

УДК 629.4.072:629.1.072

DOI: 10.15587/1729-4061.2017.109791

Виконано аналіз нового напрямку енергозбереження на залізничному транспорті, оснований на зменшенні складової опору руху, пов'язаної з втратами потужності на спрямування екіпажів рейкової колією. На основі математичного моделювання руху вантажного напів-вагона уточнено залежність опору руху в кривій від швидкості. Отримано залежності питомого опору руху в кривій від параметрів колії і ходової частини екіпажу

Ключові слова: залізничний транспорт, тяга поїздів, ресурсозбереження, опір руху, спрямування екіпажів рейковою колією

Выполнен анализ направления энергосбережения на железнодорожном транспорте, основанного на уменьшении составляющей сопротивления движению, связанной с потерями мощности на направление экипажей рельсовой колеей. На основе математического моделирования движения грузового полувагона уточнена зависимость сопротивления движению в кривой от скорости. Получены зависимости удельного сопротивления движению в кривой от параметров пути и ходовой части экипажа

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, тяга поездов, ресурсосбережение, сопротивление движению, направление экипажей рельсовой колеей

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ РУХУ ЗАЛІЗНИЧНИХ ЕКІПАЖІВ, ПОВ'ЯЗАНОГО ІЗ СПРЯМУВАННЯМ КОЛІСНИХ ПАР РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ

В. П. Ткаченко

Доктор технічних наук, професор
Кафедра Тяговий рухомий склад залізниць**

E-mail: v.p.tkachenko.detut@gmail.com

С. Ю. Сапронова

Доктор технічних наук, професор*

E-mail: doc.sapronova@gmail.com

І. І. Кульбовський

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра Будівельної конструкції та споруди**

E-mail: kulbovskij@ukr.net

О. В. Фомін

Доктор технічних наук, доцент*

E-mail: fomin1985@ukr.net

*Кафедра Вагони та вагонне господарство**

**Державний університет інфраструктури та технологій
вул. Кирилівська, 9/3, м. Київ, Україна, 04080

1. Вступ

Опір руху є одним з найважливіших факторів енергозбереження на залізничному транспорті. До 75 % витрат енергетичних ресурсів на тягу поїздів припадає на подолання опору руху. Як відомо, спрямування залізничних екіпажів рейковою колією відбувається під дією горизонтальних сил контактування коліс із рейками, головними з яких у процесі спрямування є сили тертя ковзання. Опір тертя ковзання і опір у кривій в прийнятій класифікації опору руху знаходяться в різних його складових, перший – в основному опорі руху, а другий – в додатковому. Виникнення цього виду опору руху має загальну природу – фрикційна взаємодія в контактах коліс з рейками, викликана проковзуванням при спрямуванні колісних пар рейками. Контактні проковзування є основною причиною зносу поверхонь кочення коліс і рейок і одночасно додаткового опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар колією.

Дослідження опору руху почалися на самому початку розвитку залізниць.

Першою згадкою про опір руху, пов'язаний із спрямуванням рухомого складу, рейковою колією, можна вважати досліди на Моршансько-Сизранській залізниці. У [1] відмічається вплив на опір руху «шкідливих (паразитних) рухів вагонів», які були меншими для пасажирських вагонів в порівнянні з вантажними.

Однією з головних і найбільш ресурсомістких проблем, що стоять перед залізничним транспортом вже більше 30 років, вважається проблема інтенсивного зносу гребнів коліс в кривих ділянках колії. Інтенсивність зносу коліс і рейок в кривих ділянках колії є значно більшою у порівнянні з прямими. Це пояснюється тим, що спрямування рухомого складу в кривих відбувається за рахунок сил тертя ковзання між гребнями і рейками. Сили тертя є причиною виникнення додаткового опору руху.

Дослідження факторів, що впливають опір руху, пов'язаний із спрямуванням рухомого складу рейковою колією, мають своєю ціллю знизити споживання електроенергії і палива на тягу поїздів. Зважаючи на важливість питань енергозбереження і на масштаби споживання залізницею енергоносіїв, представлена стаття є актуальною.

2. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Проблема опору руху тісно пов'язана з енергоефективністю залізничного транспорту. У статті [2], зокрема, відмічається, що ефективне зниження опору руху поїздів є суттєвим для економії електроенергії на залізничному транспорті. У роботах [3–8] досліджується вплив на опір руху конструкції колісних пар. Традиційна конструкція колісних пар включає гребні коліс, жорсткий зв'язок коліс в колісній парі і конічні профілі поверхонь кочення коліс [3]. Ці особливості конструкції колісних пар уже майже 200 років забезпечують надійне спрямування екіпажів рейковою колією. При русі в кривих, завдяки конструкції колісних пар, забезпечується зниження напрямних зусиль між гребнями коліс рейками [4]. Але в кривих середнього і малого радіусу нестача конусності поверхонь кочення викликає прослизання коліс в поздовжньому напрямку. Сили поздовжнього ковзання призводять до збільшення перекоосу осі колісної пари в кривій і збільшення кута набігання колеса на головку рейки, що збільшує поперечні реакції рейки і опір руху [5]. Підтвердженням тому є характерний скрип і скрегіт при русі екіпажу в кривій, про що відмічається у статті [6].

При русі в прямих ділянках колії з'являються інтенсивні автоколивання вилання колісних пар з періодичним контактуванням гребнів коліс з рейками. У статті [7] досліджуються кінематичні характеристики звивистого руху і, зокрема, проковзування у контактах коліс із рейками. Автори статті [8] аналізують поперечні сили контактної взаємодії коліс із рейками при коливаннях на високій швидкості. У статті зроблено висновок, що діючі на рейки поперечні сили можуть досягати значних величин. Це може призводити до інтенсивного зносу гребнів та підвищенню опору руху.

Стаття [9] торкається удосконалення класифікації складових опору руху. Пропонується виділити, як окрему складову, опір руху, пов'язаний із спрямуванням екіпажів рейковою колією.

Питання спрямування колісних пар рейками розглядається у дослідженні [10]. Автори пропонують підходити до цього процесу як до процесу керування. Це дозволяє застосовувати до нього елементи теорії керуваності транспортних засобів, які використовуються в автомобільному транспорті, авіації тощо.

Про диференційне проковзування і пов'язаний з ним опір коченню йдеться у статті [11]. Аналіз цього виду опору коченню виконано на прикладі кінематики підшипників кочення. Тому кількісні результати дослідження не можуть бути віднесені до контакту колеса і рейки.

Практично всі відомі дослідження опору руху обмежувалися аналізом так званих швидкісних характеристик, тобто залежності опору від швидкості. Результати досліджень не могли бути використані для удосконалення конструкції рухомого складу з метою зменшення опору руху. Так, наприклад, в статті [12] наведено методи покращення масово-міцносних властивостей рухомого складу шляхом оптимізації моментів спротиву несучих систем. Однак функціонал такої оптимізації не визначає вплив змін конструкцій об'єкту дослідження на опір руху.

В роботі [13] розглядаються питання впливу тертя в елементах з'єднань і вузлів вагонів на показники

динаміки. В той же час вплив тертя у контактах коліс із рейками на показники опору руху не розглядається.

В роботі [14] представлено концепцію перспективного рухомого складу залізниці. При цьому питання оптимізації конструкції з точки зору мінімізації опору руху не розглядаються.

Автори дослідження [15] на основі комп'ютерного моделювання аналізують долю додаткового опору руху у кривій ділянці колії для двовісного візка вагона. Відмічається можливість його зниження на 15–40 %. В той же час, автори відмічають, що ця складова опору руху не є основною. В роботі робиться висновок, що реальне зменшення загального опору руху вагона може скласти не більше 3,3 %. Недоліком роботи є те, що автори розглядали контакт колеса з рейкою, як одноточковий. При цьому, не були враховано просторовий розподіл проковзувань при гребневому контактуванні.

Роль гребневого контакту у створенні додаткового опору руху обговорювалася у дослідженні [16] при аналізі кінематики двоточкового контактування колеса з рейкою. Показано, що доля додаткового опору руху, пов'язаного із диференційним проковзуванням у гребневому контакті, є значною. Це може суттєво збільшувати додатковий опір руху, пов'язаний із спрямуванням колісних пар у кривій.

Недоліки традиційної конструкції колісних пар, зокрема пов'язані із опором руху, привели до появи проектів удосконалених колісних пар. Проекти можна умовно поділити на дві групи. Перша група містить різні пропозиції щодо управління установкою колісних пар в кривих [17–19]. Однією з сучасних розробок рухомого складу з керованим спрямуванням візків рейковою колією є тривісний локомотивний візок *HTCR-II Trucks*, розробки компанії *Electro-Motive Diesel (США)* [20]. Літера *R* у індексації візка вказує на модифікацію з радіальною установкою колісних пар в кривій. Однак широкому впровадженню візків з радіальною установкою колісних пар перешкоджає складність механізму управління і велика вартість.

До другої групи удосконалених колісних пар можна віднести конструкції з незалежним обертанням коліс. В статті [21] аналізується поліпшення спрямування екіпажу колією на основі перспективних конструкцій колісних пар. Зокрема, відмічається необхідність детального опису геометрії коліс і рейок та кінематики проковзування в контактах при моделюванні опору руху. В статті [22] наведено результати експериментальних досліджень візків з незалежним обертанням коліс. Відмічається, що поряд з перевагами нових колісних пар виявилися недоліки, пов'язані із втраченою самокеруваністю. Єдиним виробником, що використовує колісні пари з роздільним обертанням коліс є іспанський концерн *Talgo (Іспанія)*. Завдяки прогресивній конструкції ходової частини поїзда *Talgo* відрізняються підвищеним комфортом пасажирів і мінімальним зносом коліс і рейок [23].

Аналіз наукових публікацій за темою спрямування екіпажів рейковою колією [1–23] показує, що об'єкт дослідження знаходиться на стику двох напрямків науки про взаємодію коліс і колії. Перший напрямок – це опір руху, другий – горизонтальна динаміка. Ні в першому, ні в другому напрямку достатніх свідчень про цей опір немає. Переважна більшість відомих досліджень опору руху [1–10, 15, 18–24] проводились із метою отриман-

ня формул для практичного застосування у тягових розрахунках. При цьому, питання зменшення складової опору руху, пов'язаної із спрямуванням екіпажів рейковою колією, не розглядалися. Головним доказом цього є той факт, що за прийнятою класифікацією, такого виду опору руху нема у переліку його складових. Не досліджувався також вплив параметрів екіпажу і колії на складові опору руху.

3. Ціль і задачі дослідження

Проведені дослідження ставили за мету з'ясування природи виникнення опору руху рейкових транспортних засобів, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією та визначення перспектив його зменшення.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

- розробити математичну модель для розрахунку опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією;
- визначити вплив на опір руху деяких параметрів колії та ходової частини екіпажів;
- визначити перспективи зниження опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією.

4. Об'єкт та методи дослідження опору руху рейкових екіпажів, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією

Моделювання додаткового опору руху при спрямуванні екіпажів рейковою колією в кривій виконано на прикладі чотиривісного вантажного напів-вагону моделі 12-9046 з двовісними візками 18-100.

Для дослідження опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією, було використано елементи теорії замкнутих силових контурів та принцип кінетостатики, відомий як принцип Д'Аламбера.

5. Результати досліджень опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією

5.1. Природа опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією

Природа опору, що досліджується, пов'язана із паразитними проковзуваннями у замкнутих силових контурах, що утворюються в системі спрямування колісних пар рейковою колією. Дослідження побудовано на основі енергетичної гіпотези про те, що механічна енергія подолання тертя паразитних проковзувань є енергією опору руху.

Пропонується називати складову опору руху, пов'язану із спрямуванням колісних пар рейковою колією, *кінематичним опором руху*. Відповідно до прийнятої класифікації, кінематичний опір руху має ознаки і основного, і додаткового опору. Тому, умовно, при русі в прямих ділянках колії його слід розглядати як частину основного, а при русі в кривих – як частину додаткового опору руху.

У системи спрямування візків залізничних екіпажів рейковою колією можна виділити декілька замкнутих силових контурів.

При двохточковому контакті колеса з рейкою утворюється замкнутий силовий контур з двома вузловими точками у основному і гребеневому контактах. У цьому контурі виникає диференційне проковзування, яке може бути причиною додаткового кінематичного опору руху через збільшення опору коченню.

На рис. 1 для прикладу показано схему можливого розподілу нормальних реакцій (N_1, N_2) і сил зчеплення (S_1, S_2) у двохточковому гребеневому контакті колеса з рейкою. F_t – зовнішня поздовжня реакція на колесо з боку візка. Реакція F_t є силою опору руху, яку необхідно подолати для перекочування колеса.

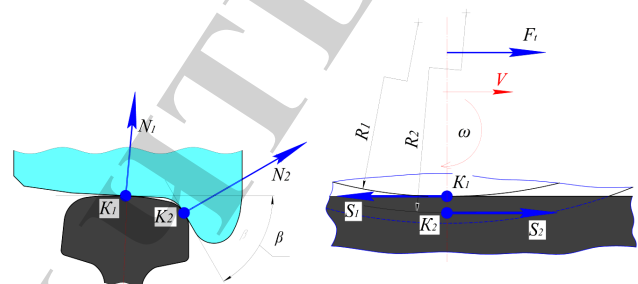


Рис. 1. Схема розподілу нормальних реакцій (N_1, N_2) і сил зчеплення (S_1, S_2) при двохточковому гребеневому контакті колеса вагона з рейкою: K_1, K_2 – відповідно, основний і гребеневий контакт; R_1, R_2 – радіуси кочення в основному і гребеневому контакті

Розподіл між нормальними реакціями N_1, N_2 залежить від багатьох чинників: швидкості руху, радіусу кривої, підвищення зовнішньої рейки, положення колісної пари в колії, конструкції візка, профіля поверхні кочення колеса тощо. На основі рис. 1 можна записати наступну систему рівнянь рівноваги:

$$\begin{cases} \sum M = S_1 \cdot R_1 - S_2 \cdot R_2 = 0; \\ \sum F = S_2 - S_1 + F_t = 0. \end{cases} \quad (1)$$

З рівнянь (1) можна отримати величину кінематичного опору руху W_k

$$W_k = F_t = S_1(1 - R_1 / R_2). \quad (2)$$

На основі (2) можна зробити важливий висновок: сила опору руху $W_k = F_t$ не може дорівнювати нулю при наявності гребеневого контакту колеса з рейкою. За різних умов різниця між радіусами основного і гребеневого контактів досягає 15–30 мм. Тому кінематичний опір руху може складати до 6 % від сили зчеплення S_1 .

Колісні пари разом із рейковою колією також утворюють замкнуті силові контури. Відсутність поздовжніх проковзувань в контактах коліс із рейками можлива тільки в ідеальному випадку. Ідеальним є випадок, коли одиночна колісна пара повільно перекочується без гребеневого торкання з рейками. У реальних умовах руху колісної пари у складі візка у контактах колісних пар з рейками обов'язково виникають проковзування. Ці проковзування є паразитними і створюють додатковий кінематичний опір руху, як у прямих, так і у кривих ділянках колії.

На рис. 2 показано спрощену схему сил зчеплення S_{k1} , S_{k2} і буксових реакцій F_{b1} , F_{b2} , що діють на колісну пару.

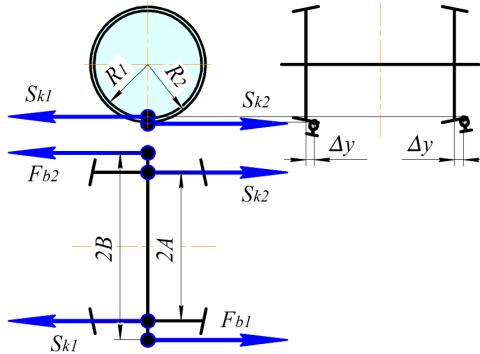


Рис. 2. Спрощена схема сил зчеплення S_{k1} , S_{k2} і буксових реакцій F_{b1} , F_{b2} , що діють на колісну пару

Колісна пара встановлена з поперечним зміщенням Δy відносно осі колії і примусово котиться по рейках по прямій. При цьому виляння стримується буксовими реакціями F_{b1} , F_{b2} .

За рис. 2 можна скласти наступні рівняння рівноваги

$$\begin{cases} (S_{k1} + S_{k2}) \cdot A - (F_{b1} + F_{b2}) \cdot B = 0; \\ S_{k1} \cdot R_1 - S_{k2} \cdot R_2 = 0; \\ F_{b1} - F_{b2} - S_{k1} + S_{k2} = 0. \end{cases} \quad (3)$$

З рівнянь (3) можна отримати значення для кінематичного опору руху

$$W_k = S_{b1} - S_{b2} = S_{k1} \cdot (1 - R_1 / R_2). \quad (4)$$

Формули (2) і (4) розкривають природу виникнення кінематичного опору руху. Кінематичний опір руху виникає у процесі спрямування колісних пар рейковою колією за рахунок паразитних проковзувань у вузлах замкнутих силових контурів. Такими вузлами є контакти коліс з рейками.

5. 2. Математична модель процесу спрямування колією екіпажу в кривій

5. 2. 1. Розрахункова схема вписування візка в криву ділянку колії

Розглядається усталений рух двовісного візка напів-вагона в круговій кривій при відсутності зовнішнього впливу окрім рейкової колії. Профілі коліс – нові за ДСТУ 10791.

На рис. 3 показано розрахункову схему вписування візка при вільній установці в колії.

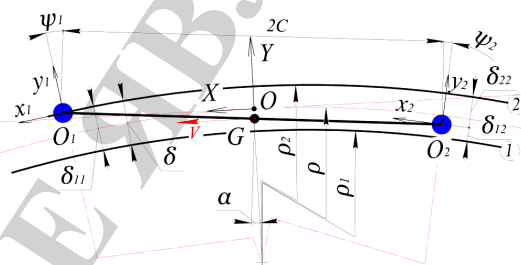


Рис. 3. Розрахункову схему вписування візка при вільній установці в колії

На рис. 3 використано наступні позначення:
 δ – повний зазор колісної пари у рейковій колії;
 δ_{jk} – зазори у гребневих контактах відповідних коліс ($j=1, 2$) відповідних колісних пар ($k=1, 2$);
 α – кут між поперечною віссю симетрії візка і радіусом кривої, що проходить через шворінь візка;
 ψ_k – кути набігання відповідних колісних пар на рейки ($k=1, 2$);
 $2C$ – база візка;
 ρ, ρ_1, ρ_2 – радіуси лінії симетрії кривої та внутрішньої та зовнішньої рейок;
 G – точка обертання візка відносно вертикальної осі – шворінь візка;
 V – напрям руху візка, перпендикулярний радіальній прямій, що проходить через шворінь візка;
 OXY – абсолютна система координат;
 $O_k X_k Y_k$ – системи координат, пов'язані із відповідними колісними парами. Напрями осей y_k співпадають з радіальними прямими, що проходять через центри відповідних колісних пар.

Перша колісна пара є направляючою і рухається з притисненням до зовнішньої рейки гребнем, а друга – заходить у вільному положенні. Фактичне положення другої колісної пари визначається у процесі розрахунку.

На рис. 4 показано схему контактних сил для коліс колісних пар: a – вертикальні поперечні перетини в контактних площинах; b – горизонтальні проекції контактних сил.

Використано наступні позначення:

K_{ijk} – позначення відповідних контактів коліс із рейками: i – номер контакту за типом (основні контакти – $i=1$, гребеневі контакти – $i=2$); j – позначення контактів за номером колеса (ліві колеса – $j=1$, праві колеса $j=2$); k – позначення контактів за номером колісної пари (перша колісна пара – $k=1$, друга колісна пара – $k=2$);

N_{ijk} – нормальні навантаження в контактах;

P_{ijk} – вертикальні складові нормальних навантажень в контактах;

H_{ijk} – горизонтальні поперечні складові нормальних навантажень в контактах у системах координат $O_k Y_k Z_k$;

$S_{ijk}, S_{xijk}, S_{yijk}$ – сили зчеплення та їх повздовжні і поперечні складові у відповідних контактах у системах координат $O_k X_k Y_k$;

F_x – повздовжня зовнішня сила, що діє на візок з боку кузова і моделює силу тяги, необхідну для подолання додаткового опору руху в кривій. Сила F_x прикладена до шворня візка і перпендикулярна до радіусу кривої, що проходить через шворінь;

F_y – поперечна сила, що діє на візок з боку кузова і моделює непогашену доцентрову силу інерції. Сила F_y прикладена до шворня візка і направлена вздовж радіусу кривої, що проходить через шворінь.

Для досліджень впливу параметрів візка і колії на опір руху, пов'язаний із спрямуванням візка рейковою колією, використано принцип квазістатичної динаміки. Екіпаж розглядається при русі в круговій кривій під дією контактних колійних сил (у тому числі сил опору руху), сили тяги від локомотива і непогашеної сили інерції від кругового руху.

Головні вектори зовнішнього силового впливу на колісні пари, а саме головний вектор сил (\vec{F}) і головний вектор моментів горизонтальних сил (\vec{M}), дорівнюють нулю

$$\vec{F} = \vec{F}_k + \vec{F}_y + \vec{F}_x = 0; \quad \vec{M} = 0, \quad (5)$$

де \vec{F}_k – головний вектор горизонтальних складових сил в контактах коліс з рейками.

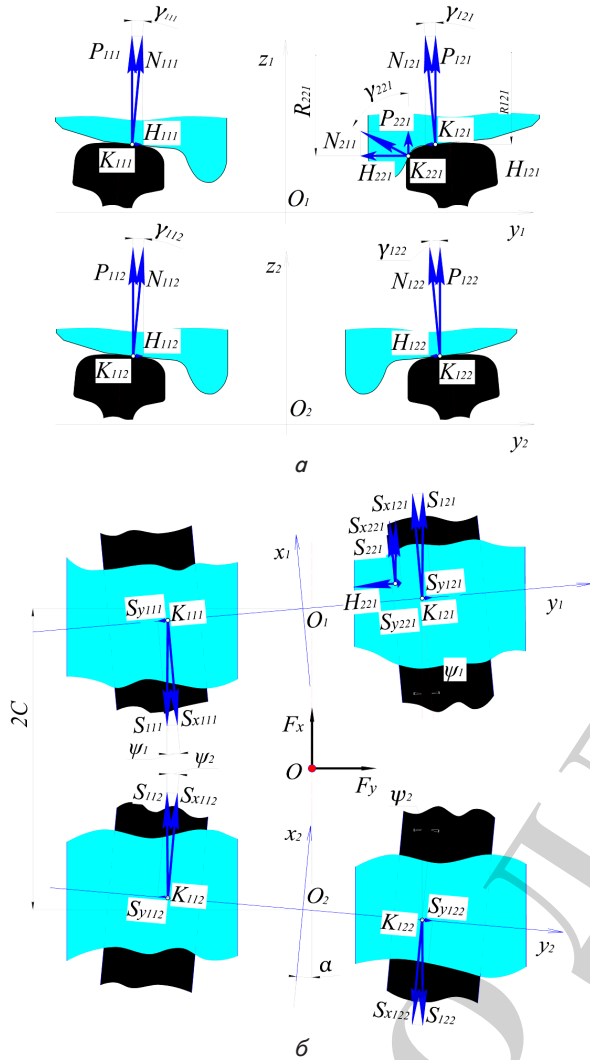


Рис. 4. Схема контактних сил для коліс колісних пар *a* – вертикальні поперечні перетини в контактних площинах; *б* – горизонтальні проекції контактних сил

Спираючись на рис. 3, 4, можна записати низку співвідношень.

$$\delta_{11} + \delta_{21} = \delta_{21} + \delta_{22} = \delta; \quad (6)$$

$$\alpha = \arccos(\tau) - \arcsin(C/\rho_2) + \arcsin(\rho_2 \sqrt{1-d^2}/2C); \quad (7)$$

$$\psi_1 = \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{\rho_2 - \delta_{22}}{2C} \sqrt{1-d^2}\right); \quad (8)$$

$$\psi_1 = \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{\rho_2}{2C} \sqrt{1-d^2}\right). \quad (9)$$

У формулах (7)–(9):

$$d = \frac{2\rho_2(\rho_2 - \delta_{22}) - 4C^2 + \delta_{22}^2}{2\rho_2(\rho_2 - \delta_{22})}. \quad (10)$$

Сили зчеплення у контактах K_{ijk} розраховувалися за методикою, викладеною у [24].

Головний вектор горизонтальних складових сил в контактах коліс з рейками

$$\vec{F}_k = \sum_{i,j,k=1}^2 (\vec{H}_{ijk} + \vec{S}_{xijk} + \vec{S}_{yijk}), \quad (11)$$

Головний вектор моментів горизонтальних сил відносно вертикальної осі, що проходить через шворінь візка (точка G):

$$\vec{M}_G = \sum_{i,j,k=1}^2 (\vec{H}_{ijk} \cdot l_{Hijk} + \vec{S}_{xijk} \cdot l_{Sxijk} + \vec{S}_{yijk} \cdot l_{Syijk}), \quad (12)$$

де l_{Hijk} , l_{Sxijk} , l_{Syijk} – плечі відповідних сил для розрахунку моментів відносно точки G.

На основі (6)–(12) можна скласти систему рівнянь рівноваги (5).

5.3. Результати розрахунку опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією

У результаті розв'язання системи рівнянь (5) отримано залежності додаткового опору руху, пов'язаного із спрямуванням вагона рейковою колією у кривій. У якості вхідних параметрів розрахунків було прийнято: швидкість руху, радіус кривої, піднесення зовнішньої рейки, зазор колісної пари у колії, завантаження вагону. Вихідними даними розрахунків були залежності опору руху від вказаних параметрів. На рис. 5 показано розрахункові залежності питомого опору руху в кривій ω_r від швидкості руху V , радіусу кривої ρ і піднесення зовнішньої рейки h .

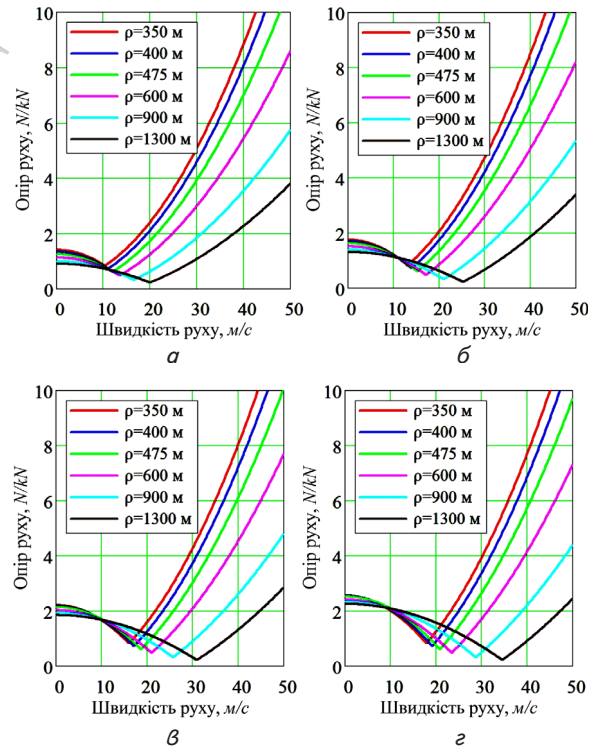


Рис. 5. Розрахункові залежності питомого опору руху в кривій ω_r (N/kM) від швидкості руху V (м/с), радіусу кривої ρ (м) і піднесення зовнішньої рейки h (мм): *a* – $h=50$ мм; *б* – $h=80$ мм; *в* – $h=120$ мм; *г* – $h=150$ мм

На рис. 6 у вигляді ліній рівня показано розрахункові залежності питомого опору руху в кривій ω_r від бази візка $2C$ і радіусу кривої ρ для фіксованих значень швидкості руху $V=30$ м/с, відносного піднесення зовнішньої рейки $h=120$ мм і двох варіантів значень зазору колісної пари в рейковій колії – $\delta=20$ мм і 40 мм.

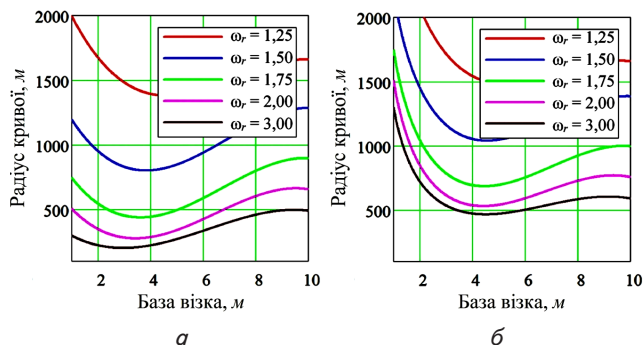


Рис. 6. Розрахункові залежності питомого опору руху в кривій ω_r (N/kM) від бази візка і радіусу кривої ρ , м для двох варіантів зазорів колісної пари в рейковій колії: $a - \delta=20$ мм; $b - \delta=40$ мм (швидкість руху $V=30$ м/с; піднесення зовнішньої рейки $h=120$ мм)

Представлені на рис. 6 залежності ілюструють залежність опору руху екіпажів від бази візка і зазору колісних пар в рейковій колії. Отримані результати можуть бути обґрунтованим вибору раціональних параметрів візків при їх проектуванні. Також результати можуть бути використані при виборі допустимих параметрів бічного зносу рейок.

6. Обговорення результатів дослідження опору руху залізничних екіпажів

Протягом багатьох десятиліть на стадії проектування нових типів рухомого складу характеристики опору руху не аналізувалися. Удосконалення ходових частин локомотивів і вагонів часто призводило до погіршення характеристик опору руху. Непрямим підтвердженням цього є дані про підвищення зносу поверхонь кочення коліс при експлуатації нових типів багатовісних локомотивів. Особливо слід відзначити інтенсивний підріз гребнів і бічний знос головок рейок, які є результатом роботи сил опору руху.

Природа опору руху, пов'язаного із спрямуванням екіпажів колією. Однією з причин підвищеного зносу коліс і рейок є недостатня дослідженість природи опору руху, пов'язаного із спрямуванням екіпажів колією, або кінематичного опору руху. Джерелом кінематичного опору руху є замкнуті силові контури у системі спрямування рейкових екіпажів. Кінематичний опір руху виникає через паразитні проковзування у вузлах замкнутих силових контурів. Відповідно до теорії замкнутих силових контурів, контакти коліс з рейками являють собою розв'язуючі вузлові точки фрикційного типу.

Кінематичний опір руху має дві складові. Перша – диференційний опір руху, пов'язаний із існуванням двохточкового гребеневого контакту на деяких режимах руху. Формула (2) доводить існування цього виду опору і роз'яснює його природу. Друга складова – цир-

куляційний опір, пов'язаний із особливістю конструкції колісної пари, а саме неможливістю відносного обертання коліс на осі. Природу циркуляційної складової кінематичного опору роз'яснює рис. 2 і формула (4).

Дослідження впливу параметрів колії та ходової частини екіпажу на кінематичний опір руху. Метод математичного моделювання процесу спрямування колією екіпажу в кривій заснований на принципах квазістатичної динаміки. Моделюється усталений рух екіпажу в круговій кривій з постійною швидкістю під дією контактних колійних сил, сили тяги від локомотива і непогашеної сили інерції. Система контактних сил розглядається особливо детально. Моделювання сил зчеплення виконано за методикою, викладеною у [14]. Візок знаходиться у вільній установці в колії. Його фактичне положення визначається зазорами колісних пар в колії. Значення зазорів з'ясовується в процесі розв'язання системи рівнянь рівноваги. Кінематичний опір руху визначається як сила, що повинна бути прикладена до шворня візка для врівноваження всіх інших сил.

Математична модель і методика оцінки опору руху дозволяють отримати розрахункові залежності опору руху від наступних параметрів:

- швидкість руху;
- параметри колії: піднесення зовнішньої рейки, радіус колії, відхилення ширини колії, що впливає на зазор колісних пар в колії;
- параметри візка: база візка, діаметр і профіль коліс, порушення геометрії положення колісних пар в рамі візка.

Результати розрахунків підтвердили наявність яскраво вираженого мінімуму залежності опору руху від швидкості (рис. 5). Однак цей мінімум не відповідає рівноважній швидкості в кривій. Швидкість мінімуму, у середньому, на 15–20 % менша за розрахункову рівноважну.

Отримано ще один важливий результат: найменший опір руху мають візки з базою від 2,5 до 6,0 м (рис. 6). Таким чином, параметри бази візка 18–100 щодо опору руху, не є найкращими.

Цікавим є висновок про те, що збільшення зазору колісних пар в колії з 20 до 40 мм підвищує опір руху в кривій на величину до 25 % (рис. 6).

З'ясування природи опору руху, пов'язаного із спрямуванням рухомого складу рейковою колією, відкриває певні перспективи щодо зменшення кінематичного опору руху за рахунок конструктивних параметрів екіпажів і колії. Кінематичний опір руху може бути додатковим критерієм оптимального вибору характеристик механічної частини екіпажів. Теж саме відноситься і до допустимих відхилень параметрів рухомого складу і колії.

Як свідчить аналіз публікацій [1–24], переважна більшість досліджень опору руху рухомого складу були експериментальними. Метою експериментів було отримання формул тягових розрахунків. По своїй суті, вони були пасивними, такими, що констатують закономірності, пов'язані із опором руху. Представлені результати є активними, бо підтверджують можливість впливати на опір руху рейкових екіпажів через конструктивні параметри ходової частини і колії.

Отримані результати показують, що складова опору руху, пов'язана із спрямуванням колією, набуває суттєвої величини лише в кривих з радіусом меншим за

350 м. Через це, результати дослідження можуть дати максимальний ефект тільки на залізницях з наявністю кривих малого радіусу. Також дослідження будуть корисні при розробці та модернізації рухомого складу міського рейкового транспорту.

Дослідження є спробою підтвердження перспективності зменшення опору руху на основі аналізу впливу на нього конструктивних параметрів екіпажів. Дослідження можуть розвиватися, як мінімум, у трьох напрямках. Перший, пов'язаний з вибором оптимальних конструктивних параметрів екіпажів на основі традиційних схем. Другий – дослідження перспективних конструкцій ходової частини, на основі, так званого, керованого руху колісних пар. Третій – дослідження впливу на опір руху допустимих відхилень параметрів рухомого складу і колії. Це, насамперед, перекося та забіги колісних пар у візках, відхилення діаметрів коліс колісних пар тощо.

Перші два з означених напрямків, пов'язані із необхідністю змін, іноді суттєвих, у конструкції колісних пар і візків. Це може бути досить проблематичним з огляду на економічну ефективність модернізації. Більш перспективним виглядає третій напрямок, що обмежується технологічними вимогами до технічного обслуговування рухомого складу.

7. Висновки

1. На основі теорії замкнутих силових контурів та принципу кінетостатики виконано моделювання спрямування екіпажу рейковою колією. Дослідження проведено на прикладі чотиривісного вантажного напів-вагону моделі 12-9046 з двовісними візками 18-100. З'ясовано, що через паразитні проковзування у вузлах замкнутих силових контурів системи спрямування колісних пар рейковою колією виникає додатковий опір руху. При цьому контакти коліс з рейками є фрикційними розв'язуючими вузловими точками контурів. Враховуючи природу цього опору, запропоновано назвати його кінематичним опором руху.

2. В математичній моделі враховувався просторовий розподіл реакцій у контактах коліс із рейками. Особливу увагу було приділено точному моделюванню сил зчеплення в основних і гребневих контактах. Пропонується кінематичний опір руху визначати як поздовжню силу, прикладену до шворня візка для врівноваження всіх зовнішніх сил.

3. Отримано розрахункові залежності питомого кінематичного опору руху від швидкості руху, бази візка, радіусу кривої, зазорів колісної пари в рейковій колії та піднесення зовнішньої рейки.

Література

1. Лопушинский, В. И. Сопротивление паровоза и вагона движению и действию паровой машины паровоза [Текст] / В. И. Лопушинский. – СПб., 1880. – 46 с.
2. Liu, R. (Rachel) Energy-efficient operation of rail vehicles [Text] / R. (Rachel) Liu, I. M. Golovitcher // Transportation Research Part A: Policy and Practice. – 2003. – Vol. 37, Issue 10. – P. 917–932. doi: 10.1016/j.tra.2003.07.001
3. Mikhailov, E. The possibility of reducing kinematic slip with two-point contacting with rail wheel railway vehicle [Text] / E. Mikhailov, S. Semenov, T. Panchenko // Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – 2013. – Vol. 13, Issue 3. – P. 139–145.
4. Pat. No. 9446774 USA. Railway car truck with friction damping. B61F5/12 [Text] / Wike P. S.; applicant and patent holder Amsted Rail Company, Inc. – No. US9446774 B2; declared: 2.09.2014; published: 20.09.2016, Bul. No. 47. – 9 p.
5. Simson, S. A. Wheel wear losses from bogie rotation resistance, effects of cant and speed [Text] / S. A. Simson, M. E. Pearce // Proceedings of the 2006 IEEE/ASME Joint Rail Conference. – 2006. doi: 10.1109/rrcon.2006.215300
6. Pieringer, A. Modelling of Railway Curve Squeal Including Effects of Wheel Rotation [Text] / A. Pieringer, L. Baeza, W. Kropp // Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design. – 2015. – P. 417–424. doi: 10.1007/978-3-662-44832-8_50
7. Dusza, M. The wheel-rail contact friction influence on high speed vehicle model stability [Text] / M. Dusza // Transport Problems. – 2015. – Vol. 10, Issue 3. – P. 73–86. doi: 10.21307/tp-2015-036
8. Zeng, J. Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel-rail forces [Text] / J. Zeng, L. Wei, P. Wu // Journal of Modern Transportation. – 2016. – Vol. 24, Issue 2. – P. 114–123. doi: 10.1007/s40534-016-0107-5
9. Tkachenko, V. P. Studying the structure of railway rolling stock resistance [Text] / V. P. Tkachenko, S. Y. Sapronova, S. V. Maliuk, I. I. Kulbovskiy // Metallurgical and Mining Industry. – 2016. – Issue 11. – P. 30–36.
10. Tkachenko, V. Steerability of railway vehicles [Text] / V. Tkachenko, S. Sapronova // Transport Problems. – 2007. – Vol. 2. – P. 9–16.
11. Heathcote, H. L. The Ball Bearing: In the Making, under Test and on Service [Text] / H. L. Heathcote // Proceedings of the Institution of Automobile Engineers. – 1920. – Vol. 15, Issue 1. – P. 569–702. doi: 10.1243/piae_proc_1920_015_032_02
12. Fomin, O. V. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model [Text] / O.V. Fomin // Metallurgical and Mining Industry. – 2015. – Issue 1. – P. 45–48.
13. Myamlin, S. Research of friction indices influence on the freight car dynamics [Text] / S. Myamlin, L. Neduzha, A. Ten, A. Shvets // Teka. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2013. – Vol. 13, Issue 4. – P. 159–166.
14. Kelrykh, M. Perspective directions of planning carrying systems of gondolas [Text] / M. Kelrykh, O. Fomin // Metallurgical and Mining Industry. – 2014. – Issue 6. – P. 57–60.
15. Wolf, G. Assessing the Effects of Coupler Force and Train Speed on Freight Car Curving Resistance [Electronic resource] / G. Wolf, J. Chislett, M. Dick // Journal of Wheel/Rail Interaction. – 2014. – Available at: <http://interfacejournal.com/archives/384>
16. Golubenko, A. Kinematics of point-to-point contact of wheels with a rails [Text] / A. Golubenko, S. Sapronova, V. Tkachenko // Transport Problems. – 2007. – Vol. 2, Issue 3. – P. 57–61.

17. Shiler, A. Analysis and Simulation of New Wheel Pair Construction [Text] / A. Shiler // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 100. – P. 1714–1723. doi: 10.1016/j.proeng.2015.01.547
18. Michálek, T. Reduction of lateral forces between the railway vehicle and the track in small-radius curves by means of active elements [Text] / T. Michálek, J. Zelenka // Applied and Computational Mechanics. – 2011. – Vol. 5, Issue 2. – P. 187–196.
19. Spiryagin, M. Investigation of influence of constraints with radius links on locomotive axle load distribution and wheelset steering ability [Text] / M. Spiryagin, H. H. Yoo, K. S. Lee, V. Spiryagin, M. Gorbunov // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2013. – Vol. 27, Issue 7. – P. 1903–1913. doi: 10.1007/s12206-013-0506-z
20. Handley, J. H. General Motors' Three-Axle Radial Steering Bogie for Heavy Haul Locomotives [Text] / J. H. Handley // Tenth International Wheelset Congress: Sharing the Latest Wheelset Technology in Order to Reduce Costs and Improve Railway Productivity; Preprints of Papers. – Institution of Engineers, Australia, 1992. – P. 97–100.
21. Pombo, J. A new wheel-rail contact model for railway dynamics [Text] / J. Pombo, J. Ambrósio, M. Silva // Vehicle System Dynamics. – 2007. – Vol. 45, Issue 2. – P. 165–189. doi: 10.1080/00423110600996017
22. Liang, B. An Experimental Study of Independently Rotating Wheels for Railway Vehicles [Text] / B. Liang, S.D. Iwnicki // 2007 International Conference on Mechatronics and Automation. – 2007. doi: 10.1109/icma.2007.4303908
23. Zaaza, K. Effect of independently rotating wheels on the dynamic performance of railroad vehicles [Text] / K. Zaaza, B. Whitten // Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exposition. – 2007. – P. 467–477. doi: 10.1115/imece2007-43645
24. Ткаченко, В. П. Опір руху і керування рейкових екіпажів [Текст] / В. П. Ткаченко, С. Ю. Сапронова, І. І. Кульбовський, Є. П. Зуб. – К.: ДЕТУТ, 2016. – 160 с.

НЕ ЯВЛЯЕТСЯ ПЕРЕКРЕСТКОМ

