

С. В. Михайлов¹
С. О. Семенов¹
Я. Діжо²
М. Блатніцкі²

МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ З КОЛЕСАМИ, ЩО НЕЗАЛЕЖНО ОБЕРТАЮТЬСЯ

¹Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля

²Жилінський університет в Жиліні, Жиліна

Одним із перспективних шляхів для досягнення високої швидкості та плавності ходу рейкових екіпажів при стійкому русі в прямих ділянках колії та покращення характеристик вписування екіпажів у криві є використання в їх ходових частинах коліс, що незалежно обертаються. Такі ходові частини набувають вже достатньо широкого розповсюдження, наприклад, в екіпажах міського рейкового транспорту. Але колеса, що незалежно обертаються, можуть обертатися в колісній парі навколо спільної осі з різними кутковими швидкостями. З цього випливає, що при їх русі не виникають поздовжні сили крипа, які формують момент, що управляє, і центрують колісну пару в рейковій колії. Це може призвести до підвищення кутів набігання коліс на рейки, збільшення бічних сил та пришвидшення зношування коліс і рейок. А це підвищує схильність екіпажів з колесами, що незалежно обертаються, до сходу з рейки по вкочуванню гребеня на головку рейки.

Накопичений світовий досвід експлуатації подібних транспортних засобів підтверджує це. Для подолання зазначених недоліків коліс, що незалежно обертаються, запропоновано низку різноманітних технічних рішень. Деякі з них стосуються забезпечення заданої пружно-дисипативної характеристики торсійного зчленування коліс у колісній парі. Перспективним є напрям вдосконалення характеристик зв'язків колісних пар із візком і візків із кузовом екіпажу, використання мехатронних систем контролю положення колісних пар у горизонтальній площині для їх радіальної установки у криволінійних ділянках колії. У цій роботі приділена увага питанням використання в конструкції незалежно обертових коліс перспективної конструктивної схеми, що допускає незалежне обертання опорної поверхні колеса та його напрямної поверхні (гребеня), зокрема і з позицій безпеки руху по вкочуванню гребеня на головку рейки. Досліджено вплив перспективної конструктивної схеми колеса порівняно з традиційною конструктивною схемою колеса на безпеку руху по сході з рейки.

Проаналізовано особливості розподілу сил тертя в гребеневому контакті під час руху по рейкам коліс обох конструктивних схем. Для колеса традиційної конструктивної схеми модуль та напрямок вектора сили тертя в гребеневому контакті однозначно визначаються геометричними характеристиками контактування колеса і рейки та кутковою швидкістю обертання колеса. Водночас при русі колеса перспективної конструктивної схеми напрям і модуль вектора сили тертя гребеня по рейці залежать ще й від співвідношення куткових швидкостей обертання опорної поверхні колеса і його напрямної поверхні (гребеня) навколо загальної осі. Отримані результати дають змогу зробити висновок про доцільність використання перспективної конструктивної схеми в колесах, що незалежно обертаються, для підвищення безпеки руху рейкових транспортних засобів.

Ключові слова: колесо, конструктивна схема, гребінь, рейка, взаємодія, тертя, безпека руху, вкочування гребеня на рейку, схід колеса з рейки.

Вступ

Огляд та аналіз відомих наукових праць та технічної літератури в галузі рейкового транспорту показує, що в останні десятиліття вченими та інженерами було докладено значних зусиль для покращення динамічних характеристик рейкових транспортних засобів. Сюди належить забезпечення високої швидкості та плавності ходу при стійкому русі в прямих ділянках колії, покращення характеристик вписування екіпажів у криві, зниження зносу та збільшення терміну служби коліс і рейок. Одним із перспективних шляхів для досягнення цих цілей є використання в ходових частинах рейкових екіпажів коліс, що незалежно обертаються (КНО), замість традиційних колісних пар [1–6]. Такі ходові частини найчастіше використовуються, наприклад, на міському рейковому транспорті з низьким рівнем підлоги і стають дедалі популярнішими.

Використання КНО передбачає повне чи часткове роз'єднання коліс у колісній парі по координаті їх обертання навколо загальної осі. Це дозволяє зменшити або повністю усунути поздовжнє прослизання коліс по рейках і, відповідно, знизити опір руху рейкових екіпажів, особливо в кривих ділянках колії. Результати досліджень показують, що використання КНО порівняно з рейковими

екіпажами зі звичайними колісними парами демонструє перспективні результати також і в таких напрямках [1]:

- зменшення рискання на високій швидкості,
- зниження зносу контактуючих поверхонь рейки та колеса,
- поліпшення характеристик вписування в криві ділянки колії завдяки практично повному усуненню поздовжніх складових сил крипа.

З іншого боку, колеса, що незалежно обертаються, можуть обертатися з різними кутовими швидкостями. З цього випливає, що при їх русі не виникають поздовжні сили крипа, які формують момент, що управляє, і центрують колісну пару в рейковій колії. Це може призвести до підвищення кутів набігання коліс на рейки, збільшення бічних сил та пришвидшення зношування коліс та рейок. А це підвищує схильність екіпажів з КНО до сходу з рейки по вкочуванню гребеня на головку рейки. Очевидно, що ці моменти потребують додаткової уваги дослідників.

Результати дослідження

Для подолання зазначених недоліків КНО запропоновано низку різноманітних технічних рішень. Деякі з них стосуються забезпечення заданої пружно-дисипативної характеристики торсійного зчленування коліс у колісній парі. Найпростішими з таких рішень є використання пружних коліс [5]. Пружні (підгумовані) колеса активно використовуються, наприклад, на міському рейковому транспорті при порівняно невеликих швидкостях руху та осьових навантаженнях. На магістральному рейковому транспорті після низки серйозних інцидентів використання таких конструктивних схем коліс обмежене.

Більш складні варіанти пропонують використання спеціальних пристроїв зниження або регулювання торсійної жорсткості осі колісної пари. На прямих ділянках колії такі пристрої зчіплюють колеса і повністю усувають їхнє незалежне обертання. У кривих ділянках зв'язок коліс вимикається або працює в режимі обмеженого ковзання. Прикладом такого підходу може бути використання диференціального пристрою з обмеженим ковзанням [7].

Дослідження, що проводяться в останні десятиліття, довели, що концепція використання КНО практично здійсненна при вдосконаленні характеристик зв'язків колісних пар із візком і візків із кузовом екіпажу. Одним із способів забезпечення оптимальної взаємодії коліс рейкових транспортних засобів (і КНО також) та рейок із мінімальними бічними силами та низьким зносом є використання мехатронних систем контролю положення колісних пар у горизонтальній площині для їх радіальної установки у криволінійних ділянках колії [8–11]. У візках рейкових транспортних засобів із радіальною установкою осей колісних пар кути набігання коліс на рейки під час руху кривими близькі до нуля. Саме так забезпечується мінімізація силової взаємодії коліс із рейками та опору руху. Відомі конструкції таких візків можна розділити на: візки з колісними парами, що самоцентруються; візки з напівпримусовою установкою колісних пар; візки з примусовим встановленням колісних пар.

Візки з самоустановкою колісних пар у кривих показали малу ефективність через збільшення зносу рейок та підвищеного опору руху під час проведення експериментів на прямих ділянках колії. Деякі кращі показники зниження інтенсивності зносу гребенів коліс у кривих були у візків із напівпримусовою орієнтацією осей колісних пар (пасивний механізм радіальної установки). Однак досвід використання пасивних механізмів радіальної установки колісних пар для зниження зносу гребенів коліс у кривих на залізницях Європи був не дуже успішним [12].

Досягнення максимального ефекту зниження інтенсивності зносу гребенів коліс і опору руху в кривих можливе при використанні візків з автоматично керованими механізмами радіальної установки колісних пар, заснованими на застосуванні мехатронних систем. Потенційні переваги, які можна отримати при впровадженні подібних систем, роблять доцільними подальші роботи щодо їх розробки та дослідження [9, 10].

Результати низки досліджень [13–16] показали підвищену схильність рейкових екіпажів з КНО до сходу з рейки по вкочуванню гребеня. Відсутність поздовжніх сил крипу під час руху КНО по рейках означає, що сили тертя в контакт колесо-рейка діють повністю у бічному напрямку. Внаслідок цього збільшується ризик вкочування гребеня на головку рейки при найкоротшій відстані підйому гребеня [13, 16]. У [14] показано, що при збільшенні поздовжніх сил в контактах колеса з рейкою граничне значення відношення бічних і вертикальних сил Y/Q , яке необхідне для сходу з рейок, також збільшується. Отже, відомий критерій Надаля, що характеризує умови вкочування гребеня на головку рейки, може бути пом'якшений залежно від рівня поздовжніх сил у контактах колеса з рейкою. Наявність поздовжніх сил крипу сприяє перерозподілу складових тертя в контактах, що зменшує ефективний коефіцієнт тертя при підйомі гребеня по рейці та збільшує величину співвідношення Y/Q ,

необхідного для вкочування гребеня [17].

Дослідження щодо вдосконалення експлуатаційних характеристик рейкових екіпажів з КНО за вказаними вище напрямками демонструють більш-менш обнадійливі результати. І вони, безумовно, мають бути продовжені.

У цій роботі нам хотілося б приділити увагу питанням використання в конструкції незалежно обертових коліс перспективної конструктивної схеми (ПКС), що допускає незалежне обертання опорної поверхні колеса та його напрямної поверхні (гребеня), зокрема і з позицій безпеки руху. Тобто метою роботи є дослідження можливостей підвищення безпеки руху рейкових екіпажів із колесами, що незалежно обертаються, шляхом зміни конструктивної схеми коліс.

Для оцінки запасу стійкості від сходу з рейки при вкочуванні гребеня колеса ПКС порівняно з колесом ТКС розглянемо розрахункові схеми на рис. 1. На цих схемах представлені зовнішні сили та реакції, що діють у гребневому контакті колеса з рейкою у момент початку виходу колеса на цей контакт. Модуль та напрямок загальної реакції R з боку рейки на колесо визначаються величиною прикладених у гребневому контакті вертикальних P_z та горизонтальних Y_G сил та їх співвідношенням.

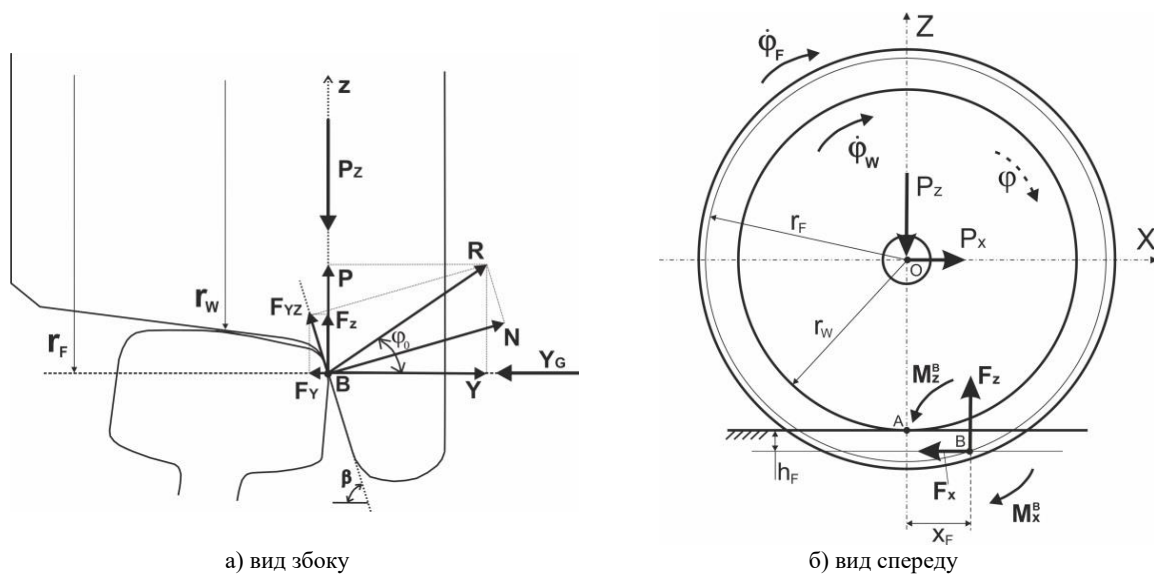


Рис. 1. Розрахункові схеми зовнішніх сил та реакцій, що діють в контакті колеса з рейкою при вкочуванні гребеня

Залежності, що визначають величини реакцій, які діють у гребневому контакті, можуть бути записані так:

$$R = \sqrt{P^2 + Y^2}; \quad (1)$$

$$N = R \cdot \sin(\pi - \beta - \phi_0); \quad (2)$$

$$\phi_0 = \arctg(P / Y). \quad (3)$$

Можливість незалежного обертання опорної поверхні катання колеса та його напрямної поверхні (гребеня) у напрямку координати ϕ (навколо їх загальної осі обертання) в колесі ПКС додає механічній системі, що розглядається, ще один ступінь свободи та визначає необхідність перевірки умов безпеки по вкочуванню гребеня на головку рейки за двома координатами (z та ϕ) одночасно. Приведемо моменти сил, що діють на опорну поверхню колеса та його напрямну поверхню (гребінь), до точки гребневого контакту B і складемо рівняння рівноваги сил та моментів для координат z та ϕ (див. розрахункову схему на рис. 1б) у вигляді

$$\sum F_i^Z = 0, \quad \sum M_i^B = 0, \quad (4)$$

де $\sum F_i^Z$ – сума сил, що діють на колесо вздовж осі OZ ; $\sum M_i^B$ – сума моментів прикладених сил

щодо точки гребеневого контакту B .

$$\sum F_i^Z = Y_Z + F_Z - P_Z = 0, \quad (5)$$

де Y_Z – вертикальна складова реакції від напрямної сили Y_G ; F_Z – вертикальна складова сили тертя у гребеновому контакті; P_Z – сумарна сила тяжкості самого колеса і частини надресорної будови екіпажу, що припадає на нього.

Початок процесу сходження колеса з рейки визначається відривом опорної поверхні кочення колеса (точка A) від рейки, переходом миттєвого центру повороту колеса в точку B гребеневого контакту і ковзанням цієї точки вгору вздовж осі OZ під впливом вертикальної складової реакції від напрямної сили Y_Z при досягненні наступного співвідношення цій точці сил

$$Y_Z > P_Z - F_Z, \quad (6)$$

тут

$$Y_Z = Y_G / \operatorname{tg} \beta. \quad (7)$$

Значення сил P_Z та Y_G приймаємо заданими і можемо їх варіювати. Необхідно визначити значення F_Z . Раніше для виявлення потенційних переваг колеса перспективної конструктивної схеми (ПКС) у роботах [20, 21] були проаналізовані особливості руху по коліях обох конструктивних схем при двоточковому контактуванні. Встановлено, що для колеса ТКС модуль та напрямок вектора сили тертя в гребеновому контакті однозначно визначаються геометричними характеристиками контактування колеса та рейки і кутовою швидкістю обертання колеса. При русі колеса ПКС напрям і модуль вектора сили тертя гребеня по рейці залежать ще й від співвідношення кутових швидкостей обертання опорної поверхні колеса і його напрямної поверхні (гребеня) навколо загальної осі. При визначенні напрямків і модулів складових вектора сили тертя в гребеновому контакті були отримані аналітично такі вирази:

$$F_X^i = \mu \cdot N \cdot \cos \delta^i \cdot \cos \chi^i, \quad (8)$$

$$F_Y^i = \mu \cdot N \cdot \sin \delta^i, \quad (9)$$

$$F_Z^i = \mu \cdot N \cdot \cos \delta^i \cdot \sin \chi^i. \quad (10)$$

Індекс «і» в (8) ... (10) показує належність величини тій чи іншій конструктивній схемі колеса (домовимося, що значення відповідних величин для колеса ПКС позначатимемо за допомогою знака «*»).

У формулах (8) – (10):

$$\delta = \operatorname{arctg} \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta} \right), \quad \chi = \operatorname{arctg} \left(\frac{(r_W + h_F) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta}{h_F} \right), \quad (11)$$

$$\delta^* = \operatorname{arctg} \left(\frac{\sin \chi^*}{\operatorname{tg} \beta} \right), \quad \chi^* = \operatorname{arcsin} \left(\frac{(r_W + h_F) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{((K_w - 1) \cdot r_W - h_F)^2 + ((r_W + h_F) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta)^2}} \right), \quad (12)$$

де $K_w = \dot{\phi}_W / \dot{\phi}_F$; ψ – кут набігання колеса на рейку; β – кут нахилу твірної гребеня колеса до горизонталі.

Величина вертикальної складової сили тертя у гребеновому контакті:

- для колеса ТКС

$$F_Z = \mu \cdot N \cdot \cos \delta \cdot \sin \chi = \mu \cdot \sqrt{P_Z^2 + Y_G^2} \cdot \sin(\beta + \operatorname{arctg}(P_Z / Y_G)) \cdot \cos \delta \cdot \sin \chi, \quad (13)$$

- для колеса ПКС

$$F_Z^* = \mu \cdot N \cdot \cos \delta^* \cdot \sin \chi^* = \mu \cdot \sqrt{P_Z^2 + Y_G^2} \cdot \sin(\beta + \operatorname{arctg}(P_Z / Y_G)) \cdot \cos \delta^* \cdot \sin \chi^*. \quad (14)$$

Тоді умова (6) може бути записана у вигляді

$$Y_G / \operatorname{tg} \beta > P_Z^i - \mu \cdot \sqrt{P_Z^2 + Y_G^2} \cdot \sin(\beta + \operatorname{arctg}(P_Z / Y_G)) \cdot \cos \delta^i \cdot \sin \chi^i. \quad (15)$$

Охарактеризуємо запас стійкості колеса на рейці від вкочування гребеня коефіцієнтом K_S^i

$$K_S^i = (D - \mu \cdot \sqrt{D^2 + 1} \cdot \sin(\beta + \operatorname{arctg}(D))) \cdot \cos \delta^i \cdot \sin \chi^i \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (16)$$

де $D = P_Z / Y_G$.

Процес вкочування гребеня колеса на рейку може починатися при значеннях $K_S^i < 1$.

Результати розрахунку значень коефіцієнта K_S^i для коліс обох конструктивних схем залежно від величини напрямної сили Y_G у гребеневому контакті при $P_Z = 125$ кН, $\psi = 0,015$ та $K_W = 1,021$ наведено на рис. 2.

Аналіз представлених на рис. 2 графіків показує, що величина коефіцієнта K_S , що характеризує запас стійкості коліс від сходу з рейки при вкочуванні гребеня на початковому етапі цього процесу, залежно від величини спрямовуючого зусилля Y_G , практично однакова для коліс обох конструктивних схем. Деякі відмінності у величинах K_S визначаються впливом конструктивної схеми колеса на розподіл складових повної сили тертя у гребеневому контакті, а саме на величину вертикальної складової цієї сили.

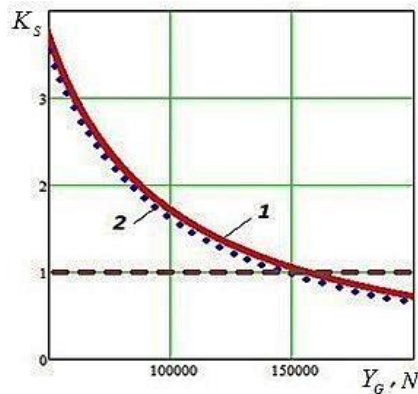


Рис. 2. Графіки залежностей $K_S = f(Y_G)$: 1 – коесо ТКС, 2 – коесо ПКС

Розглянутий коефіцієнт K_S у цьому випадку характеризує лише можливість виникнення процесу вкочування гребеня колеса на рейку. Більш інформативним буде визначення запасу стійкості коліс обох конструктивних схем від вкочування на рейку при заданих умовах навантаження.

Запас стійкості від сходу з рейки при вкочуванні гребенів коліс на головки рейок є однією з найважливіших характеристик безпеки руху будь-якого рейкового екіпажу [13, 16, 19]. Зазвичай цей запас стійкості для рейкових екіпажів прийнято оцінювати за допомогою критерію Надаля K_N [22]. Відповідно до цього критерію для того, щоб гребінь ковзав униз по голівці рейки, необхідне дотримання умови

$$K_N = K_{Nad} \cdot \frac{V}{G} \geq [K_N], \quad (17)$$

де $[K_N]$ – допустиме значення запасу стійкості; K_{Nad} – нормувальний коефіцієнт Надаля, що відображає граничне значення відношення $\left(\frac{G}{V}\right)$:

$$K_{Nad} = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (18)$$

де G – горизонтальна сила тиску колеса, що набігає, на рейку; V – вертикальна сила тиску набігаючого колеса на рейку; β – кут із горизонталлю дотичної в точці контакту; μ – коефіцієнт тертя гребеня по

головці рейки.

З огляду на простоту цього критерію він традиційно широко використовується на практиці в різних модифікаціях, оскільки добре підходить для порівняння показників безпеки різних конструкцій рейкових екіпажів.

Але слід зазначити, що критерій Надаля є «точковим», тобто дійсним в даний момент часу, та враховує (крім співвідношення вертикальних та горизонтальних навантажень у контакті колеса з рейкою) лише два параметри: коефіцієнт тертя ковзання між колесом та рейкою μ і кут нахилу утворюючої гребеня колеса до горизонталі β .

Критерій Надаля не враховує впливу такого важливого фактора, як кут набігання колеса на рейку ψ . Проте основна кількість сходів коліс при вкочуванні гребеня на рейку зафіксована саме при значних величинах кута ψ . Крім того, у нашому випадку необхідно також враховувати, що у разі зміни традиційної конструктивної схеми колеса рейкового екіпажу в конструкції виникає додатковий ступінь свободи. Це дозволяє здійснювати незалежне обертання опорної поверхні та напрямної поверхні (гребеня) колеса навколо їхньої загальної осі обертання. При цьому відбувається зміна напрямку дії та величин складових сил тертя у гребеневому контакті. Тобто для використання традиційного критерію стійкості в нашому випадку його необхідно дещо модернізувати. Зокрема, брати до уваги відмінність величин складової сили тертя F_{YZ} , яка діє у площині YOZ (див. рис. 1а), для різних варіантів конструктивного виконання коліс.

Величину складової сили тертя F_{YZ} можна визначити відповідно до (9) і (10) з виразу

$$F_{YZ}^i = \sqrt{(F_Y^i)^2 + (F_Z^i)^2} = \sqrt{(\mu \cdot N \cdot \sin \delta^i)^2 + (\mu \cdot N \cdot \cos \delta^i \cdot \sin \chi^i)^2} = \mu \cdot N \cdot \sqrt{(\sin \delta^i)^2 + (\cos \delta^i \cdot \sin \chi^i)^2}. \quad (19)$$

Звідки вираз визначення відповідної складової μ_{YZ}^i коефіцієнта тертя може бути записано так:

$$\mu_{YZ}^i = \mu \cdot \sqrt{(\sin \delta^i)^2 + (\cos \delta^i \cdot \sin \chi^i)^2}. \quad (20)$$

З урахуванням відмінностей значень кутів δ^i та χ^i для різних варіантів конструктивного виконання коліс відповідні вирази критерію Надаля для порівняльних розрахунків можна записати в такому вигляді:

- для колеса ТКС

$$K_N = \frac{tg\beta - \mu \cdot \sqrt{(\sin \delta)^2 + (\cos \delta \cdot \sin \chi)^2}}{1 + \mu \cdot \sqrt{(\sin \delta)^2 + (\cos \delta \cdot \sin \chi)^2} \cdot tg\beta} \cdot \left(\frac{V}{G}\right) \geq [K_N], \quad (21)$$

- для колеса ПКС

$$K_N^* = \frac{tg\beta - \mu \cdot \sqrt{(\sin \delta^*)^2 + (\cos \delta^* \cdot \sin \chi^*)^2}}{1 + \mu \cdot \sqrt{(\sin \delta^*)^2 + (\cos \delta^* \cdot \sin \chi^*)^2} \cdot tg\beta} \cdot \left(\frac{V}{G}\right) \geq [K_N]. \quad (22)$$

Щоб оцінити вплив конструктивної схеми колеса на стійкість від сходу з рейки при вкочуванні гребеня, розрахуємо відношення $\Delta K_N = K_N^* / K_N$ при однакових значеннях відношення V/G . Графік залежності цього показника $\Delta K_N = f(\psi, K_W)$ подано на рис. 3.

Аналіз цього графіка показує, що в деякому діапазоні робочих параметрів значення критерію Надаля для колеса ПКС отримані меншими, ніж відповідні значення цього критерію для колеса ТКС. Це пояснюється впливом конструктивної схеми колеса на розподіл по осях координат складових сил тертя в гребеневому контакті.

Умови рівноваги колеса ПКС на рейці у напрямку координати ϕ виглядають так:

$$\sum M_i^B = M_X^B + M_Z^B = 0, \quad (23)$$

де M_X^B і M_Z^B – сумарні моменти відповідно до поздовжніх та вертикальних сил щодо центру гребеневого контакту.

Із розрахункової схеми на рис. 1б випливає, що

$$M_X^B = P_X \cdot (r_W + h_F). \quad (24)$$

M_X^B є моментом від поздовжньої сили P_X , яка прикладена в центрі обертання колеса O . Причому $P_X = F_X$, де $F_X = \mu_X \cdot N$ – поздовжня складова сили тертя в гребеневому контакті.

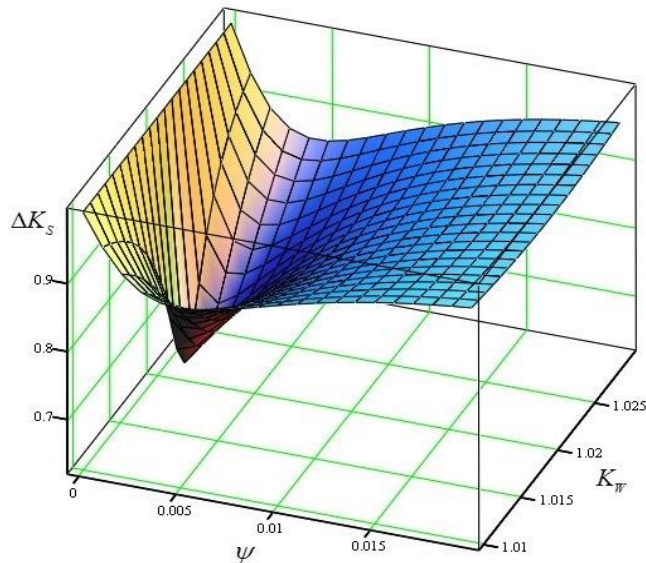


Рис. 3. Графік залежності $\Delta K_N = f(\psi, K_W)$

Величина моменту M_Z^B визначається сумою ваги самого колеса та вертикального навантаження на колесо від надресорної будови P_Z , а також величиною x_F «забігу» точки гребеневого контакту

$$M_Z = P_Z \cdot x_F. \tag{25}$$

Очевидно, що величина M_Z при однаковій вазі коліс ТКС і ПКС не залежить від їхніх конструктивних особливостей.

Обертання направляючої поверхні (гребеня) щодо опорної поверхні колеса ПКС у напрямку зворотному напрямку кочення колеса, можливе за виконання умови $M_Z > M_X$.

На рис. 4, 5 наведено приклад результатів розрахунку величин відповідних моментів, виконаних для обох варіантів конструктивного виконання коліс при таких вихідних даних:

$$P_Z = 125 \text{ кН}; Y_G = 50 \text{ кН}; K_W = 1,021; \mu^r = 0,25; r_W = 0,475 \text{ м}; h_F = 0,01 \text{ м}.$$

Аналіз графіків на рис. 4 показує, що для колеса ПКС при заданих початкових значеннях величина моменту M_Z вже при невеликих кутах набігання ($\psi > 0,0017$ рад. або близько 0,1 град.) буде перевищувати величину M_X . За цих умов вкочування колеса на головку рейки з відривом поверхні катання колеса від поверхні кочення головки рейки практично неможливе, оскільки його гребінь під дією прикладеної системи сил у цих умовах прагне повернутися в напрямку, протилежному до напрямку кочення колеса.

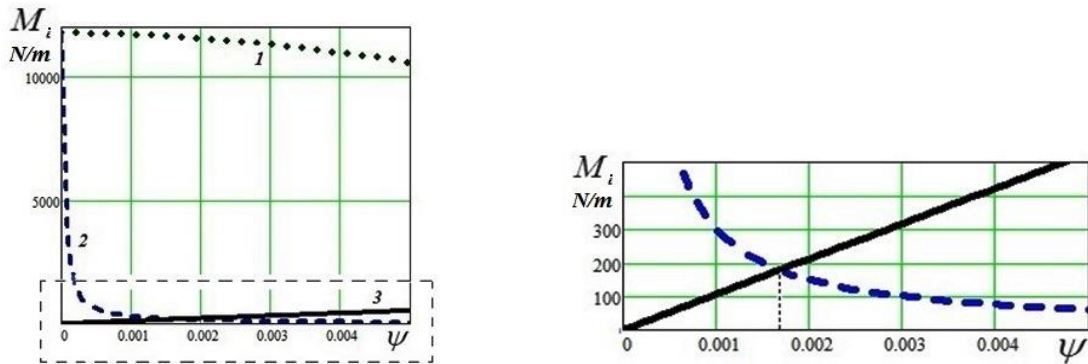


Рис. 4. Графіки залежностей $M_i = f(\psi)$: 1 – $M_{X1} = f(\psi)$ (колесо ТКС); 2 – $M_{X2} = f(\psi)$ (колесо ПКС); 3 – $M_Z = f(\psi)$

Графіки залежностей $M_i = f(\psi, K_W)$, розрахованих для тих самих вихідних даних, представлені на рис. 5.

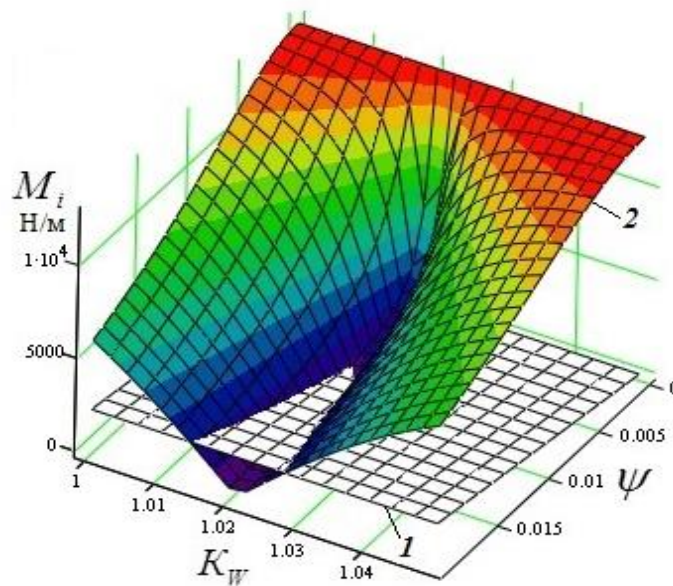


Рис. 6. Графіки залежностей $M_i = f(\psi, K_W)$: 1 – $M_z = f(\psi, K_W)$; 2 – $M_x = f(\psi, K_W)$

Аналіз графіків на рис. 5 показує, що зазначена особливість руху елементів колеса ПКС при вкочуванні гребеня на головку рейки характерна для деякого діапазону значень K_W , відповідних заданим геометричним параметрам колеса.

Висновки

Аналіз результатів проведених теоретичних досліджень з оцінки безпеки руху по сходу колеса з рейки при вкочуванні гребеня дозволив встановити, що умови реалізації початку цього процесу практично ідентичні як для коліс ТКС, так і для коліс ПКС.

Для коліс обох конструктивних схем проведено розрахунки коефіцієнта запасу стійкості по сходу з рейки за модифікованим критерієм Надаля, який враховує вплив кута набігання колеса на рейку та особливості конструктивної схеми колеса. Результати розрахунків показують, що в деякому діапазоні робочих параметрів руху колеса значення модифікованого критерію Надаля для колеса ПКС отримані меншими ніж відповідні значення цього критерію для колеса ТКС. Це пояснюється впливом конструктивної схеми колеса на розподіл по осях координат складових сили тертя в гребневому контакті. Однак це не є критичним для використання коліс ПКС. Зокрема, розрахунками встановлено, що вкочування колеса ПКС (з параметрами і режимами навантаження, що розглядалися) на рейку з відривом поверхні катання колеса від поверхні кочення головки рейки при кутах набігання колеса на рейку більше $0,0017 \text{ rad}$ практично неможливе. Під дією прикладеної системи сил гребнів колеса ПКС в цих умовах прагне повернутися в напрямку, протилежному до напрямку кочення колеса.

Отже, доцільним є використання перспективної конструктивної схеми коліс у ходових частинах рейкових екіпажів для коліс, що незалежно обертаються, для підвищення безпеки їх руху. Безумовно, використання коліс перспективної конструктивної схеми в рейкових екіпажах з КНО у жодному разі не може обмежувати можливості застосування різних мехатронних систем управління для направлення коліс у горизонтальній площині з метою поліпшення динаміки екіпажів, зниження зносу коліс та рейок і підвищення безпеки руху.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Dukkipati R. V., Swamy S. N., Osman M. O. Independently rotating wheel systems for railway vehicles – A state-of-the-art review. *Vehicle system dynamics*. 1992. Volume 21:5. P. 297–330. URL: <https://doi.org/10.1080/00423119208969013>
- [2] Liang B., Iwnicki S. D. An experimental study of independently rotating wheels for railway vehicles. *IEEE Proc. Int. Conf. Mechatronics and Automation*, 2007, 2282–2286. URL: <https://doi.org/10.1109/ICMA.2007.4303908>.
- [3]. Zaazaa K. E., Whitten B. Effect of independently rotating wheels on the dynamic performance of railroad vehicles. *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. 2007. No 16. P. 467–477. URL: <https://doi.org/10.1115/IMECE2007-43645>
- [4] Controlling a Rail Vehicle with Independently-Rotating Wheels / Farhat Nabilah at al. *Advances in Dynamics of Vehicles on*

- Roads and Tracks, 2020. P. 31–39. ISBN (Print) 9783030380762, https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9_4
- [5] Bracciali Andrea. Railway Wheelsets: History, Research and Developments. *International Journal of Railway Technology*. 2016. No 5:1. P. 23–52. URL: <https://doi.org/10.4203/ijrt.5.1.2>
- [6] Goodall Roger, Li Hong. Solid Axle and Independently-Rotating Railway Wheelsets – A Control Engineering Assessment of Stability. *Vehicle System Dynamics*. 2000. No 33:1. P. 57–67. URL: [https://doi.org/10.1076/0042-3114\(200001\)33:1:1-5:FT057](https://doi.org/10.1076/0042-3114(200001)33:1:1-5:FT057)
- [7] Bracciali Andrea, Megna Gianluca. Contact mechanics issues of a vehicle equipped with partially independently rotating wheelsets. *Wear*. 2016. P. 366–367, 233–240. URL: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.03.037>
- [8] Combined active steering and traction for mechatronic bogie vehicles with independently rotating wheels / Perez J., Busturia Jesus M., Mei T. X., Vinolas J. *Annual Reviews in Control*. 2004. No 28. P. 207–217. URL: <https://doi.org/10.1016/j.arcontrol.2004.02.004>
- [9] Study of rail vehicles movement characteristics improvement in curves using fuzzy logic mechatronic systems / M. Kapitsa at al. *Energy-Optimal Technologies, Logistic and Safety on Transport (EOT-2019): 2nd International Scientific and Practical Conference*. MATEC Web of Conferences, 2019, 294, 03019. URL: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201929403019>
- [10] Mechatronic System of Control Position of Wheel Pairs by Railway Vehicles in the Rail Track / E. Mikhailov at al. *AIP Conference Proceedings*, 2019, 2198, 020009, URL: <https://doi.org/10.1063/1.5140870>
- [11] Active suspension in railway vehicles: a literature survey / Bin Fu at al. *Railway Engineering Science*. 2020. No 28. P. 3–35. URL: <https://doi.org/10.1007/s40534-020-00207-w>
- [12] Upadhyay R. Reduced wear wheels and railshyay. *International Railway Journal*. 2000. No 7. P. 33–34.
- [13] Wilson Nicholas, Shu Xinggao, Kramp Ken. Effects of Independently Rolling Wheels on Flange Climb Derailment. *ASME 2004 International Mechanical Engineering Congress and Exposition: IMECE2004-60293*, 2008. P. 21–27. URL: <https://doi.org/10.1115/IMECE2004-60293>
- [14] Opala Michał. Study of the derailment safety index Y/Q of the low-floor tram bogies with different types of guidance of independently rotating wheels. *Archives of Transport*. 2016. No 38:2. P. 39–47. URL: <https://doi.org/10.5604/08669546.1218792>
- [15] Shen G., Zhou J., Ren L. Enhancing the resistance to derailment and side-wear for a tramway vehicle with independently rotating wheels. *Vehicle System Dynamics*. 2006. No 44:1. P. 641–651. URL: <https://doi.org/10.1080/00423110600882738>
- [16] Wu H., Wilson N. Railway vehicle derailment and prevention. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics* / S. Inwicki (ed.). Taylor & Francis, UK, 2006. P. 209–238. ISBN 1420004891, 9781420004892.
- [17] Study on the derailment behaviour of a railway wheelset with solid axles in a railway turnout / Jingmang Xu at al. *Vehicle System Dynamics*. 2020. No 58:1. P. 123–143. URL: <https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1566558>
- [18] On The Issue Of Wheel Flange Sliding Along The Rail / E. Mikhailov, S. Semenov, S. Sapronova, V. Tkachenko. *Proceedings of the International Conference TRANSBALTICA*, May 2–3, 2019, Vilnius, Lithuania / K. Gopalakrishnan, O. Prentkovskis, I. Jackiva, R. Junevičius (eds). 2019. P. 377–385. ISBN (Print) 978-3-030-38665-8. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_40
- [19] Dukkipati Rao. *Vehicle Dynamics*. Narosa Publishing House. 2000. 591 p. ISBN (Print) 0-8493-0976-X.
- [20] Reduction of Kinematic Resistance To Movement Of the Railway Vehicles / E. Mikhailov, S. Semenov, V. Tkachenko, S. Sapronova. *MATEC Web of Conferences*, 2018, 235, 00033. URL: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823500033>
- [21] Research of possibilities of reducing the driving resistance of a railway vehicle by means of the wheel construction improvement / E. Mikhailov, S. Semenov, J. Dižo, K. Kravchenko. *TRANSCOM 2019: Proceedings of the 13th International Scientific Conference on Sustainable, Modern and Safe Transport*. Slovak Republic, 2019, May 29–31, Vol. 40. P. 831–838. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2019.07.117>
- [22] Nadal M. J. Locomotives a Vapeur. *Collection Encyclopedie Scientifique, Biblioteque de Mecanique Appliquee et Genie*. Paris, 1908, Vol. 186.

Михайлов Євген Валентинович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри логістичного управління та безпеки руху на транспорті, e-mail: mihajlov@snu.edu.ua

Семенов Станіслав Олександрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри логістичного управління та безпеки руху на транспорті, e-mail: semenov@snu.edu.ua

Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, м. Київ

Dizho Yan – Ph.D., Associate Professor, Deputy Head of the Department of Transport and Hoisting and Transport Machines for Academic Affairs, e-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk

Blatnitsky Miroslav – Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Transport and Transport Vehicles, e-mail: miroslav.blatnicky@fstroj.uniza.sk

Zhilin University in Zhilin, Zhilina, Slovakia

E. Mikhailov¹
 S. Semenov¹
 Y. Dizho²
 M. Blatnicki²

Possibilities of improving the safety of rail vehicles with independently rotating wheels

¹Volodymyr Dahl East Ukrainian National University

²Zhilin University in Zhilin

One of the promising ways to achieve high speed and smooth running of rail vehicles during stable movement in straight sections of the track and to improve the characteristics of fitting the vehicles in a curve is the use of independently rotating wheels in their running parts. Such undercarriages are already becoming quite widespread, for example, in urban rail transport vehicles. But independently rotating wheels can rotate in a wheel pair around a common axis with different angular velocities. It follows that during their movement, longitudinal creep forces do not arise, which form the controlling moment and center the wheel pair in the rail track. This can lead to increased angles of attack of the wheels on the rails, increased lateral forces and accelerated wear of the wheels and rails. In turn, this increases the tendency of vehicles with independently rotating wheels to derail by rolling the flange onto the head of the rail.

The accumulated global experience of operating similar vehicles confirms this. To overcome the mentioned disadvantages of independently rotating wheels, a number of various technical solutions have been proposed. Some of them relate to ensuring the given elastic-dissipative characteristic of the torsional articulation of the wheels in a wheel pair. A promising direction is the improvement of the characteristics of the connections of wheel pairs with the bogie and bogies with the vehicle body, the use of mechatronic systems for controlling the position of the wheel pairs in the horizontal plane for their radial installation in curved sections of the track. In this work, attention is paid to the issue of the use in the design of independently rotating wheels of a perspective design scheme that allows independent rotation of the wheel's support surface and its guide surface (flange). The question of the effect of changing the design scheme of the wheel on the safety of movement due to the roll-in of the ridge on the rail head was considered.

The influence of a promising design scheme of a wheel in comparison with a traditional design scheme of a wheel on the safety of driving down a rails was investigated. The peculiarities of the distribution of frictional forces in the ridge contact during movement along the rails of the wheels of both design schemes are analyzed. For a wheel of a traditional design scheme, the module and the direction of the friction force vector in the ridge contact are uniquely determined by the geometric characteristics of the contact between the wheel and the rail and the angular speed of the wheel rotation. At the same time, when the wheel of the prospective design scheme moves, the direction and module of the friction force vector of the ridge on the rail also depend on the ratio of the angular velocities of rotation of the supporting surface of the wheel and its guiding surface (flange) around the common axis. The obtained results allow us to draw a conclusion about the expediency of using a promising design scheme in independently rotating wheels to increase the safety of movement of rail vehicles.

Key words: wheel, structural scheme, flange, rail, interaction, friction, traffic safety, climb of the flange on the rail, wheel coming off the rail.

Myhajlov Yevhen – Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the department of logistics management and traffic safety, e-mail: mihajlov@snu.edu.ua

Semenov Stanislav – Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Logistics Management and Traffic Safety, e-mail: semenov@snu.edu.ua

Dizho Yan – Ph.D., Associate Professor, Deputy Head of the Department of Transport and Hoisting and Transport Machines for Academic Affairs, e-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk

Blatnitsky Miroslav – Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Transport and Transport Vehicles, e-mail: miroslav.blatnický@fstroj.uniza.sk