

УДК 625.1-027.45

І. О. БОНДАРЕНКО – к.т.н., доцент, каф. «Колія та колійне господарство»,
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка
В. Лазаряна, irina_bondarenko@ua.fm, ORCID 0000-0003-4717-3032

**ВПЛИВ КОНТАКТУ РЕЙКИ ТА КОЛЕСА НА ДЕФОРМАТИВНУ
РОБОТУ ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІЇ**

**Особливості контактної взаємодії
рейки та колеса при русі**

Рейкова колія своїм геометричним обрисом та положенням в просторі повинна надійно забезпечувати безпеку та безперебійність руху поїздів зі встановленими швидкостями та строго відповідати ходовим частинам рухомого складу та, вчасності, колісним парам. При русі рухомого складу вздовж колії колісні пари не мають стійкого положення в поперечному перетині колії. Для зміни напрямку руху рухомого складу використовується властивість колісних пар міняти рух направляючим зусиллям. Воно формується на осі обертання колісної пари дотичними напруженнями в точках контакту за рахунок різниці в радіусах дисків кочення коліс. Направляюче зусилля прикладене до диска кочення з великим діаметром і відповідає за напрямок руху колісної пари. При русі колеса, що знаходиться в контакті з рейкою на більшому діаметрі, рухаючись з більшою швидкістю, обганяє сусіднє колесо, викликаючи розворот колісної пари. За рахунок зазору між рейковою колією і гребенями колісної пари, в залежності від її положення щодо осі колії, величина різниці в радіусах дисків кочення змінює своє значення. Тож при подальшому русі колісна пара перекочується в таке становище, коли сусіднє колесо перекочується на більший діаметр. При цьому колісна пара розгортається у зворотному напрямку. Такі дії відбуваються до вирівнювання напрямку руху колісної пари відповідно до кривизни колії.

Навіть в ідеальній прямій ділянці колії колісна пара рухається по синусоїді довжина хвилі якої залежить від конусності та радіусу колеса і ширини колії. Хвилястий рух викликає сили інерції, що створюють додатковий поперечний вплив на головку рейки. Максимальна амплітуда поперечного коливання колісної пари в прямій ділянці складає половину сумарного зазору між головками рейок та робочими поверхнями гребенів.

В кривій ділянці колії рух залишається хвилястим, але має відмінності в залежності від радіусу кривої. Пологими кривими вважаються криві, у яких радіус кривої більше за радіус кривизни траєкторії поодинокі колісної пари при її максимальному відхиленні від осі колії. При русі колісної пари в пологій кривій центр колісної пари зрушено від центра пологої кривої до зовнішньої рейки на величину відношення радіусу кривизни траєкторії до радіусу цієї кривої. Максимальна амплітуда поперечного коливання в пологій кривій буде менша ніж в прямій ділянці на цю ж величину.

Якщо положення в рейкової колії дозволяє колісній парі зайняти круги кочення з різницею в радіусах, необхідної для руху в кривій, то виконується одноточковий контакт колеса з рейкою. При такому русі відсутнє ковзання колісної пари по рейці, отже на зазначених ділянках спостерігають вертикальний знос рейок. За даними [1] до таких ділянок належать прямі та криві з радіусом понад 700 м. Ресурсні показники внутрішніх рейок також обмежуються вертикальним зносом.

При недостатності різниці радіусів кривих кочення для вписування в криву колесо, що знаходиться в контакті з рейкою на більшому діаметрі, розгортає колісну пару. При цьому відбувається набігання гребеня іншого колеса на бокову грань рейки. У даному випадку утворюється двоточковий контакт колеса з рейкою. Колесо контактує з рейкою в двох точках - по вертикалі в площині катання рейки з кругом кочення і по горизонталі в площині заокруглення бокової грані рейки з гребенем колеса. При такому русі є ковзання колісної пари по рейці. Причинами такого ковзання служать як кругове ковзання гребеня по боковій грані головки рейки так і поздовжнє ковзання коліс, що викликане їх жорсткою насадкою на вісь, по рейках.

При достатньо великій різниці в радіусах катання коліс колісна пара буде притискатись до однієї з рейок як на кривих, так і на прямих ділянках колії. Внаслідок цього на одному колесі буде інтенсивно зношуватись гребень, а на іншому утворюються прокат неправильної форми. А на рейках спостерігають боковий знос, інтенсивність якого залежить від радіусу кривої. Так за даними [1], в кривих з радіусами 700-500 м ресурсні показники зовнішніх рейок обмежуються приведеним зносом, а для кривих з меншими радіусами - боковим.

Вертикальний знос рейок залежить від пропущеного тоннажу, а на горизонтальний знос окрім пропущеного тоннажу впливають параметри контакту рейки з колесом. Так на стадії «приробітку» поверхня контакту мінімальна та викликає інтенсивний боковий знос до 5-7 мм головки рейки, на стадії «нормальної експлуатації» знос повільно збільшується до 10 мм, та починає формуватись полка на боковій грані рейки. При боковому зносі понад 16 мм можна спостерігати кочення по полці набігаючого колеса візка як без так і з відривом ободу від поверхні кочення рейки. Всі зазначені

чинники впливають на здатність колії забезпечити безперервний та безпечний пропуск поїздів з установленою швидкістю у заданих умовах експлуатації, поточного утримання та ремонтів.

Формування оціночних умов взаємодії рейки та колеса при русі

За міждержавним нормативом ГОСТ 32192-2013 [2] існують вісім станів: справний, несправний, передвідмовний, працездатний, частково працездатний, непрацездатний, небезпечний та граничний.

Але жоден норматив, що стосується залізничної колії не містить технічного стану колії відповідно поняттям станів з точки зору надійності.

Стосовно можливості сходу колісної пари з рейок можливі три варіанти руху: безпечний, небезпечний і вкрай небезпечний. Ступінь небезпеки сходу колеса з рейки можна характеризувати величиною відстані від краю викружки на поверхні кочення рейки до краю поверхні кочення бандажа, що має уклон 1/7. Безпечним є рух колеса, коли бандаж опирається на головку рейки тією частиною, що має уклон 1/20. Якщо колесо опирається на рейку частиною бандажа з уклоном 1/7 рух є небезпечним, бо при цьому зростають горизонтальні поперечні сили взаємодії колеса і рейки та відповідні деформації. Рух є вкрай небезпечним при опиранні початком фаски бандажа так як при такому контакті відбувається сход рухомого складу.

При дослідженні деформативної роботи колії від впливу рухомого складу необхідно встановити критерії оцінки цього процесу на здатність забезпечувати безперебійний пропуск поїздів безпечно. Частково це було зроблено за рахунок аналізу існуючих нормативних документів [3]. Але на швидкість руху впливають і геометричні параметри елементів, наприклад, зноси рейок за якими вони вважаються дефектними. І якщо ста-

ропридатні рейки лежать у колії, тоді наявність навіть допустимого зносу не впливає на ширину колії, так як вони покладені іншим кантом, але впливають на прогин рейки під навантаженням, за рахунок зменшення площі опору. Таким чином, допустимі відхилення старопридатних елементів конструкції вибирають запас міцності, стійкості та надійності і потребують компенсацію за рахунок характеристик підшпальної основи.

Зазвичай колія оцінюється за показниками міцності, стійкості, колієвимірної стрічки та наявністю дефектів. Але ці фактори не пов'язані між собою та на їх основі без додаткових досліджень розробити зазначену технічну документацію за вимогами надійності неможливо.

Взаємозв'язок зазначених факторів можливий тільки при вивченні динамічних процесів, що відбуваються в колії під впливом рухомого складу. Всі динамічні процеси пов'язані між собою енергетичними змінами та враховують зміни, що відбуваються при деформативній роботі колії під впливом рухомого складу. Тому необхідно формувати оціночні умови на основі врахування зазначених енергетичних змін, що призводять до змін силової взаємодії між елементами конструкції залізничної колії.

Так зі збільшенням подовжніх стискаючих сил в рейках відбувається збільшення запасу потенційної енергії. При певній величині стискання потенційна енергія, яка накопичується в рейках стає настільки великою, що рейко-шпальна решітка в заданому положенні стає нестійкою. Наслідком цього може бути викид колії в сторону або доверху, який супроводжується звільненням «залишкової» потенційної енергії. За рахунок цієї енергії відбувається різкий вигин рейок, при якому долається вага рейко-шпальної решітки, опір баласту і інші фактори, завдяки чому енергія стискання зменшується. Її запас в рейках остаточно де-

формованої колії відповідає новому стану стійкої рівноваги між факторами протидії викривленню та стискаючій силі, яка має значно меншу величину. Зазвичай використовують значення подовжньої сили для визначення температурного інтервалу закріплення рейкової колії. Але подовжня сила може бути викликана не тільки змінами температурних деформацій, а й змінами жорсткісних деформацій. При певних деформаціях вигину досягається максимум стискаючої сили, що й характеризує критичний стан нестійкої рівноваги при певній довжині хорди викривлення.

Отже визначення таких співвідношень за методикою С.П. Першина [4] надає межі для формування нормативної бази з надійності колії з урахуванням її деформативних особливостей. Та за умови використання методики розрахунку параметрів деформативності колії зі застосуванням теорії розповсюдження хвильового процесу при описі взаємодії колії та рухомого складу можна визначити при яких геометричних, силових та швидкісних параметрах рухомого складу будуть мати місце отримані співвідношення, що характеризують подовжню стійкість залізничної колії.

Окрім стійкості в подовжньому напрямку рейкової колії необхідно враховувати поперечну стійкість залізничної колії [5]. Вона залежить від діючих на неї поперечних сил та від опору рейко-шпальної решітки поперечному здвигу. Останній залежить від характеристик і стану поверхонь підрейкових опор та середовища в якому вони знаходяться, а також від величини й характеру силового впливу на опори.

Оскільки з підвищенням швидкостей руху поїздів збільшуються частоти та амплітуди коливань баластного шару, це призводить до зниження опору баластного матеріалу здвигу. Для недопущення залишкових здвигів рейко-шпальної решітки вста-

новлено наступні вимоги до допустимих значень відношень сил:

$$\alpha_1 = \frac{Q_{\Gamma-\max}}{Q_B} \leq |\alpha_1|, \quad (1)$$

де $Q_{\Gamma-\max}$ - найбільше горизонтальне бокове навантаження від рейки на шпалу; Q_B - середнє значення вертикального навантаження від рейки на шпалу.

Допустимі значення відношень для різних швидкостей руху поїздів становлять:

1. $V \leq 120$ км/год. $|\alpha_1| = 1,4$;
2. $120 < V \leq 170$ км/год. $|\alpha_1| = 1,1$;
3. $170 < V \leq 200$ км/год. $|\alpha_1| = 1,05$.

Отже визначення таких співвідношень за методикою М. Ф. Верігота С. С. Крепкогорського надає межі для формування нормативної бази з надійності колії з урахуванням її деформативних особливостей. Та за умови використання методики розрахунку параметрів деформативності колії зі застосуванням теорії розповсюдження хвильового процесу при описі взаємодії колії та рухомого складу можна визначити при яких геометричних, силових та швидкісних параметрах рухомого складу будуть мати місце отримані співвідношення, що характеризують поперечну стійкість залізничної колії.

Висновки

Одним з нових аспектів процесу взаємодії колії та рухомого складу є рішення задач надійності та функціональної безпеки колії. Враховуючи, що українські залізниці не мають нормативних документів із цих сфер, напрямок досліджень є актуальним.

Аналіз особливостей контактної взаємодії рейки та колеса при русі допоміг визначитись з необхідністю правильно сформулювати задачу та визначити вхідні данні. До вхідних даних належать:

- тип рухомого складу, його швидкість та навантаження, що форму-

ють значення та місця впливу діючої сили;

- стан рейки та колеса, що формують площадку контакту та частоту імпульсу зовнішньої сили, яка характеризує амплітуду коливань;
- геометрія кожного елемента та вид контакту для всіх елементів, що характеризують геометрію розповсюдження коливань;
- характеристики елементів конструкції за матеріалами, з яких вони виготовлені (модуль пружності, щільність, коефіцієнт Пуассона, коефіцієнти тертя та зчеплення, як самих матеріалів, так і контактуючих пар, імпеданс), що характеризують кількісно процес розповсюдження коливань;
- необхідністю дослідження траєкторії руху при оцінці надійності та функціональної безпеки залізничної колії;
- необхідністю врахування умов контакту рейки та колеса при оцінці надійності та функціональної безпеки залізничної колії;
- на основі попередніх пунктів розглянути процес з врахуванням жорсткісних деформацій залізничної колії.

Загальні матеріали, що наведені в статті дають змогу перейти до встановлення характеристик функціональної надійності колії.

Бібліографічний список

1. Крутиков, А. М. Оценка надежности рельсов Р65 по ресурсу [Текст] / А. М. Крутиков // Донецк. – 2015. – 140 с.
2. ГОСТ 32192-2013 Надежность в железнодорожной технике. Основные понятия. Термины и определения. - Введ. 2014-07-01. - Москва: Стандартинформ, 2014. - 32 с.

3. Бондаренко, І. О. Формування оціночних умов життєвого циклу деформативної роботи залізничної колії [Текст] / І. О. Бондаренко // Наука та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. Вип. 3 (57). – С. 107–117.
4. Бесстыковой путь и длинные рельсы [Текст] / В. Г. Альбрехт, В. Н. Лященко, С. П. Першин, В. Я. Шульга – М.: Транспорт, 1963. –214 с.
5. Шахунянц, Г. М. Железнодорожный путь [Текст] / Г. М. Шахунянц // учебник, 3 издание, М. . 1987. С. 333-336.

Ключові слова: радіус кочення, стан надійності колії, колісна пара, ділянка колії, радіус кривої, знос рейки, жорсткісна деформація залізничної колії.

Ключевые слова: радиус качения, состояние надежности пути, колесная пара, участок пути, радиус кривой, износ рейки, жесткостных деформация железнодорожного пути.

Keywords: radius of wobbling, state of reliability of way, wheelpair, area of way, radius of curve, wear of lath, rigid deformation of railway way.

Рецензенти:
д.т.н., проф. В. Д. Петренко,
д.т.н., проф. Д. В. Лаухін.

Надійшла до редколегії 12.10.2015.
Прийнята до друку 22.10.2015.