

УДК 625.1.032.3

В. В. Косарчук, д.т.н., професор
(завідувач кафедри «Теоретична та прикладна механіка», Державний університет інфраструктури та технологій)

Е. І. Даніленко, д.т.н., професор
(завідувач кафедри «Залізнична колія та колійне господарство», Державний університет інфраструктури та технологій)

О. В. Азарков, к.т.н., доцент
(доцент кафедри «Теоретична та прикладна механіка», Державний університет інфраструктури та технологій)

О. Ю. Рафальський
(асистент кафедри «Теоретична та прикладна механіка», Державний університет інфраструктури та технологій)

ВПЛИВ ПРОФІЛЮ ВАГОННИХ КОЛІС НА РІВЕНЬ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ У РЕЙКАХ

Наведені результати чисельного моделювання контактної взаємодії рейок з колесами рухомого складу метрополітену. Дана оцінка впливу профілю коліс на рівень контактних напружень у рейках різних типів.

Ключові слова: рейки, контактні напруження, колісний профіль, контактнотомні дефекти, метод скінченних елементів.

Відповідно до свого призначення, конструкції залізничної колії повинні працювати протягом тривалого періоду експлуатації, під час якого кількість силових колісних впливів іноді вимірюється десятками мільйонів. У результаті в матеріалі рейок під дією змінних напружень накопичуються так звані втомні пошкодження (мікроскопічні тріщини, які виникають, як правило, на границях зерен в результаті мікропластичної деформації). Згодом вказані мікротріщини зливаються і виникають макротріщини, подальший розвиток яких призводить до виникнення контактнотомних дефектів рейки (поверхневих та внутрішніх тріщин, відшарування тощо).

Відомо [1, 2], що близько 80% пошкоджень залізничних рейок пов'язані саме з контактнотомними дефектами рейок.

Наявність втомних тріщин, якщо вони своєчасно не виявлені, може призвести до раптового руйнування рейки при проходженні потяга або при зниженні температури. Тому вивчення процесів накопичення контактнотомних пошкоджень і створення теоретичних моделей рейок має дуже важливе значення для забезпечення безпеки руху на залізничних коліях. На кінетику процесу накопичення втомних пошкоджень у матеріалі рейкових сталей впливають численні металургійні, конструктивні та експлуатаційні фактори, а саме: величина зерна, наявність неметалічних включень,

© Косарчук В. В., Даніленко Е. І., Азарков О. В., Рафальський О. Ю., 2018

рівень і характер розподілу напружень від колісного навантаження, рівень і характер розподілу залишкових (технологічних) напружень, частота навантаження, асиметрія і форма циклу зміни напружень, температура, наявність змащування та ін. Тому прогнозування довговічності рейок на основі математичних моделей деформування й накопичення пошкоджень у матеріалах натрапляє на певні труднощі, оскільки необхідно розв'язувати такі контактні задачі у тривимірній фізично нелінійній постановці при досить невизначених силових впливах.

Одним з найважливіших чинників, що впливає на інтенсивність процесу втомного руйнування рейок і коліс рухомого складу є рівень контактних напружень, який безпосередньо залежить від форми контактуючих поверхонь.

Залежно від низки конструктивних (типу рейок, плану колії, радіуса її кривини, типу кріплень, типу шпал тощо) й експлуатаційних (швидкості руху, навантаження на вісь візка, наявності ділянок розгону та зупинки, ступеня зношеності рейок і коліс тощо) параметрів залізничної колії та типу вагонних коліс розрізняють кілька видів контакту рейок з колесами, а саме: одноточковий контакт, конформний та двоточковий контакт.

На рис. 1 схематично подано одноточковий контакт у центральній частині рейки, який є характерним для нових коліс та рейок у прямих ділянках колії і в кривих великих радіусів. Цей вид контакту є оптимальним, оскільки в цьому випадку площа контакту колеса і рейки досить велика, що сприяє зниженню контактних напружень. Форма контактної площадки еліптична з невеликою різницею у довжині головних осей. Такий вид контакту характеризується невеликим проковзуванням однієї контактної поверхні відносно іншої.

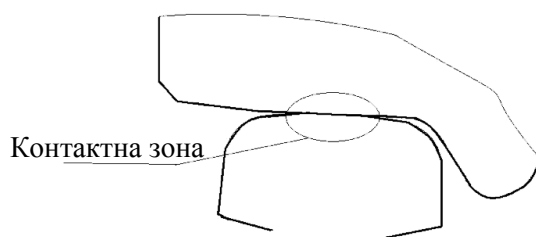


Рис. 1. Одноточковий контакт в центральній частині рейки

Одноточковий контакт у зоні робочої грані рейки (рис. 2) характеризується дуже високими контактними напруженнями через невелику за розмірами контактну площадку, що має форму витягнутого еліпса. Такий вид контакту характерний для умов, коли поверхня колеса має форму конуса, а поверхня рейки має плоский профіль, що може бути пов'язано як із значним вертикальним зносом головки рейки, так і з надмірним прокатом поверхні кочення в процесі її виготовлення [3]. Такий вид контакту є причиною інтенсивного розвитку дефектів контактної втомного походження.

На рис. 3 наведено схему контактної взаємодії, що має місце в зоні зовнішньої грані головки рейки. Такий вид контакту зустрічається, в основному, в кривих ділянках колії на внутрішній рейці, рідше на прямих ділянках колії, рейки якої мають значний горизонтальний знос головок. Такий вид контактної взаємодії інколи призводить до утворення хибного гребеня на колесі, що в свою чергу може призвести до

інтенсивного зносу гребеня парного колеса. Рівень контактних напружень у даному випадку не дуже високий, площадка контакту має неправильну форму.



Рис. 2. Одноточковий контакт у зоні робочої грані рейки

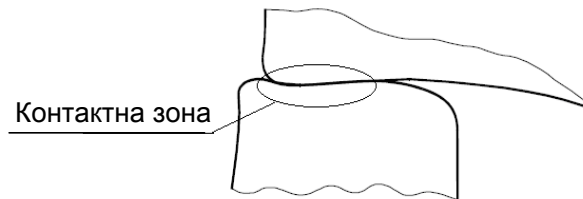


Рис. 3. Одноточковий контакт у зоні зовнішньої грані рейки



а



б

Рис. 4. Схеми двоточкового контакту

На рис. 4, а подано двоточковий контакт, характерний для взаємодії коліс з рейками на кривих ділянках колії, а також і на прямих ділянках колії при розхитуванні екіпажу в поперечному напрямку або при проходженні локальних горизонтальних нерівностей рейок. Для рейок із значним зносом робочої грані характерним є дещо інший вид двоточкового контакту (рис. 4, б). Рівень контактних напружень у кожній з двох зон (див. рис. 4) значно відрізняється, як і форми контактних площадок (рис. 5). Слід мати на увазі, що під час руху поїзда в прямій ділянці колії (рис. 5, б) зони контакту гребеня та поверхні кочення колеса з рейкою лежать в одній поперечній площині, а для кривих ділянок колії – у різних поперечних площинах (рис. 5, а). Це потрібно враховувати при розрахунку напружено-деформованого стану рейок.

Конформний контакт (рис. 6) виникає в результаті інтенсивного зносу бічної робочої поверхні рейки. З одного боку площа контакту в такому випадку досить велика, що очевидно зменшує нормальні контактні напруження на поверхні контакту, з іншого боку такий вид контакту призводить до більшого проковзування однієї поверхні відносно іншої. При досягненні конформного профілю контактні поверхні досить довго не міняють своєї форми, тобто така форма контакту сприяє зменшенню інтенсивності зносу контактуючих тіл.

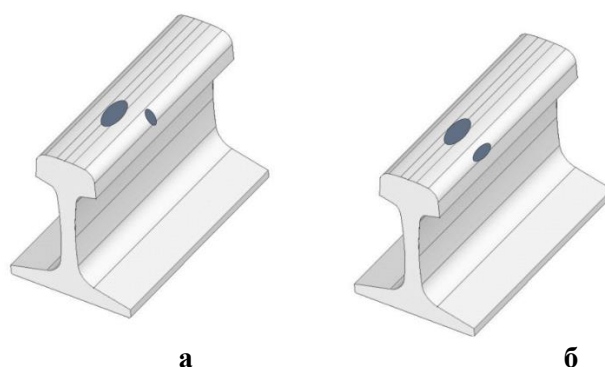


Рис. 5. Розташування площадок контакту в кривій (а) і прямій (б) ділянках колії

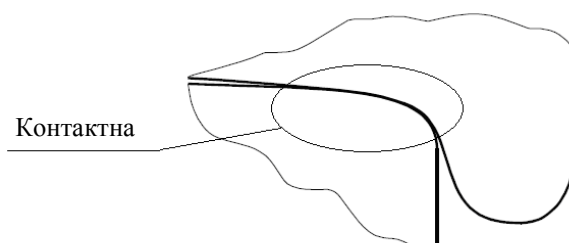


Рис. 6. Конформний контакт

З часом тип контакту може змінюватись. Це пов'язане із зносом рейок і коліс та зміною конструктивних параметрів колії.

Прості аналітичні формули для розрахунку контактних напружень вперше отримані Г. Герцем ще у 1882 р. і дають лише якісну картину розподілу напружень, оскільки його підхід базується на значних спрощеннях реальної картини контактної взаємодії твердих тіл. Критичний огляд робіт з уточнення цих формул шляхом врахування дії дотичних сил на площадці контакту, складніших форм контактуючих поверхонь, обмежених розмірів тіл, шорсткості поверхонь, тертя й інших факторів наведено в публікаціях [4 – 6]. Проте всі ці дослідження виконувались у рамках теорії пружності, а отже не можуть врахувати наявність пластичних деформацій у зоні контакту. Саме ця особливість, що притаманна реальному контакту залізничних рейок з колесами рухомого складу, і є основною причиною розбіжності теоретичних і експериментальних результатів.

Крім того, слід зважати на те, що у реальних умовах режим навантаження рейки є циклічним, тому рівень пластичних деформацій змінюється з часом, причому характер цих змін залежить від характеристик циклічного зміцнення або знеміцнення матеріалу деталей. Це призводить до зміни у часі як величини контактної площадки, так і напружень у контактній зоні. Тому для розрахунків на міцність та довговічність таких елементів конструкцій потрібно визначати кінетику їх напружено-деформованого стану, що неможливо зробити за допомогою відомих аналітичних формул.

Для таких складних за формою елементів конструкцій, якими є залізничні рейки і колеса рухомого складу, досить точно визначення напружень і деформацій можливе лише за умови використання сучасних чисельних методів механіки, зокрема, методи скінченних елементів.

Комп'ютерне моделювання контактної взаємодії коліс з рейками є сферою активних наукових досліджень протягом останнього часу [7 – 10]. Значний прогрес у цій галузі дозволив перейти від статичних розрахунків напружено-деформованого стану до прогнозування кінетики накопичення пошкоджень і розвитку дефектів при циклічному навантаженні, тобто до оцінки довговічності рейок і коліс [11 – 15].

Як відомо, однією із переваг чисельних методів є можливість проведення чисельних експериментів, з результатів яких можна встановити якісний і кількісний вплив різних факторів на поведінку розв'язку задачі. У нашому випадку доцільним є вивчення деяких експлуатаційних факторів та параметрів колії на величини напружень і деформацій у зоні контакту коліс рухомого складу з рейкою. Такими факторами, зокрема, можуть бути профілі поверхонь кочення коліс і рейок, механічні властивості матеріалів коліс і рейок, швидкість руху, конструктивні параметри залізничної колії (величина ухилу рейки у вертикальній площині, радіус кривини колії, її ширина та ін.).

Певною мірою ці дослідження були пов'язані з результатами аналізу дефектності рейок Київського метрополітену за останні 10 років [16]. Зокрема, було встановлено, що найбільш поширеним дефектом рейок на коліях метрополітену є дефект типу 11.2 [17] – викришування на робочій викружці рейки. Це типовий дефект контактнотомного походження. Поява таких дефектів на деяких ділянках колії починається вже після 3 – 4 місяців експлуатації. Статистична обробка показала значний приріст кількості зафіксованих дефектів типу 11 на лініях Київського метрополітену, починаючи з 2007 – 2008 рр., що на думку авторів даної роботи, може бути пов'язано з впровадженням нового профілю бандажів вагонних коліс, або ж із значним погіршенням якості рейок.

У чинній в Україні системі класифікації дефектів [17] викришування на поверхні кочення або робочій грані головки рейки (дефекти 10 і 11) пов'язують з порушенням технології виготовлення рейок – наявністю волосовин, закатів та плен на поверхні рейки або з наявністю в матеріалі рейки неметалічних включень. Дійсно, наявність таких технологічних дефектів призведе до ранньої появи таких викришувань за рахунок появи тріщин у зонах концентрації напружень на неоднорідностях структури матеріалу.

Але навіть побіжний аналіз рейок колії (рис. 7) свідчить про те, що основною причиною появи дефектів типу 10 і 11 є високі контактні напруження, що притаманні механічній системі колесо – рейка. Це підтверджується даними інших дослідників [18 – 20]. Так, аналіз результатів досліджень, що проведені на експериментальному полігоні ВНДІЗТ, свідчить [20], що і на магістральних залізничних лініях має місце поетапний розвиток дефектів – від появи поверхневих тріщин контактної втоми до викришувань (дефекти 10 і 11), а у деяких випадках до виникнення поперечних тріщин (дефект 21), причому лише деякі з указаних дефектів пов'язані з технологічними недоліками виготовлення рейок.



Рис. 7. Загальний вигляд рейок колії метрополітену

На рис. 7 зображені рейки колії, що ушкоджені контактними дефектами (ділянка Театральна – Хрещатик, крива $R=400$ м, нетермозміцнені рейки Р50, близько півроку експлуатації, середня площа дефектів $25 - 35 \text{ мм}^2$, глибина $< 1 \text{ мм}$). Як видно, дефекти зосереджені у вузькій смузі, де відбувався контакт колеса з рейкою.

Звісно, дослідження з встановлення причин росту дефектності рейок мають бути комплексними і потребують значного часу, проте деякі висновки можна зробити, якщо оцінити рівень контактних напружень при взаємодії рейок з колесами різних профілів, оскільки саме контактні напруження є основними чинниками появи дефектів вказаного типу

Ця задача була вирішена для реальних розмірів трьох типів рейок (Р50, Р65 і UIC60) і коліс двох типів з урахуванням реальних умов контакту. Розглянуто два типи профілів бандажів коліс рухомого складу. Один з них відповідає колесу за ГОСТ 9036-88 [21] (надалі – колесо 1-го типу), другий – має профіль, що був розроблений ЗАТ «МІНТЕК» (надалі – колесо 2-го типу). Колеса 2-го типу використовуються у Київському метрополітені у даний час, а їх впровадження почалось саме у 2007 р. До цього використовували колеса 1-го типу. Основні розміри обох профілів подані на рис. 8. Діаметри коліс за колом кочення були однаковими і дорівнювали 780 мм.

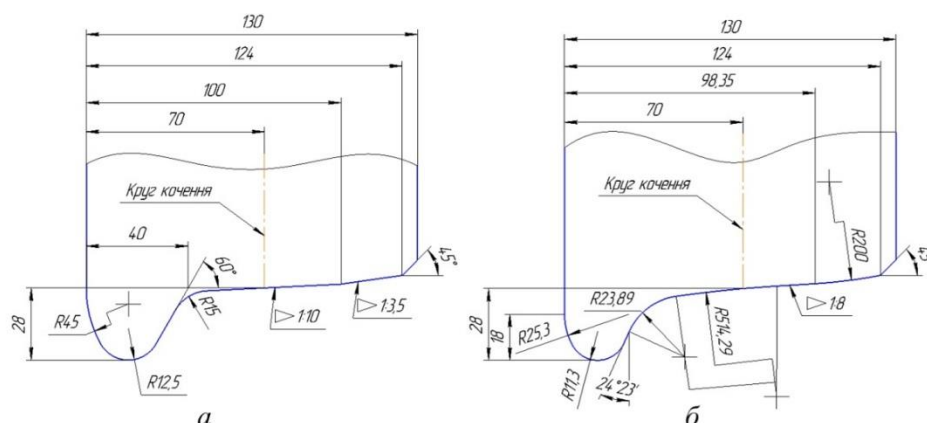


Рис. 8. Профілі бандажів вагонних коліс:
а – відповідно до ГОСТ 9036-88(колесо 1-го типу);
б – розробка ЗАТ «МІНТЕК» (колесо 2-го типу)

Для визначення полів напружень і деформацій у зоні контакту рейки з колесом використовували геометричну модель, яка являла собою ділянку рейки довжиною 600 мм (міжшпальна відстань) з шарнірними опорами на торцях, що певною мірою забезпечує урахування впливу величини вертикального прогину рейки на розміри площадки контакту (рис. 9).

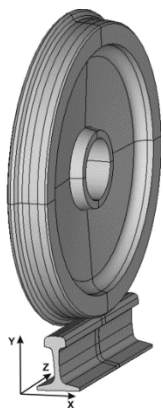


Рис. 9. Геометрична модель контактної взаємодії колеса та рейки

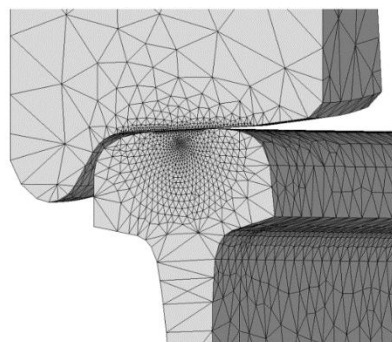


Рис. 10. Фрагмент геометричної моделі в зоні контакту

У центральній частині моделі рейки була виділена зона, яка у три рази перевищувала за розмірами очікувану площадку контакту. У цій зоні розміри скінченних елементів значно зменшували (фрагмент сітки у розрахунковому перерізі подано на рис. 10) для підвищення точності розрахунку напружень і деформацій. Достатня точність розв'язання даної крайової задачі забезпечується при середній довжині ребер скінченних елементів у 0,5 мм.

Вихідними даними для побудови геометричних моделей були рейки Р50, Р65 та UIC60, що укладені з ухилами 0, 1:20 та 1:40 на бетонних шпалах з епюрою 1680 шт/км (міжшпальна відстань 60 см) і два типи вагонних коліс (див. вище). Осьове навантаження на колесо для усіх варіантів розрахунків було однаковим і складало 75 кН, що відповідає середньому навантаженню (≈ 150 кН) на вісь візка вагона метрополітену. Зауважимо, що задачі розв'язувались у пружній постановці, тому величина осьового навантаження не впливає на якісні результати даного чисельного експерименту.

Щодо характеристик механічних властивостей матеріалів, то у чинних стандартах України відсутні дані про пружнопластичні властивості рейкових і колісних сталей навіть при простому розтяганні, не кажучи вже про циклічне деформування. Тому всі розрахунки виконували з використанням механічних характеристик рейкової сталі перлітного класу BS 11 [22]. Ця сталь використовується для виготовлення залізничних рейок у країнах Західної Європи і має механічні властивості, що подібні до властивостей вітчизняної рейкової сталі, яка використовується для виробництва нетермозміцнених рейок Р50. Основні механічні характеристики вказаної сталі: модуль пружності при розтяганні $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона

$\nu=0,3$; межа текучості $\sigma_T=480$ МПа. Механічну поведінку матеріалу колеса вважали пружною з параметрами пружності: модуль пружності при розтяганні $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu=0,3$.

У результаті розрахунків було отримано всі компоненти тензорів напружень і деформацій, а також векторів переміщень у кожній точці розрахункового перерізу рейки. За відомими компонентами напружень і деформацій розраховували також еквівалентні напруження і деформації:

$$\sigma_{eqv} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)};$$

$$\varepsilon_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\mu)} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{xz}^2)},$$

а також головні напруження і деформації, максимальні дотичні напруження та максимальні деформації зсуву. Декартова система координат, що використовувалась при проведенні розрахунків, подана на рис. 9. Результати розрахунків наведені у вигляді картин ізоліній полів відповідних характеристик напружено-деформованого стану (НДС), що дає можливість проводити якісний аналіз числових даних, загальний обсяг яких сягає кількох сотень мегабайт.

Нижче аналізуються дані розрахунку наведених варіантів тривимірної задачі контактної взаємодії залізничної рейки з колесом рухомого складу на прямолінійній ділянці колії.

Розглянемо більш докладно результати 1-го варіанта розрахунків, а саме: контакту рейки Р50 з ухилом 1:20 та колеса за ГОСТ 9036-88. На рис. 11 наведено розподіл контактного тиску на площадці контакту.

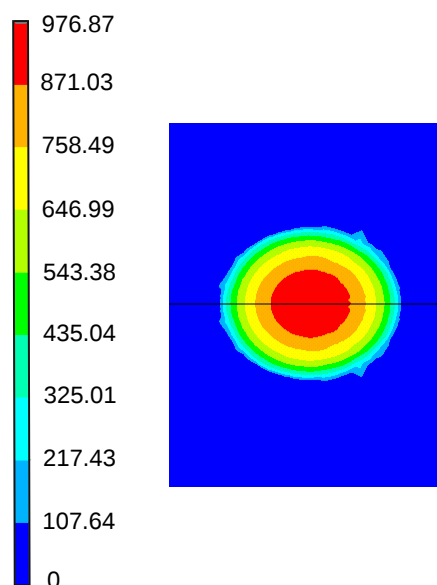


Рис. 11. Розподіл контактної тиску на поверхні рейки

Видно, що форма контактної площадки є еліптичною (розміри осей еліпса складають: у поздовжньому напрямку рейки 11,1, у поперечному – 13,25 мм). Горизонтальна координата центру еліпса дорівнює 58.33 (ширина голівки рейки Р50 – 70 мм, підшви – 132 мм, горизонтальна координата вертикальної осі симетрії рейки – 66 мм). Така форма контактної площадки обумовлена тим, що у даному випадку радіус кривини рейки у зоні контакту становить 500 мм, а радіус кривини колеса по колу кочення – 390 мм. Тому поперечна вісь еліпса є більшою за поздовжню. Центр площадки контакту за даних умов (прямолінійна ділянка колії з ухилом рейки 1:20) зміщений на кілька міліметрів від вертикальної осі рейки у бік лівої (робочої) грані.

Зауважимо, що врахування пластичних деформацій призведе до збільшення розмірів контактної площадки, а це, в свою чергу, зменшить максимальну величину контактного тиску [15]. Проте для визначення якісного впливу форми (профілю) поверхні кочення колеса на величину контактних напружень достатньо розв'язання цієї задачі у пружній постановці. Всі нормальні напруження у центральній зоні контакту є стискаючими. Найбільшими за абсолютною величиною серед них є напруження σ_y , що діють вздовж вертикальної осі рейки (система координат показана на рис. 9). Їх значення досягає 1000 МПа у центрі контактної площадки (рис. 12). На відміну від компонентів тензору напружень, що мають лише від'ємні значення у зоні контакту, деякі компоненти тензору лінійних деформацій є розтягуючими. Так, лінійні деформації у поперечному напрямку ε_x на поверхні рейки є розтягуючими, а під поверхнею – стискаючими. Лінійні деформації вздовж осі Y є стискаючими в усій контактній зоні. Лінійні деформації вздовж осі рейки ε_z на поверхні кочення від'ємні, а під поверхнею – додатні.

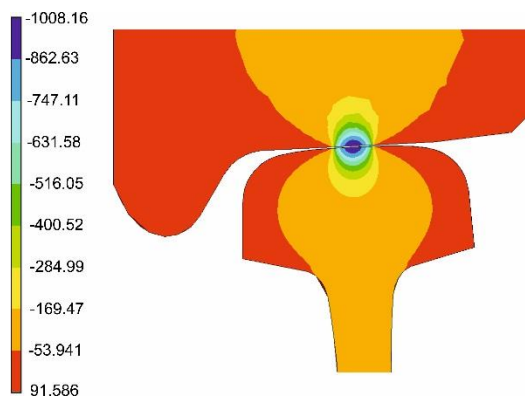


Рис. 12. Розподіл нормальних напружень σ_y у перерізі рейки

Максимальні еквівалентні напруження сягають величини у 610 МПа (рис. 13) і перевищують границю текучості рейкової сталі (480 МПа). Точка, в якій реалізуються максимальні еквівалентні напруження, розташована на глибині 3,12 мм від поверхні кочення голівки рейки. Надалі цю точку будемо називати небезпечною. У околі небезпечної точки можливою є поява пластичних деформацій.

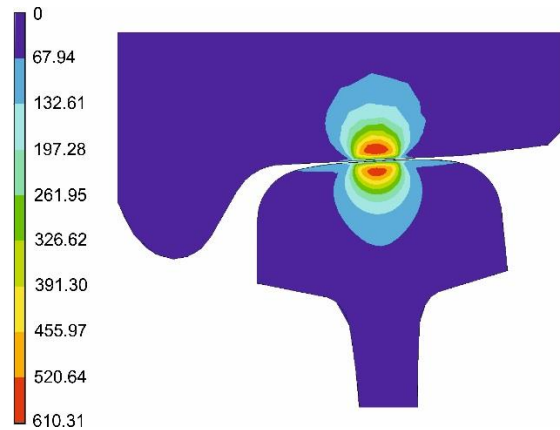


Рис. 13. Розподіл еквівалентних напружень σ_{eqv} у перерізі рейки

Розподіл дотичних напружень (рис. 14) у поздовжньому (площина YZ) перерізі рейки вказує на те, що при проході колеса візка через розрахунковий переріз дотичні напруження τ_{yz} у небезпечній точці змінюють свій знак. Це вказує на циклічну зміну положення головних осей тензорів напружень і деформацій при проходженні коліс рухомого складу через розрахунковий переріз.

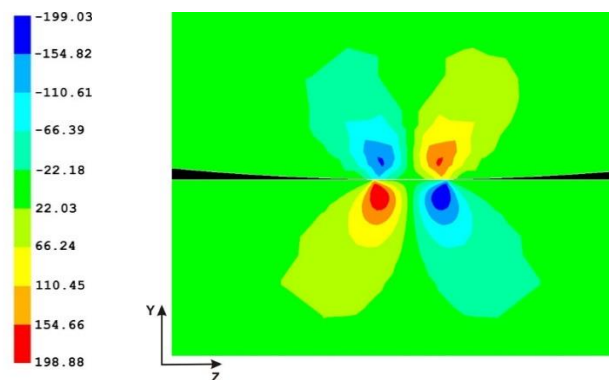


Рис. 14. Розподіл дотичних напружень τ_{yz} у поздовжньому перерізі рейки

В поперечній площині максимальна величина дотичних напружень у небезпечній точці складає майже 200 МПа (рис. 15).

Якісно схожі результати були отримані і для інших варіантів розрахунків.

Під час проходу колісної пари візка кожне із напружень у розрахунковому перерізі рейки змінюється за своїм законом. Для нормальних напружень реалізується пульсуючий цикл з невеликим коефіцієнтом асиметрії, для дотичних напружень – знакозмінний цикл з великим коефіцієнтом асиметрії (близьким до -1). Для нормальних напружень

максимальні за абсолютною величиною значення відповідають моменту проходження колеса через розрахунковий переріз.

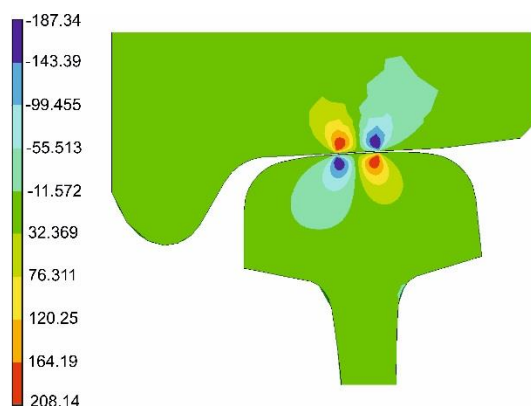


Рис. 15. Розподіл дотичних напружень τ_{xy} у поперечному перерізі рейки

Для дотичних напружень, навпаки, у момент, коли колесо знаходиться над розрахунковим перерізом, їх величина близька нулю (це пов'язано з тим, що напрямки дії нормальних напружень майже збігаються з напрямками головних осей тензора напружень, а як відомо, за таких умов дотичні напруження дорівнюють нулю).

Варто мати на увазі, що в умовах об'ємного непропорційного циклічного пружно-пластичного навантаження, яке є характерним при контактній взаємодії рейок і коліс, крім втомних пошкоджень можуть також накопичуватися квазістатичні пошкодження, що пов'язані з явищем одностороннього накопичення деформацій у якому-небудь напрямку (так звана циклічна повзучість). У випадку одноосного навантаження циклічна повзучість спостерігається лише у випадку, коли середнє напруження циклу відмінне від нуля. При непропорційному циклічному навантаженні це явище мало вивчене, хоча відомо, що необоротне накопичення деформацій спостерігається в тих випадках, коли одні компоненти тензора напружень постійні, а інші циклічно змінюються (наприклад, знакозмінне циклічне кручення при постійному стискаючому напруженні).

Таким чином, отримані дані свідчать про можливість накопичення лінійних деформацій при циклічному деформуванні рейки при її взаємодії з колесами рухомого складу, що може призвести до появи тріщин малоциклової втоми. Кінетика процесу накопичення лінійних деформацій буде залежати, зокрема, від характеру циклічного зміцнення (або знеміцнення) рейкової сталі. Але у будь-якому разі цей процес буде затухаючим, тому що із необоротним збільшенням величини пластичних деформацій буде збільшуватися величина контактної площадки, а відтак, напруження будуть зменшуватися. Детальний аналіз цих явищ потребує як експериментального вивчення процесів деформування і накопичення пошкоджень рейкової сталі в умовах мало – і багатоциклової втоми, так і чисельного моделювання циклічної контактної взаємодії рейки з колесом.

Повну картину напружено-деформованого стану рейки можна отримати, якщо до контактних напружень і деформацій додати напруження і деформації від вигину рейки під дією колісної пари та від кручення за рахунок позацентрового прикладення

навантаження. Для точних розрахунків слід врахувати також залишкові (технологічні) та температурні напруження. Тому наведені нижче оцінки впливу конструктивних параметрів колії і коліс рухомого складу на напружено-деформований стан рейок можна вважати лише якісними.

Розглянемо вплив профілю бандажу колеса на величини контактних тисків та максимальних еквівалентних напружень у контактній зоні для різних типів рейок (дані наведено у таблицях 1 – 4).

В табл. 1 і 2 наведені дані про розміри площадки контакту. Форму площадки контакту умовно прийнято еліптичною (a і b – розміри осей еліпса), оскільки для деяких комбінацій колеса, рейки і підуклонки спостерігається відхилення від вказаної форми. Так, у випадку взаємодії колеса першого типу і рейки UIC60 без ухилу форма контактної площадки має наступний вигляд (рис. 16).

Звичайно рейки укладаються в колію з певним ухилом, як правило, його величина дорівнює 1:20. Проте, якщо жорсткість підрейкової основи недостатня, це може призвести до зменшення ухилу. Тому розрахунки були проведені для різних ухилів рейок.

Якщо порівнювати рівні максимальних еквівалентних напружень для різних варіантів типів рейок і профілів бандажів коліс (табл. 3 і 4), то можна зробити висновки, що найкращою (у сенсі зниження контактних напружень) є комбінація рейки Р50 (або Р65) з ухилом 1:20 та колеса з конусністю 1:10 (колесо 1-го типу за ГОСТ 9036-88).

Таблиця 1. Рівні максимальних контактних тисків $P_{\max}$ та розміри контактних площадок при взаємодії колеса 1-го типу із рейками різних типів

	Рейка Р50			Рейка Р65			Рейка UIC60		
	Величина ухилу			Величина ухилу			Величина ухилу		
	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40
$P_{\max}$, МПа	1882	978	1600	1900	979	1610	1895	1153	1161
Поздовжня вісь a , мм	14,52	11,10	13,20	14,44	11,4	13,50	14,42	12,3	12,9
Поперечна вісь b , мм	5,31	13,25	8,46	5,32	13,18	8,43	5,24	10,37	9,96

Таблиця 2. Рівні максимальних контактних тисків $P_{\max}$ та розміри контактних площадок при взаємодії колеса 2-го типу із рейками різних типів

	Рейка Р50			Рейка Р65			Рейка UIC60		
	Величина ухилу			Величина ухилу			Величина ухилу		
	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40
$P_{\max}$, МПа	1766	1761	1762	1773	1751	1771	1788	1750	1765
Поздовжня вісь a , мм	14,32	14,22	14,46	14,26	14,24	14,35	14,08	14,34	14,41
Поперечна вісь b , мм	5,31	5,73	5,69	5,68	5,74	5,68	5,67	5,77	5,73

При використанні профілю ЗАТ «МІНТЕК» рівень максимальних еквівалентних напружень у зоні контакту перевищує 1000 МПа для усіх типів рейок, що значно перевищує границю текучості рейкової сталі.

Ці дані ясно свідчать про те, що за однакових умов експлуатації використання колісного профілю, що запропонований ЗАТ «МІНТЕК», призведе до більшої кількості пошкоджень контактної-втомного походження, а відтак, до значного зменшення довговічності рейок.

Цей висновок підтверджується тим фактом, що після введення у 2007 р. даного колісного профілю в експлуатацію на лініях Київського метрополітену зафіксовано значне збільшення кількості контактних-втомних дефектів типу 11.2. Очевидно, що в умовах метрополітену використання такого профілю коліс є недоцільним за наявних конструкцій колій. Слід зауважити, що цей висновок не стосується магістральних колій, оскільки на лініях метрополітену курсує однотипний рухомий склад і осові навантаження порівняно невеликі. Проте для остаточних висновків потрібні подальші дослідження.

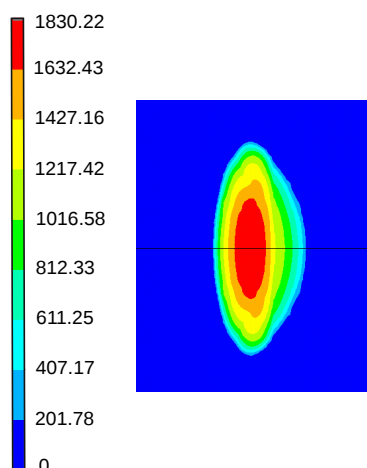


Рис. 16. Розподіл контактної тиску на поверхні рейки UIC60 без ухилу

Таблиця 3. Рівні максимальних контактних напружень при взаємодії колеса 1-го типу із рейками різних типів

Рівень напружень	Рейка Р50			Рейка Р65			Рейка UIC60		
	Величина ухилу			Величина ухилу			Величина ухилу		
	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40
σ_y , МПа	-1896	-1008	-1602	-1884	-1045	-1610	-1890	-1008	-1380
τ_{xy} , МПа	470	208	421	480	208	413	478	273	288
σ_{eqv} , МПа	1136	610	1000	1155	613	938	1093	726	737

Таблиця 4. Рівні максимальних контактних напружень при взаємодії колеса 2-го типу із рейками різних типів

Рівень напружень	Рейка Р50			Рейка Р65			Рейка UIC60		
	Величина ухилу			Величина ухилу			Величина ухилу		
	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40
σ_y , МПа	-1777	-1763	-1756	-1806	-1848	-1817	-1825	-1770	-1823
τ_{xy} , МПа	476	463	466	473	464	470	472	463	463
σ_{eqv} , МПа	1068	1024	1093	1106	1078	1097	1104	1010	1072

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шейнман Е. Л. Дефекты рельсов. /Обзор зарубежных изданий // Путь и путевое хозяйство. – 2007. – № 3. – С. 29 – 32.
2. Cannon D.F., Edel K.-O., Grassie S.L., Sawley K. Rail defects: an overview // Fatigue Fracture Engng. Mater. Struct. – 2003. – 26. – P. 865 – 887.
3. Харрис У. Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса. / Пер. с англ. // У. Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
4. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 302 с.
5. Горячева И.Г. Механика контактного взаимодействия. – М.: Наука, 2001. – 478 с.
6. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 509 с.
7. Sladkowski A., Sitarz M. Analysis of wheel-rail interaction using FE software // Wear. – 2005. – 258. – P. 1217 – 1223.
8. Ringsberg J.W., Lindbäck T. Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads // Int. J. Fatigue. – 2003. – 25. – P. 547 – 558.
9. Kapoor A., Beynon J.H., Fletcher D.I., Loo-Morrey M. Computer simulation of strain accumulation and hardening for pearlitic rail steel undergoing repeated contact // J. Strain Analysis. – 2004. – 39. – P. 383 – 396.
10. Akama M. Development of finite element model for analysis of rolling contact fatigue cracks in wheel/rail systems // Quart. Rep. of RTRI. – 2007. – 48. – № 1. – P. 8 – 14.
11. Ringsberg J.W. Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation // Int. J. Fatigue. – 2001. – 23. – P. 575 – 586.
12. Taraf M., Zahaf E.H., Oussouaddi O., Zegloul A. Numerical analysis for predicting the rolling contact fatigue crack initiation in a railway wheel steel // Tribology International. – 2010. – 43. – P. 585 – 593.
13. Jiang Y., Sehitoglu H. A model for rolling contact failure // Wear. – 1999. – 224. – P. 38 – 49.
14. Косарчук В. В., Азарков О.В. К методике прогнозирования долговечности рельсов // Зб. наук. праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». – 2011. – Вип. 18. – С. 61 – 72.
15. Косарчук В. В., Азарков О.В. Прогнозирование долговечности рельсов по критерию возникновения трещин контактной усталости // Зб. наук. праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». – 2012. – Вип. 20. – С. 77 – 90.
16. Встановлення умов експлуатації рейок на коліях Київського метрополітену / Державний економіко-технологічний університет транспорту; керівник Даніленко Едуард Іванович; викон. : Даніленко Е. І., Косарчук В. В., Карпов М. І. [та ін.]. – Київ, 2014. – 131 с.
17. Класифікація і каталог дефектів і пошкоджень елементів стрілочних переводів та рейок залізниць України (ЦП-0060, 0061)/ За ред. Е.І. Даніленко, А.М. Орловського. – К.: Міністерство транспорту України, 2000. – 148 с.
18. Zerbst U., Lundén R., Edel K.-O., Smith R.A. Introduction to the damage behaviour of railway rails – a review // Engng. Fracture Mech. – 2009. – №76. – P. 2563 – 2601.
19. Ekberg A., Kabo E., Andersson H. An engineering model for rolling contact fatigue // Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct. – 2002. – 25. – P. 899 – 909.
20. Рейхарт В.А. Анализ дефектов рельсов // Путь и путевое хозяйство. – 2001. – №4. – С. 22 – 25.
21. ГОСТ 9036-88. Колеса цельнокатаные. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 15 с.

22. Ringsberg J.W. Cyclic ratcheting and failure of a pearlitic rail steel // Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct. – 2000. – 23. – P. 747 – 758.

REFERENCES

1. Sheinman E. L. Defektu relsov. / Obzor zarubezhnykh yzdaniy // Put y putevoe khoziaistvo. – 2007. – № 3. – S. 29 – 32.
2. Cannon D.F., Edel K.-O., Grassie S.L., Sawley K. Rail defects: an overview // Fatigue Fracture Engng. Mater. Struct. – 2003. – 26. – P. 865 – 887.
3. Kharrys U.Dzh. Obobshchenye peredovogo opyta tiazhelovesnogo dvyzheniya: voprosy vzaymodeistviya kolea y relsa. / Per. s anhl. // U. Dzh. Kharrys, S.M. Zakharov, Dzh. Landhren, Kh. Turne, V. Əbersen – M.: Yntekst, 2002. – 408 s.
4. Halyn L.A. Kontaktnye zadachy teoryy upruhosty y viazkoupruhosty. – M.: Nauka, 1980. – 302 s.
5. Horiacheva Y.H. Mekhanyka kontaktnoho vzaymodeistviya. – M.: Nauka, 2001. – 478 s.
6. Dzhonson K. Mekhanyka kontaktnoho vzaymodeistviya. – M.: Myr, 1989. – 509 s.
7. Sladkowski A., Sitarz M. Analysis of wheel-rail interaction using FE software // Wear. – 2005. – 258. – P. 1217 – 1223.
8. Ringsberg J.W., Lindbäck T. Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads // Int. J. Fatigue. – 2003. – 25. – P. 547 – 558.
9. Kapoor A., Beynon J.H., Fletcher D.I., Loo-Morrey M. Computer simulation of strain accumulation and hardening for pearlitic rail steel undergoing repeated contact // J. Strain Analysis. – 2004. – 39. – P. 383 – 396.
10. Akama M. Development of finite element model for analysis of rolling contact fatigue cracks in wheel/rail systems // Quart. Rep. of RTRI. – 2007. – 48. – № 1. – P. 8 – 14.
11. Ringsberg J.W. Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation // Int. J. Fatigue. – 2001. – 23. – P. 575 – 586.
12. Taraf M., Zahaf E.H., Oussouaddi O., Zeghloul A. Numerical analysis for predicting the rolling contact fatigue crack initiation in a railway wheel steel // Tribology International. – 2010. – 43. – P. 585 – 593.
13. Jiang Y., Sehitoglu H. A model for rolling contact failure // Wear. – 1999. – 224. – P. 38 – 49.
14. Kosarchuk V. V., Aharkov O.V. K metodyke prohnozyrovanyia dolhovechnosti relsov // Zb. nauk. prats DETUT. Seriiia «Transportni systemy i tekhnolohii». – 2011. – 18. – S. 61 – 72.
15. Kosarchuk V. V., Aharkov O.V. Prohnozyrovanye dolhovechnosti relsov po kryteriyu voznyknoveniya treshchyn kontaktnoi ustalosty // Zb. nauk. prats DETUT. Seriiia «Transportni systemy i tekhnolohii». – 2012. – 20. – S. 77 – 90.
16. Vstanovlennia umov ekspluatatsii reioik na koliiakh Kyivskoho metropolitenu / Derzhavnyi ekonomiko-tekhnolohichniy universytet transportu; kerivnyk Danilenko Eduard Ivanovych; vykon. : Danilenko E. I., Kosarchuk V. V., Karpov M. I. [ta in.]. – Kyiv, 2014. – 131 s.
17. Klasyfikatsiia i kataloh defektiv i poshkodzen elementiv strilochnykh perevodiv ta reioik zaliznyts Ukrainy (TsP-0060, 0061) / Za red. E.I. Danilenko, A.M. Orlovskoho. – K.: Ministerstvo transportu Ukrainy, 2000. – 148 s.
18. Zerbst U., Lunden R., Edel K.-O., Smith R.A. Introduction to the damage behaviour of railway rails – a review // Engng. Fracture Mech. – 2009. – 76. – P. 2563 – 2601.
19. Ekberg A., Kabo E., Andersson H. An engineering model for rolling contact fatigue // Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct. – 2002. – 25. – P. 899 – 909.
20. Reikhart V.A. Analiz defektov relsov // Put y putevoe khoziaistvo. – 2001. – №4. – S. 22 – 25.
21. HOST 9036-88. Kolesa tselnokatanые. Konstruktsiya y razмеры. – M.: Yzd-vo standartov, 1989. – 15 s.
22. Ringsberg J.W. Cyclic ratcheting and failure of a pearlitic rail steel // Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct. – 2000. – 23. – P. 747 – 758.

В. В. Косарчук, д.т.н., професор

(заведуючий кафедри «Теоретическая и прикладная механика», ГУИТ)

Э. И. Даниленко, д.т.н., профессор

*(заведующий кафедры «Железнодорожный путь и путевое хозяйство»,
ГУИТ)*

О. В. Агарков, к.т.н., доцент

(доцент кафедры «Теоретическая и прикладная механика», ГУИТ)

О. Ю. Рафальський

(ассистент кафедры «Теоретическая и прикладная механика», ГУИТ)

ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЯ ВАГОННЫХ КОЛЕС НА УРОВЕНЬ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЛЬСАХ

Приведены результаты численного моделирования контактного взаимодействия рельсов с колесами подвижного состава метрополитена. Дана оценка влияния профиля колес на уровень контактных напряжений в рельсах различных типов.

Ключевые слова: рельсы, контактные напряжения, колесный профиль, контактно-усталостные дефекты, метод конечных элементов.

*Valeriy V. Kosarchuk, Doctor of Science (Engineering), Professor
(Head of the Department of Theoretical and Applied Mechanics, State University of
Infrastructure and Technologies)*

*Eduard I. Danilenko, Doctor of Science (Engineering), Professor
(Head of the Department of Railroad Track and Track Facilities State University of
Infrastructure and Technologies)*

*Oleksandr V. Agarkov, Ph.D. (Engineering)
Associate Professor, Department of Theoretical and Applied Mechanics, State Uni-
versity of Infrastructure and Technologies)*

*Oleh Rafalskyi
(Assistant Professor, Department of Theoretical and Applied Mechanics, State Uni-
versity of Infrastructure and Technologies)*

THE INFLUENCE OF WHEEL PROFILE OF THE CAR ON THE LEVEL CONTACT STRESS IN RAILS

The results of numerical simulation of contact interaction of rails with the wheels of underground's rolling stock are considered. The influence of wheel profile on the level of contact stresses in the rails of various types was discussed.

Keywords: rails, contact stresses, wheel profile, contact-fatigue defects, finite element method.

Стаття надійшла до редакції 21.11.2017 р.