

УДК 539.4

ОЦІНЮВАННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЗАЛІЗНИЧНОЇ РЕЙКИ ІЗ ПОВЕРХНЕВИМИ ТРІЩИНАМИ

В. Р. СКАЛЬСЬКИЙ¹, **Д. В. РУДАВСЬКИЙ²**, **Ю. І. КАНЮК¹**

¹ Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів;

² Національний університет "Львівська політехніка"

Запропоновано новий метод розрахунку залишкового ресурсу рейок, який базується на кінетичному рівнянні росту втомної тріщини, отриманому за енергетичним підходом механіки руйнування матеріалів. Метод придатний для опрацювання методики оцінювання періодичності огляду рейок.

Ключові слова: головка і підшва рейки, втомна тріщина, коефіцієнт інтенсивності напружень, згинний момент.

A new calculation method of assessing the rail residual lifetime is proposed. The method is based on the kinetic equation of fatigue crack growth obtained on the basis of the energy approach of the materials fracture mechanics. The proposed calculation method can be used when developing the methods for assessing the rails inspection periodicity.

Keywords: head and foot rail, fatigue crack, stress intensity factor, bending moment.

Вступ. Як відомо, безпека руху поїздів залежить від багатьох чинників, найважливішим з яких є стан залізничної колії. Тріщиноподібні дефекти у її рейках можуть спричиняти аварійні ситуації. Розрахунок довговічності залізничних рейок із поверхневими тріщинами – важлива задача інженерної практики. Існуючі підходи до її розв’язку не враховують всі чинники експлуатаційних навантажень рейок та потребують удосконалення, щоб поліпшити надійність прогнозування залишкового ресурсу. Для оцінювання довговічності пошкодженої рейки слід коректно визначити її напружено-деформований стан та коефіцієнти інтенсивності напружень (КІН) у вершинах тріщин – місцях найбільшої концентрації напружень і подальшого руйнування матеріалу. Нижче розглянуто два найпоширеніші випадки розвитку поверхневих тріщиноподібних дефектів у рейці: півеліптичної тріщини у її головці (рис. 1а) та півкруглої – у її підшві (рис. 1б).

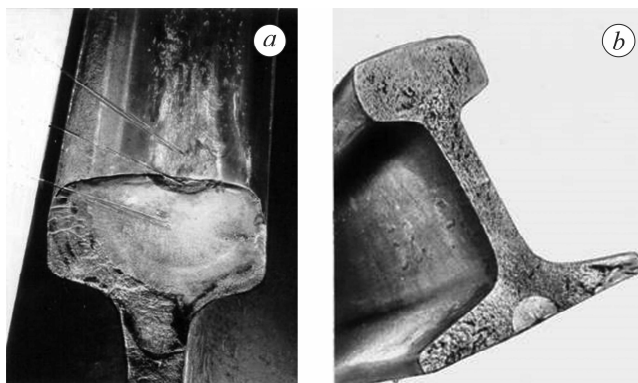


Рис. 1. Злами рейки із поперечною втомною тріщиною в головці (а) та в підшві (б) рейки.

Fig. 1. Fractures of the rail with a transverse fatigue crack in the head (a) and in the foot (b) of the rail.

Розрахунок навантаження рейки. Напружений стан в елементах залізничних колій можна знайти (з достатньою для практичних цілей точністю), розгля-

Контактна особа: Ю. І. КАНЮК, e-mail: kaniukyurii@gmail.com

даючи рейку як балку нескінченної довжини, що лежить на пружній основі [1]. У цьому випадку розподіл згинного моменту M і перерізальної сили Q по довжині рейки за дії зосередженої сили P описують такі залежності (додатне значення моменту відповідає напруженням розтягу в головці рейки):

$$M = (P/4k)e^{-kx}(\sin kx - \cos kx), \quad Q = (P/2)e^{-kx} \cos kx, \quad (1)$$

де k – коефіцієнт динамічної жорсткості рейкової основи; x – відстань від розрахункового перерізу до точки прикладання сили.

Епюри сили Q та моменту M є циклічно знакозмінними в часі за руху коліс вагона рейками. Вважатимемо [2], що нормальні напруження визначають довговічність рейок в умовах експлуатації, а тріщини поширюються за механізмом нормального відриву.

Через швидке зникання експлуатаційних напружень у рейці із віддаленням від точки прикладання сили та достатньо високу жорсткість її матеріалу в подальших розрахунках нехтували взаємний вплив коліс, розташованих на відстані більше 4 м, враховуючи вплив лише колісних візків сусідніх вагонів (рис. 2).

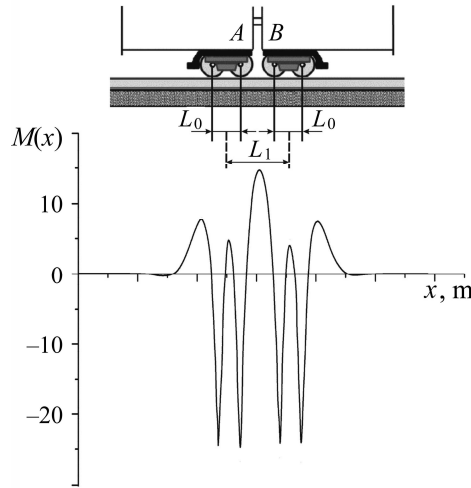


Рис. 2. Розподіл згинного моменту по довжині залізничної рейки.

Fig. 2. Distribution of the bending moment over the length of a rail.

Тоді для згинного моменту отримали співвідношення

$$M(x) = \sum_i \frac{P_i}{4k} \eta(k|x - x_i|), \quad \eta(\xi) = e^{-\xi}(\sin \xi - \cos \xi), \quad (2)$$

де P_i , x_i – значення і координата точки прикладання сили, що відповідає навантаженню i -им колесом залізничного вагона; $\xi = k|x - x_i|$.

Навантаження P , що діє на колесо, вважали деяким постійним усередненим для заданих умов експлуатації рейок значенням [2]

$$P = k_D(P_0/2), \quad (3)$$

де k_D – усереднене значення коефіцієнта динамічності для заданих умов експлуатації рейок; P_0 – середнє навантаження на вісь колісної пари.

Визначення КІН біля вершини поверхневої тріщини у головці рейки.

Під час експлуатації в рейках найчастіше виникають крайові поперечні тріщини, що виходять на поверхню головки рейок (рис. 3) внаслідок порушення режиму термообробки під час їх виготовлення або механічних ушкоджень поверхні кочення в умовах експлуатації. Для оцінки кінетики втомного розвитку такої трі-

щини визначили спочатку КІН у її вершині за дії на рейку згинного моменту M , еквівалентного зовнішньому експлуатаційному навантаженню.

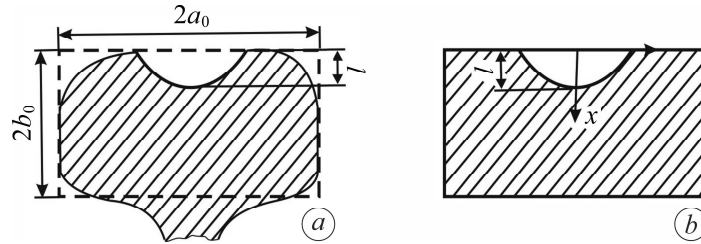


Рис. 3. Переріз рейки з крайовою тріщиною в головці (а) і його розрахункова схема (b).

Fig. 3. Cross-section of a rail with an edge crack in the head (a) and its calculation mode (b).

Для спрощення розрахункової схеми замінили наближено поперечний переріз головки прямокутним (рис. 3b) і вважали, що тріщина суттєво не впливає на перерозподіл напружень у шийці і підшві рейки. Вихідну задачу звели до визначення КІН K_I для балки прямокутного перерізу $2a_0 \times 2b_0$ з крайовою тріщиною, до берегів якої прикладені нормальні напруження, що змінюються за законом

$$\sigma(x) = (M/W_H) - (M/I)x, \quad (4)$$

де W_H – момент опору рейки по верху головки; I – момент інерції її поперечного перерізу відносно горизонтальної осі.

Така схема забезпечує еквівалентний розподіл напружень від зовнішніх навантажень у зоні розташування дефекту і дає можливість достатньо точно врахувати вплив конфігурації головки рейки на КІН.

Для наближеного розв'язку такої модельної задачі скористались методом граничної інтерполяції [3]. Вважали, що форма малих тріщин ($\epsilon_1 = l/2b_0 \rightarrow 0$) близька до півеліпса зі співвідношенням півосей $3/2$, оскільки саме за такої конфігурації [4] досягається сталість значень K_I у всіх точках контуру тріщини, а отже, забезпечуються умови для її стабільного підростання. Використовуючи розв'язок задачі про розтяг півпростору з крайовою півеліптичною тріщиною, отримали

$$K_I^{(0)} = (M/W_H) \sqrt{\pi l} 0,80 \quad (5)$$

$$\text{і, відповідно, } \sigma_{\text{ном}}^{(0)} = M/W_H; \quad \alpha_0 = 2,01 \sqrt{b_0} \sqrt{\epsilon_1}. \quad (6)$$

Якщо $\epsilon_1 \rightarrow 1$ і контур тріщини наближається до нижньої межі головки, КІН $K_I^{(1)}$ буде таким же, як для півпростору з напівнескінченною тріщиною і перешийком завдовжки $2b_0 - l$ за еквівалентного навантаження. Згідно з працею [5],

$$K_I^{(1)} = 0,537 \frac{P_\infty}{\sqrt{2b_0 - l}} + 4,329 \frac{M_\infty}{(2b_0 - l)^{3/2}}, \quad (7)$$

де P_∞ , M_∞ – відповідно, нормальне зусилля та згинний момент, що передається через перешийок. Визначаючи величини P_∞ і M_∞ з умов рівноваги

$$P_\infty = \int_0^{2b_0} \sigma(x) dx = \left(\frac{M}{W_H} - \frac{M}{I} b_0 \right) 2b_0; \quad (8)$$

$$M_\infty = \int_0^{2b_0} \sigma(x) (2b_0 - x) dx = \left(\frac{M}{W_H} - \frac{2}{3} \frac{M}{I} b_0 \right) 2b_0^2,$$

з виразу (7) отримаємо

$$K_I^{(1)} = \frac{M}{W_H} \sqrt{b_0} \left\{ \left(3,82 - 2,80 \frac{W_H b_0}{I} \right) \right\} - 0,76 \left(\left(1 - \frac{W_H b_0}{I} \right) \epsilon_1 \right) \frac{1}{(1 - \epsilon_1)^{3/2}} \quad (9)$$

або, розділяючи силову і геометричну частини КІН, матимемо:

$$\sigma_{\text{nom}}^{(1)} = \frac{M}{W_H} \left\{ \left(4 - 3 \frac{W_H b_0}{I} \right) - \left(\left(1 - \frac{W_H b_0}{I} \right) \epsilon_1 \right) \frac{1}{(1 - \epsilon_1)^2} \right\},$$

$$\alpha_1 = \sqrt{b_0} \sqrt{1 - \epsilon_1} \frac{3,82 - 2,80 \frac{W_H b_0}{I} - 0,76 \left(1 - \frac{W_H b_0}{I} \right) \epsilon_1}{\left(4 - 3 \frac{W_H b_0}{I} \right) - \left(1 - \frac{W_H b_0}{I} \right) \epsilon_1}. \quad (10)$$

Після граничної інтерполяції [3] з використанням формул (6), (10) замкнутий наближений розв'язок цієї задачі за довільної глибини тріщини ($0 < \epsilon < 1$) визначає співвідношення

$$K_I = (M / W_H) \sqrt{b_0} F_1(\epsilon_1), \quad (11)$$

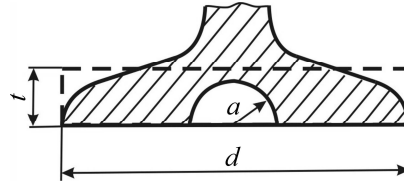
де безрозмірна функція $F_1(\epsilon_1)$ для рейки Р65 ($W_H = 359 \text{ cm}^3$, $I = 3548 \text{ cm}^4$, $2b_0 = 41 \text{ mm}$) має вигляд

$$F_1(\epsilon_1) = 6,75 \sqrt{\epsilon_1} \left(\frac{\sqrt{1 - 0,23\epsilon_1}}{1 - \epsilon_1} - 0,33 \right) \left(1 + 4,37 \frac{\epsilon_1}{1 - \epsilon_1} \left(\frac{1 + 0,24\epsilon_1}{1 - 0,19\epsilon_1} \right)^2 \right)^{-1/2}. \quad (12)$$

Визначення КІН біля вершини поверхневої тріщини у підшві рейки. Як і в попередньому випадку, замінили реальну конфігурацію рейки спрощеною схемою. Розглядали прямокутну смугу з крайовою напівкруговою тріщиною радіусом a (рис. 4). Ширину смуги d та її площу S_S приймали такими ж, як і для підшви рейки (відповідно, висоту смуги обчислювали зі співвідношення $t = S_S / d$).

Рис. 4. Розрахункова схема рейки з крайовою тріщиною в підшві.

Fig. 4. Calculation mode of a rail with an edge crack in the foot.



Для забезпечення еквівалентного навантаження до берегів тріщини прикладали нормальне навантаження, що змінювалось за законом

$$\sigma = (M / W_S) - (M / I) y, \quad (13)$$

де W_S – момент опору рейки по низу підшви.

Для розв'язку такої модельної задачі скористалися результатами праці [6], де, апроксимуючи числовий розв'язок, запропонували аналітичне співвідношення для розрахунку КІН у вершині крайової тріщини в смугі під дією лінійно змінного навантаження. У прийнятих позначеннях максимальне значення K_I у точці виходу контуру тріщини на вільну поверхню визначали за формулою

$$K_I = \left(\frac{M}{W_S} - 0,45 \frac{M}{I} \frac{a}{2} \right) \left(1,04 + 0,20 \left(\frac{a}{t} \right)^2 + 0,44 \left(\frac{a}{t} \right)^4 \right) \sqrt{\frac{\pi}{2,46} a \sec \left(\frac{\pi a}{d} \sqrt{\frac{a}{t}} \right)}. \quad (14)$$

Після деяких перетворень одержали:

$$K_I = (M / W_S) \sqrt{t} F_2(\epsilon_2), \quad (15)$$

$$\text{де } \epsilon_2 = a / t; \quad F_2(\epsilon_2) = \left(1 - 0,22 \frac{W_S t}{I} \epsilon_2 \right) \left(1,17 + 0,23 \epsilon_2^2 + 0,50 \epsilon_2^4 \right) \sqrt{\epsilon_2 \sec \left(\frac{\pi t}{d} \epsilon_2^{3/2} \right)}.$$

Для рейки Р65 ($W_S = 436 \text{ cm}^3$, $I = 3548 \text{ cm}^4$, $d = 150 \text{ mm}$, $t = 20,6 \text{ mm}$):

$$F_2(\epsilon_2) = (1 - 0,06 \epsilon_2)(1,17 + 0,23 \epsilon_2^2 + 0,50 \epsilon_2^4) \sqrt{\epsilon_2 \sec(0,43 \epsilon_2^{3/2})}. \quad (16)$$

Розрахунок періоду докритичного росту поверхневих тріщин у залізничній рейці. За отриманими вище результатами можна розрахувати періоди докритичного росту втомних дефектів у залізничній рейці, тобто оцінити її залишкову довговічність.

Сучасними засобами контролю рейок не вдається надійно зафіксувати внутрішні дефекти, площа яких складає менше 25% від поперечного перерізу головки рейки. За критичний слід приймати мінімальний розмір тріщини, коли можливе руйнування рейки за найекстремальніших умов. Згідно з практичними результатами, такий розмір відповідає тріщині, площа якої складає 30% від площі головки рейки. Тому період її безпечної експлуатації між плановими контрольними перевірками буде рівний періоду підростання площі втомної тріщини на 25...30% від площі головки рейки.

Розраховували на основі побудованої раніше [2] математичної моделі для визначення швидкості V поширення втомної тріщини за блочного навантаження рейки:

$$\frac{dl}{dN} = \frac{\alpha_0}{4E\sigma_t} \left(\sum_{i=1}^{m_1} \left[(K_{I\max}^{(i)} - K_{I\min}^{(i)})^4 - K_{th}^4 \right] \right) / \left(K_{IC}^2 - K_{I\max}^{(2)} \right). \quad (17)$$

Тут l – геометричний параметр, що визначає розмір тріщини; N – кількість циклів навантаження; $K_{I\max}$, $K_{I\min}$, K_{th} – мінімальне, максимальне та нижнє порогове значення КІН; m_1 – кількість циклів навантаження в блоці; σ_t – усереднене значення розтягальних напружень у зоні передруйнування біля контуру тріщини; E – модуль Юнга; α_0 – коефіцієнт перерахунку статичного значення дисипації енергії пластичних деформацій у зоні передруйнування в циклічне [7, 8].

Рівняння (17) із початковими

$$N = 0, \quad l(0) = l_0 \quad (18)$$

та кінцевими

$$N = N_c, \quad l(N_c) = l_c, \quad (19)$$

умовами повністю описує кінетику росту втомної макротріщини за блочного навантаження.

Довговічність залізничних рейок переважно подають у масі вантажу (тоннажі), пропущеного через цю частину шляху:

$$T_* = (P_0 / g) m N_c, \quad (20)$$

де m – кількість осей у вагоні; g – прискорення земного тяжіння.

У розрахунках вважали (див. таблицю), що ділянка шляху пряма, горизонтальна, рейки Р65 зі сталі 70Г не термооброблені, баласт щебеневий, шпали дерев'яного типу 1–А, 1840 pieces/km; переважає рух вантажних поїздів з чотиривісних піввагонів вантажопідйомністю 69 t на колісних візках типу ЦНДІ-ХЗ-0, середня швидкість руху 70...80 km/h; передбачений контроль шляху за допомогою магнетних дефектоскопів (чутливість для внутрішніх дефектів 25% від площі перетину головки). Середньоосьове навантаження $P_0 = 180$ kN; пропускний тоннаж $T_c = 0,1$ mln. t/day; усереднене значення коефіцієнта динамічності $k_d = 1,5$; коефіцієнт відносної жорсткості рейкової основи $k = 0,98$ m⁻¹; жорстка база візка $L_0 = 1,85$ m; відстань між осями сусідніх візків $L_1 = 5, 3$ m; залишкові напруження розтягу в головці рейки $\sigma_{res} = 70$ МПа; ширина головки $2a_0 = 74$ mm.

Динамічне навантаження на колесо, згідно зі співвідношенням (3), приймали $P = 135$ kN. Екстремальні значення епюри згинного моменту (див. рис. 2) розраховували за формулами [3]

$$M_1 = \frac{P}{4k} \left\{ 0,21 + \eta \left(\frac{\pi}{2} + kL_0 \right) + \eta \left(\frac{\pi}{2} + kL_1 \right) + \eta \left(\frac{\pi}{2} + kL_0 + kL_1 \right) \right\} = 8,1 \text{ kN} \cdot \text{m},$$

$$M_2 = \frac{P}{4k} \left\{ 2\eta \left(\frac{kL_0}{2} \right) + \eta \left(kL_1 - \frac{kL_0}{2} \right) + \eta \left(kL_1 + \frac{kL_0}{2} \right) \right\} = 4,3 ,$$

$$M_3 = \frac{P}{4k} \left\{ 2\eta \left(k \frac{L_1 - L_0}{2} \right) + 2\eta \left(k \frac{L_1 + L_0}{2} \right) \right\} = 15,3 ,$$

$$M_4 = \frac{P}{4k} \{ \eta(kL_0) + \eta(kL_1) + \eta(kL_1 + kL_0) - 1 \} = -27,5 \quad i$$

$$M_5 = \frac{P}{4k} \{ \eta(kL_0) + \eta(kL_1) + \eta(kL_1 - kL_0) - 1 \} = -26,5 \text{ kN} \cdot \text{m} ;$$

$$\eta(x) = e^{-x} (\sin x - \cos x) .$$

Розмах згинного моменту $\Delta M_i = (M_{i \max} - M_{i \min})$ і значення коефіцієнта асиметрії згинальних напружень $R_i = M_{i \min} / M_{i \max}$ на кожному циклі навантаження (рис. 2) такі: $\Delta M_1 = 8,1 \text{ kN} \cdot \text{m}$, $R_1 = 0$; $\Delta M_2 = 31,8 \text{ kN} \cdot \text{m}$, $R_2 = -6,4$; $\Delta M_3 = 42 \text{ kN} \cdot \text{m}$, $R_3 = -1,74$; $\Delta M_4 = 31 \text{ kN} \cdot \text{m}$, $R_4 = -6,2$; $\Delta M_5 = 35,6 \text{ kN} \cdot \text{m}$, $R_5 = -3,4$. Квазістатичні нормальні напруження в головці рейки через відсутність додаткових поздовжніх і бічних сил вважали рівними залишковим 70 МПа. За поданими вище вихідними даними розраховували період докритичного росту поверхневої втомної тріщини (рис. 3а) від початкового розміру, що складає 25% від поперечного перерізу головки рейки, до критичного, що складає 30%. Виявили, що допустимий тоннаж T_* між контрольними перевірками (запас довговічності рейки) становить близько 0,27 млн. т за заданої навантаженості колії.

Аналогічні розрахунки виконали і для півкруглої поверхневої тріщини у підшві рейки (рис. 4). Тут допустимий тоннаж становив 0,85 млн. т за заданої навантаженості залізничної колії.

ВИСНОВКИ

Енергетичний підхід механіки руйнування адаптовано для визначення періоду докритичного росту втомних поверхневих тріщин у залізничних рейках з урахуванням головних експлуатаційних чинників їх навантаження. За запропонованою математичною моделлю розраховано періоди докритичного росту типових поверхневих тріщиноподібних дефектів у залізничній рейці під час експлуатації. Наведені обчислювані схеми можна використати для оцінювання періодичності дефектоскопічного контролю залізничних рейок із тріщинами.

1. Шур Е. А. Повреждения рельсов. – М.: Транспорт, 1971. – 108 с.
2. Determination of the period of subcritical growth of internal cracks in the rail head under operating loads / S. V. Khyh, D. V. Rudavskyi, Yu. I. Kanyuk, and N. B. Sas // Materials Science. – 2018. – 53, № 6. – P. 832–841. <https://doi.org/10.1007/s11003-018-0143-x>
3. Андрейкив А. Е., Дарчук А. И. Усталостное разрушение и долговечность конструкций. – К.: Наук. думка, 1992. – 184 с.
4. Черепанов Г. П. Механика хрупкого разрушения. – М.: Наука, 1974. – 640 с.
5. Stallybrass M. P. A semi-infinite crack perpendicular to the surface of an elastic half-plane // Int. J. Eng. Sci. – 1971. – 9, № 1. – P. 133–150. [https://doi.org/10.1016/0020-7225\(71\)90016-4](https://doi.org/10.1016/0020-7225(71)90016-4)
6. Newman J. C. and Raju J. S. An empirical stress intensity factor equation for the surface crack // Int. J. Fract. Mech. – 1981. – 15, № 1/2. – P. 185–192. [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(81\)90116-8](https://doi.org/10.1016/0013-7944(81)90116-8)
7. Шата М., Терлецька З. О. Енергетичний підхід у механіці втомного поширення мікротріщин // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій. – Львів: Каменяр, 1999. – С. 141–148.
8. Терлецька З. О. Оцінка ресурсу елементів конструкцій з поверхневими тріщинами при дії змінних навантажень і корозійних середовищ: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Тернопіль, 2002. – 18 с.

Одержано 06.11.2023