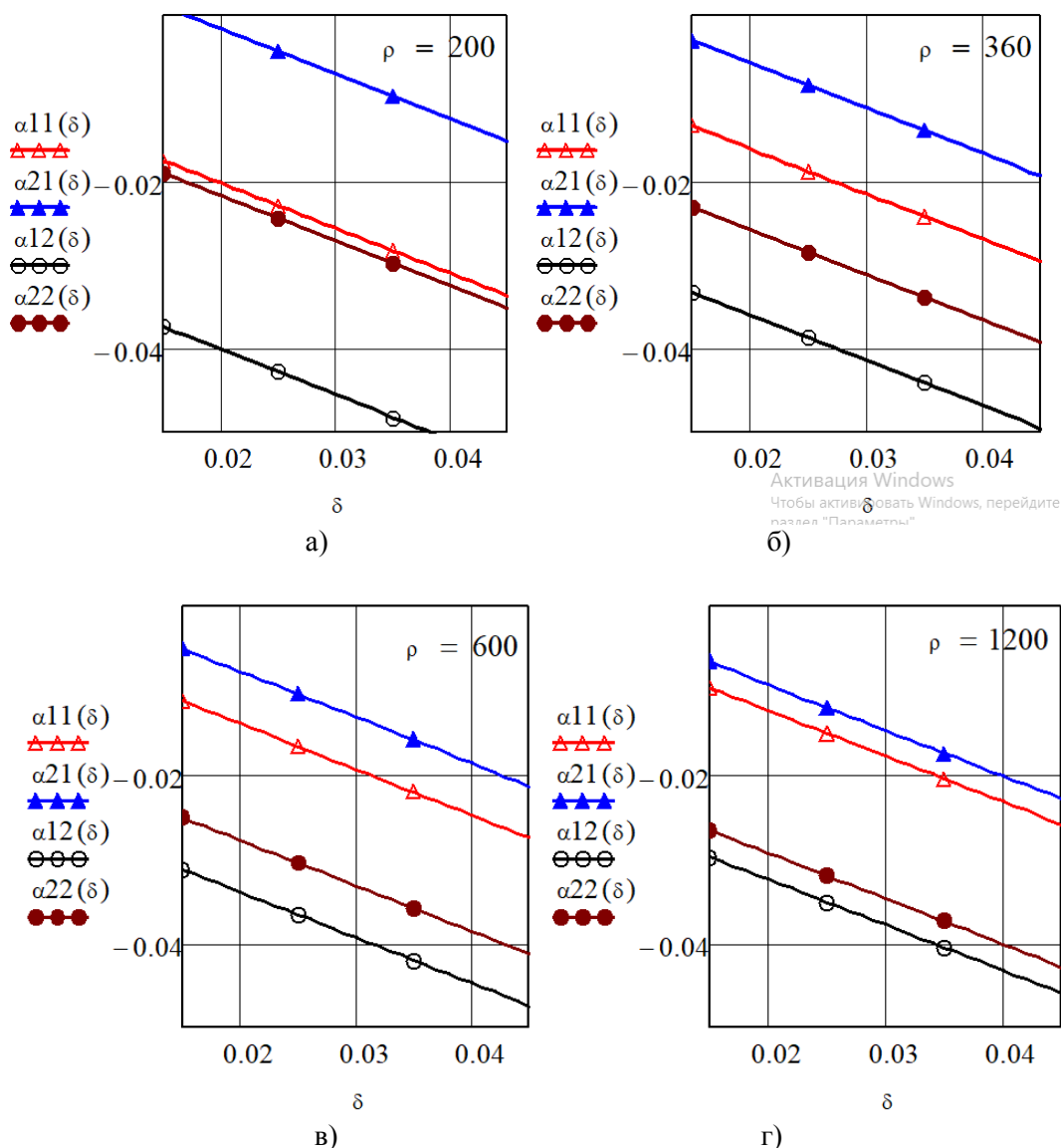


Рис. 7. Розрахункові залежності кутів набігання колісних пар від зазорів колісної пари в рейковій колії при різних радіусах кривих для мінімального і максимального кутів перекосу колісних пар у візку: а) $\rho = 200$ м; б) $\rho = 360$ м; в) $\rho = 600$ м; г) $\rho = 1200$ м; α_{11}, α_{12} – перша колісна пара; α_{21}, α_{22} – друга колісна пара; $\alpha_{11}, \alpha_{21} - \beta = 0$; $\alpha_{12}, \alpha_{22} - \beta = -0,02$ рад

Розрахунки, результати яких показані на рис. 7, дозволяють зробити такі висновки. Збільшення зазору колісних пар в колії δ з 0,015 до 0,045 м призводить до збільшення кутів набігання α від 1,7 (для $\rho = 200$ м) до 2,5 рази (для $\rho = 1200$ м). Характер залежності кутів набігання α від зазору δ схожий, незалежно від кутів перекосу колісних пар β . Різниця між кутами набігання першої і другої колісних пар зменшується від 0,010 рад для $\rho = 200$ м до 0,003 рад для $\rho = 1200$ м. Різниця між кутами набігання першої і другої колісних пар визначається лише радіусом кривої, не залежить від кутів перекосу колісних пар у візку і зазору колісних пар в рейковій колії.

Розглянемо залежність навантажень в гребневих контактах коліс із рейками від відхилення установки колісних пар у візку від номінального положення. На рис. 8 показано розрахункові залежності спрямовуючого гребневого зусилля $Y(\beta)$ від відхилення установки колісних пар у візку від номінального положення – кутів перекосу β швидкості руху і радіусу кривої ділянки колії.

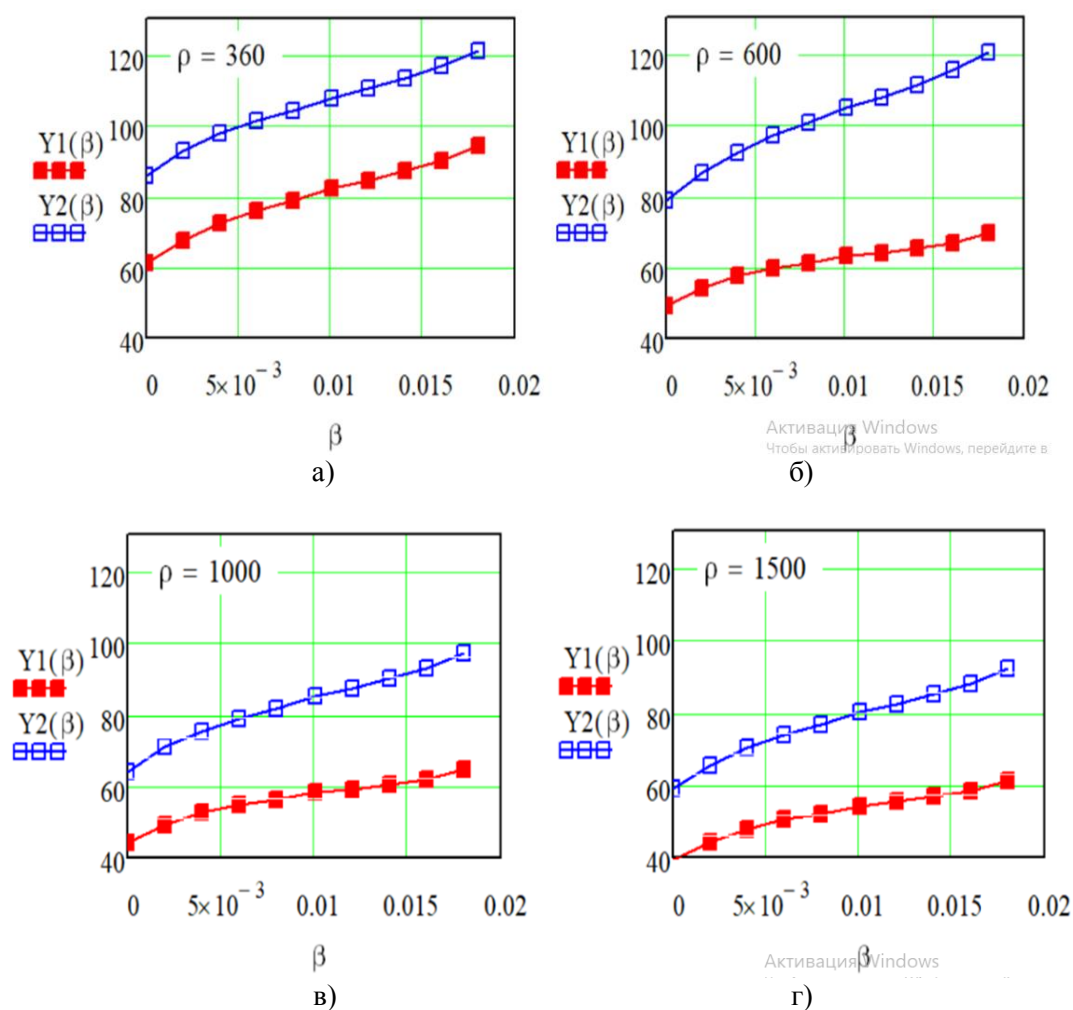


Рис. 8. Розрахункові залежності спрямовуючого гребневого зусилля $Y(\beta)$ (кН) від кутів перекосу колісних пар β (рад), швидкості руху і радіусу кривої: $Y1(\beta)$ – швидкість руху 20 м/с (72 км/год); $Y2(\beta)$ – 27 м/с (100 км/год); а) для радіусу кривої $\rho = 360$ м; б) $\rho = 600$ м; в) $\rho = 1000$ м; г) $\rho = 1500$ м

Аналіз даних розрахунків підтверджує припущення про суттєвий вплив відхилення установки колісних пар у візку від нормального положення. Як показано на рис.6, кут перекосу колісних пар може складати до 0,015 рад (0,85 град). При максимальних значеннях кутів перекосу бокові навантаження на рейки на 35–50% перевищують навантаження при нормальній установці на будь-яких швидкостях і в кривих будь-якого радіусу.

За результатами проведеного дослідження можна зробити такі **висновки**.

1. Аналіз статистичних даних про експлуатаційні перекоси колісних пар у візках в плані показав, що внаслідок забігання бокових рам у 80% вагонів ці кути можуть складати до 0,015 рад (0,85 град).

2. З'ясовано, що відхилення положення колісних пар у візках від номінального суттєво впливають на рівень бокових спрямовуючих зусиль в гребневих контактах коліс із рейками, що є причиною одностороннього зносу гребенів колісних пар.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сокол Э.Н. Силы прижатия гребня колеса к рельсу в прямых участках пути. *Залізничний транспорт України*, 2006. №4. С. 63–66.
2. Коссов В. С. Улучшение условий взаимодействия колес локомотивов с рельсами. *Железные дороги мира*. 2000, №4. С.36–38.
3. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона: учебн. для вузов ж.д. трансп. / Под ред.С.В. Вершинского. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Транспорт, 1991. 360 с.
4. Богданов В.М., Козубенко И.Д., Ромен Ю.С. Техническое состояние вагона и износ гребней колес. *Железнодорожный транспорт*, 1998. №8. С. 23–26.
5. Маслієв, В.Г. Розвиток теорії прогнозування зношення гребенів коліс рухомого складу залізниць. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Транспортне машинобудування, 2018. № 29 (1305). С. 69–74. URL.: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/39234>.
6. Анофрієв В.Г. Корнієнко В.В., Коробка Б.А., Кутіщенко О.В., Лашко А.А., Можейко Є.Р., Мокрій Т.Ф., Позняков В.Д., Савчук О.М., Ушкалов В.Ф. Дослідження та розробка комплексу системних технічних рішень вантажних вагонів нового покоління та впровадження їх у виробництво та експлуатацію (витяг). *Вагонний парк*, 2011. №12. С. 49–55.
7. Воронин С.В., Коростелев Е.Н. Анализ существующих способов уменьшения бокового износа рельсов в паре трения колесо-рельс в кривых участках пути. *Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті*, 2014. №3. С. 22–27. <http://surl.li/cvyja>.
8. Tkachenko V., Sapronova S., Kulbovskiy I., Fomin O. Research into resistance to the motion of railroad undercarriages related to directing the wheelsets by a rail track. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2017. Vol. 5(7(89)). P. 65–72. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109791>.
9. Сапронова С., Ткаченко В., Фомина А., Зуб Є. Моделирование рейковых экипажів і вплив їх конструктивних особливостей на кінематичний опір руху. *Транспортні системи і технології*, 2016. №29. С/ 163-175. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/79>.
10. Pieringer A., Baeza L., Kropp, W. Modelling of railway curve squeal including effects of wheel rotation. *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2015. P. 417-424. URL.: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-662-44832-8_50.
11. Dusza M. (2015). The wheel-rail contact friction influence on high speed vehicle model stability. *Transport Problems*, 2015. T.10(3). P. 74-86. URL.: <https://bibliotekanauki.pl/articles/375369>
12. Zeng J., Wei L., Wu P. Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel-rail forces. *Journal of Modern Transportation*, 2016. T.24(2). С. 114-123. URL.: <https://link.springer.com/article/10.1007/s40534-016-0107-5>
13. Zboński K. Dusza M. Extended study of rail vehicle lateral stability in a curved track. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 49(5). P. 789-810. URL.: <https://doi.org/10.1080/00423111003770447>
14. Ishida H., Miyamoto T., Maebashi E., Doi H., Iida K., Furukawa A. (2006) Safety Assessment for Flange Climb Derailment of Trains Running at Low Speeds on Sharp Curves. *Quarterly Report of Railway Technical Research Institute*. (2006). Vol. 47(2). P.65–71. URL.: <https://trid.trb.org/view/782755>
15. Shabana A. A. Nadal's formula and high speed rail derailments. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2012. T. 7(4). P.41-93. URL.: https://www.researchgate.net/publication/275377482_Nadal%27s_Formula_and_High_Speed_Rail_Derailments

REFERENCES

1. Sokol, E.N. (2006). Sily prizhatiya grebnya koleasa k rel'su v pryamykh uchastkakh puti [The forces of pressing the wheel flange to the rail in straight sections of the track]. *Zaliznychnyy transport Ukrayiny-Railway transport of Ukraine*, 4, 63–66 [in Russian].
2. Kossov, V.S. (2000). Uluchsheniye usloviy vzaimodeystviya koles lokomotivov s rel'sami [Uluchsheniye usloviy vzaimodeystviya koles lokomotivov s rel'sami]. *Zheleznyye dorogi mira - Railways of the world*, 4, 36–38 [in Russian].
3. Vershinsky, S.V., Danilov, V.N., & Khusidov, V.D. (1991). Dinamika vagona: uchebn. dlya vuzov zh.d. transp. / Pod red.S.V. Vershinskogo. 3-ye izd. pererab. i.dop [The dynamics of the car: textbook. for universities railway transp. / Under the editorship of S.V. Vershinsky. 3rd ed. revised and additional]. *M.: Transport* [in Russian].
4. Bogdanov, V.M., Kozubenko, I.D., & Romen, Yu.S. (1998). Tekhnicheskoye sostoyaniye vagona i iznos grebney koles [Tekhnicheskoye sostoyaniye vagona i iznos grebney koles]. *Zheleznodorozhnyy transport - Railway transport*, 8, 23–26. [in Russian].
5. Masliyev, V.H. (2018). Rozvytok teoriiy prohnouzuvannya znoshennya hrebeniv kolis rukhomoho skladu zaliznyts' [Development of the theory of forecasting the wear of the wheel ridges of railway rolling stock.]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KHPI». Seriya: Transportne mashynobuduvannya - Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Transport engineering*, 29 (1305), 69–74 [in Ukrainian]. URL.: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/39234>
6. Anofriyev, V.H. Korniyenko, V.V., Korobka, B.A., Kutishenko, O.V., Lashko, A.A., Mozheyko, Ye.R., Mokriy, T.F., Poznyakov, V.D., Savchuk, O.M., & Ushkalov, V.F. (2011). Doslidzhennya ta rozrobka kompleksu systemnykh tekhnichnykh rishen' vantazhnykh vahoniv novoho pokolinnya ta vprovadzhennya yikh u vyrobnytstvo ta ekspluatatsiyu (vytyah) [Research and development of a complex of system technical solutions of new generation freight cars and their introduction into production and operation (extraction)]. *Vahonnyy park - Wagon park*, 12, 49–55 [in Ukrainian].
7. Voronin, S.V., & Korostelev, Ye.N. (2014). Analiz sushchestvuyushchikh sposobov umen'sheniya bokovogo iznosa rel'sov v pare treniya koleso-rel's v krivykh uchastkakh puti [Analysis of existing ways to reduce the lateral wear of rails in a wheel-rail friction pair in curved track sections]. *Informatsiyno-keruyuchi sistemi na zaliznichnomu transporti - Information and key systems on rail transport*, 3, 22–27 [in Russian]. URL.: <http://surl.li/cvyja>.
8. Tkachenko, V., Sapronova, S., Kulbovskiy, I., & Fomin, O. (2017). Research into resistance to the motion of railroad undercarriages related to directing the wheelsets by a rail track. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5(7(89)), 65–72. URL.: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109791>.
9. Sapronova, S., Tkachenko, V., Fomina, A., & Zub, Ie. (2016). Modelyuvannya reykovykh ekipazhiv i vplyv yikh konstruktivnykh osoblyvostey na kinematychnyy opir rukhu [Modeling of rail carriages and the influence of their structural features on the kinematic resistance of movement.]. *Transportni systemy i tekhnolohiyi - Transport systems and technologies*, 29, 163-175. [in Ukrainian]. URL.: <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/79>.
10. Pieringer, A., Baeza, L., & Kropp, W. (2015). Modelling of railway curve squeal including effects of wheel rotation. *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems*. Springer, Berlin, Heidelberg, 417-424. URL.: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-662-44832-8_50.
11. Dusza, M. (2015). The wheel-rail contact friction influence on high speed vehicle model stability. *Transport Problems*, 10(3), 74-86. URL.: <https://bibliotekanauki.pl/articles/375369>
12. Zeng, J., Wei, L., & Wu, P. (2016). Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel-rail forces. *Journal of Modern Transportation*, 24(2), 114-123. URL.: <https://link.springer.com/article/10.1007/s40534-016-0107-5>.
13. Zboinski, K. & Dusza, M. (2011). Extended study of rail vehicle lateral stability in a curved track. *Vehicle System Dynamics*, 49(5), 789-810. URL.: <https://doi.org/10.1080/00423111003770447>.
14. Ishida, H., Miyamoto, T., Maebashi, E., Doi, H., Iida, K., & Furukawa, A. (2006) Safety Assessment for Flange Climb Derailment of Trains Running at Low Speeds on Sharp Curves. *Quarterly Report of Railway Technical Research Institute*, 47(2), 65–71. URL.: <https://trid.trb.org/view/782755>.
15. Shabana, A. A. (2012). Nadal's formula and high speed rail derailments. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 7(4), 41-93. URL.: https://www.researchgate.net/publication/275377482_nadal%27s_formula_and_high_speed_rail_derailments

Zub Ievgen¹, Sapronova Svitlana²

¹Graduate student, department of cars and carriage facilities, State University of Infrastructure and Technologies, 9, Kyrylivska str., Kyiv, 04071, Ukraine

² Professor, department of cars and carriage facilities, State University of Infrastructure and Technologies, 9, Kyrylivska str., Kyiv, 04071, Ukraine

NFLUENCE OF DEVIATIONS IN THE POSITION OF WHEEL PAIRS IN A FREIGHT-CAR ON THE GUIDING FORCES

The article puts forward a hypothesis according to which the violation of the nominal setting of wheel pairs in railway rolling stock carts is the main reason for the increase in guiding forces in the wheel flange contacts of the wheels of freight cars with the rails. Increased loads in wheel flange contacts are the cause of a number of other negative phenomena: increased intensity of wear (undercutting) of wheel flange, increased wear of the side surfaces of rail heads, decrease in the coefficient of stability of wagons from derailment, etc. To test this hypothesis, a study was conducted to obtain dependencies, first of all, these are the characteristics of the influence of geometric deviations of the position of the wheel pairs in the cart on the level of guiding forces in the contacts of the wheels with the rails and the wear of the wheel flanges. The relevance of this study is confirmed by data on the catastrophic wear of rails and solid-rolled wheels of wagons.

An analysis of statistical data oblique setting of wheel pairs in carts in plan due to running-in of side frames was made, which shows that in 80% of wagons these angles can be up to 0,015 rad (0,85 degrees). The formula for the critical derailment ratio of the frame force to the vertical load on the wheel has been clarified, in contrast to Nadal's formula, which additionally takes into account the deflection forces in the contact of the overlapping wheel.

Keywords: wheel pair, flange contact, guiding forces, deviation of the positions, cart, guiding.