

УДК 620.19

ВПЛИВ ВАГОННИХ УПОВІЛЬНЮВАЧІВ НА РІСТ ТРІЩИНИ У БОКОВІЙ РАМІ ВІЗКА

В. Р. СКАЛЬСЬКИЙ¹, Д. В. РУДАВСЬКИЙ^{2,1}, М. С. ШЕФЕР¹, Ю. І. КАНЮК¹

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

² Національний університет "Львівська політехніка"

Запропоновано розрахункову методику оцінювання докритичного періоду росту втомної тріщини на поверхні бокової рами залізничного вантажного вагона за нерегулярного циклічно-змінного експлуатаційного навантаження із урахуванням перевантажень залізничних уповільнювачів на сортувальних гірках. Виявлено, що за таких перевантажень залишкова довговічність бокової рами із поверхневою тріщиною може зменшитись удвічі порівняно із нормованим режимом експлуатації без перевантажень.

Ключові слова: бокова рама, втомна тріщина, коефіцієнт інтенсивності напружень, функція розподілу імовірності, залишкова довговічність.

A calculation method for estimating the subcritical period of fatigue crack growth on the surface of the side frame of a railway freight car under irregular cyclic-variable operating load taking into account the overloads of railway decelerators on the gravity yard is proposed. It is found that under such overloads the residual durability of the side frame with a surface crack can be reduced by half compared to the normalized mode of operation without overloads.

Keywords: side frame, fatigue crack, stress intensity factor, probability distribution function, residual life.

Вступ. Серед литих деталей візка вантажного вагона бокові рами – одні з найзавантаженіших елементів. Вони сприймають динамічні навантаження, спричинені коливаннями неідресорених частин вантажного вагона. Типова бокова рама візка моделі 18-100 (рис. 1а) не має достатнього запасу опору втомі, тому чутлива до деяких відхилень і дефектів (різна товщина стінок, раковини та пори, залишкові напруження), що з'являються під час експлуатації.

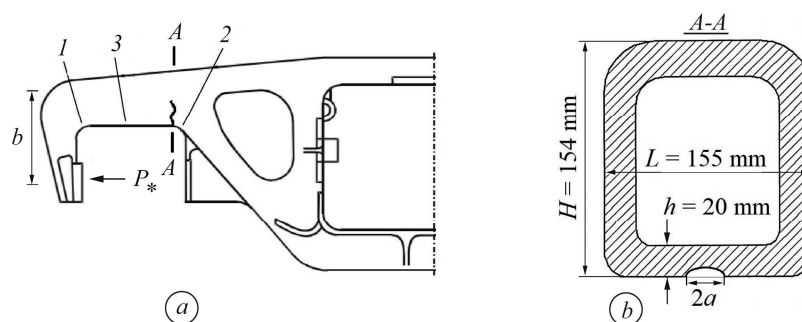


Рис. 1. Схема передачі поздовжньої сили на зовнішню частину буксової порожнини бокової рами (1 і 2 – зони внутрішнього та зовнішнього кутів буксової порожнини; 3 – зона над-опорного пояса) (а) і розрахункового поперечного перерізу А-А цієї рами із тріщиною (b).

Fig. 1. Scheme of longitudinal force transmission to the outer part of the axle box cell of the side frame (1 and 2 – zones of inner and outer corners of the axle box cell; 3 – zone of the support belt) (a) and the side frame cross-section A-A with a crack (b).

За останні роки суттєво збільшилися випадки аварій із їх зламами. Досвід експлуатації та спостереження за роботоздатністю бокових рам в умовах робочих навантажень вантажних вагонів свідчить, що до 85% усіх пошкоджень припадає на буксові порожнини (рис. 1а), де виникають підвищені механічні напруження.

Хоча такі пошкодження в усіх зонах руйнування мають втомний характер, причини їх виникнення різні. Головна – низька якість литва у зоні перерізу $A-A$ (рис. 1). Ливарні дефекти, попадаючи на поверхню чи приповерхневий шар цієї зони, стають зародками втомних тріщин, що викликають остаточне руйнування. Тому експлуатаційний термін бокових рам у зонах перерізу $A-A$ становить 2–23 роки залежно від типу дефектів, їх розмірів та глибини залягання від поверхні. Таким чином, їх ресурс за цими зонами залежить від якості литва, а імовірність руйнування під час експлуатації – від якості діагностики за планових оглядів та ремонтів і своєчасного відбракування дефектних елементів.

Формулювання задачі. Раніше [1] побудовані розрахункові методики визначення кінетики росту втомної тріщини у зоні перерізу $A-A$. Однак вони не враховують вплив високих поздовжніх напружень, що виникають там за екстремальних умов експлуатаційного навантаження вагонів, які можуть суттєво пришвидшувати ріст втомної тріщини, а отже, знизити залишковий ресурс бокової рами. Зокрема, такі екстремальні режими їх навантаження виникають на сортувальних гірках під час ударів та проходження вагонних уповільнювачів як за малої (до 5 km/h), так і високої швидкостей (понад 15 km/h), коли напруження у зовнішніх та внутрішніх кутах (рис. 1а), а також надпорних поясах бокових рам можуть значно перевищувати допустимі.

Гальмівний ефект вагонних уповільнювачів зумовлений дією його силових вузлів на колісні пари вагонів. Гальмівні шини уповільнювача затискають колеса залізничного вагона із боків. Під час спуску зі сортувальної гірки відчеп у середньому проходить через 3–4 уповільнювачі. Закон розподілу поздовжніх сил на бокових рамах під час гальмування вагонів досліджено недостатньо. Згідно з існуючими стандартами [2] поздовжня сила, що діє на візок від гіркового вагонного уповільнювача, становить 240 kN. Вона прикладена до упорної поверхні підп'ятника (рис. 1а) та урівноважена реакціями в обмежувачах поздовжніх переміщень колісної пари із однієї сторони порожнини для її встановлення (зовнішньої чи внутрішньої). Сила відповідає дії гіркового уповільнювача на одну колісну пару.

Мета досліджень – побудувати методику розрахунку кінетики поширення втомної тріщини у зоні перерізу $A-A$ бокової рами (рис. 1) за її експлуатаційного навантаження із урахуванням додаткового екстремального навантаження вагонними уповільнювачами на сортувальних гірках, що може у декілька разів перевищувати нормоване.

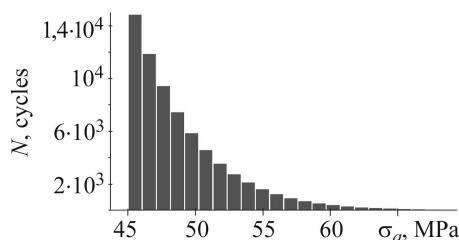
Визначення параметрів експлуатаційного навантаження. За відомими результатами [3] розраховали розподіл амплітуд нормальних напружень у небезпечних перерізах бокової рами, який описує розподіл Релея. Побудували гістограму залежності річної частоти повторюваності амплітуди розтягальних напружень у перерізі $A-A$ (рис. 1) бокової рами від цього напруження (рис. 2).

На практиці часто трапляються ситуації, коли вагон чи декілька зчеплених вагонів розганяються зі спуску на сортувальній гірці занадто швидко, суттєво перевищуючи допустимі 5 km/h. Тоді оператори на сортувальних гірках можуть вдаватися до екстреного гальмування відчепів, іноді – аж до повної їх зупинки, перевищуючи їх стандартизовану швидкість гальмування відчепів 4 m/s^2 [2]. Гальмують їх також вручну, підкладаючи під колеса “башмаки”. Тоді сила, яка передається на колісну пару від бокової рами, може у декілька разів перевершу-

вати встановлену стандартом [2], через що, зростатимуть у рази нормальні напруження у небезпечних перерізах $A-A$ рами (рис. 1).

Рис. 2. Річний розподіл амплітуд нормальних напружень у перерізі бокової рами візка вантажного вагона.

Fig. 2. Annual distribution of amplitudes of normal stresses in the cross-section of the side frame of the freight car bogie.



Сила навантаження P_* , що передається на один обмежувач поздовжніх переміщень колісної пари із зовнішньої сторони порожнини для її встановлення (рис. 1а), дорівнюватиме, згідно зі стандартом [2], половині від 240 kN, тобто 120 kN. Тоді для визначення максимальних додаткових розтягувальних напружень σ_* , які вона викликає у цьому перерізі, можна застосувати таку формулу опору матеріалів:

$$\sigma_* = P_* / F + (P_* \cdot b) / W_x, \quad (1)$$

де F , W_x – площа перерізу та момент його опору за згину (рис. 1b); b – плече сили P_* відносно головної осі перерізу (рис. 1а).

Щоб урахувати додаткове перенавантаження бокової рами на сортувальних гірках, до амплітудного спектра напружень (рис. 2) додали річний блок екстремального навантаження, що у 4 рази перевищує стандартизоване 240 kN [2]. Вважали, що річна кількість циклів такого перевантаження ≈ 300 .

Результати розрахунків. Розрахунки виконували для поверхневої тріщини, вважаючи, що під час втомного росту її контур залишається плоским та зберігає форму, близьку до півеліптичної (рис. 1b). Кінетику росту тріщини із початковими півсями a_0 та b_0 визначали, використовуючи розрахункову схему [1], засновану на енергетичному підході механіки руйнування матеріалів [4–6]. Для цього застосували розроблене програмне забезпечення за таких вихідних даних: $K_{Ic} = 70 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$, $\sigma_0 = 400 \text{ MPa}$, $\alpha = 500$. Значення величин F , W_x та b приймали відповідно $93 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$; $4,57 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$ та $0,25 \text{ m}$, а нижнє значення нормальних напружень у перерізі $A-A$ (рис. 1b) для заданого амплітудного розподілу – 78 MPa [7]. Послідовність сумування амплітуди навантаження враховували в порядку спадання. Результати розрахунків за початкової площі поверхневої тріщини $S_0 = 150 \text{ mm}^2$ та початкової півосі $b_0 = 5 \text{ mm}$ через 3 роки експлуатації бокової рами із перевантаженнями на сортувальних гірках наведено на рис. 3а, б.

Встановили, що за роботи бокової рами в експлуатаційному режимі із перевантаженнями втомна тріщина досягає максимальної площі за початкового співвідношення півосей поверхневої тріщини $b_0/a_0 \approx 1$, а максимальний КІН K_{Ic} матеріалу на її контурі – за співвідношення $\approx 1,267$ (рис. 4). Прийmemo за умову вичерпання залишкового ресурсу рами із поверхневою тріщиною силовий критерій Ірвіна міцності деформівного тіла із тріщиною [6]:

$$K_I(p_*, c_i) = K_{Ic}, \quad (2)$$

де p_* , c_i – силовий та геометричні параметри тіла. Тоді можна вважати, що у цьому випадку залишковий ресурс рами із тріщиною повністю вичерпується через три роки роботи в експлуатаційному режимі із перевантаженнями (див. рис. 3б).

Виявили, що за роботи у нормованому режимі експлуатації, тобто без перевантажень, залишковий ресурс бокової рами, згідно з критерієм Ірвіна (2), вичерпується через шість років експлуатації (див. рис. 3*d*).

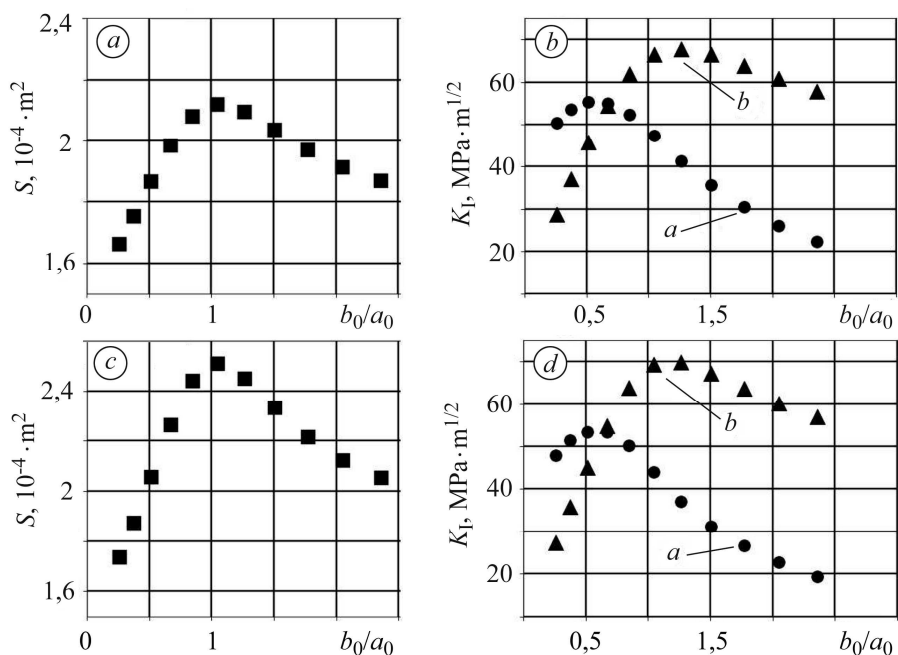


Рис. 3. Розраховані площа (а) та КІН (b) у вершинах півосей поверхневої півеліптичної тріщини початкової площі S_0 через три роки роботи рами в експлуатаційному режимі із перевантаженнями (а, b) та шість – без перевантажень (с, d) для різних початкових співвідношень b_0/a_0 .

Fig. 3. Calculated area (a) and SIF (b) at the semiaxes tips of the surface semielliptical crack of the initial area S_0 after 3-year frame operation with overloading (a, b) and 6-year – without overloading (c, d) for the different initial ratios b_0/a_0 .

Розрахунки кінетики росту втомної тріщини у перерізі А–А бокової рами візка вагона засвідчили, що кінетика зміни її форми за росту у глибину металу, а отже, і залишковий ресурс рами суттєво залежать від початкової форми поверхневого тріщиноподібного дефекту. Тому, урахувуючи цей факт під час діагностування дефектності бокових рам сучасними методами неруйнівного контролю, можна суттєво підвищити ефективність оцінювання залишкового ресурсу таких деталей.

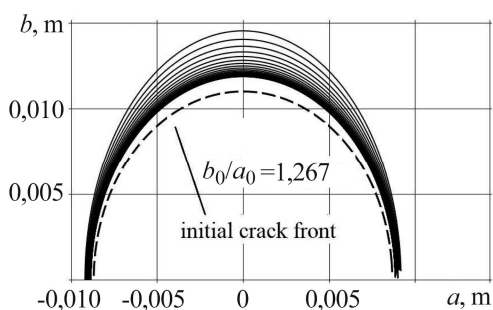


Рис. 4. Кінетика росту поверхневої втомної тріщини за розрахованого в даних умовах навантаження екстремального співвідношення півосей її початкового контуру $b_0/a_0 = 1,267$.

Fig. 4. Kinetics of the surface fatigue crack growth in the case of calculated extreme initial ratio $b_0/a_0 = 1.267$ under given loading conditions.

ВИСНОВКИ

Встановлено, що за 300 циклів перевантаження на сортувальних гірках за рік залишковий ресурс бокової рами вантажного вагона може зменшитися вдвічі порівняно із нормованим режимом без перевантажень. Кінетика розвитку поверхневої тріщини значно залежить від її початкової геометрії. Запропонована розрахункова методика визначення початкової форми поверхневої тріщини із мінімальним періодом її докритичного росту ефективна для прогнозування залишкового ресурсу під час технічної діагностики бокової рами візка вантажного вагона.

1. Рудавський Д. В., Шеффер М. С., Канюк Ю. І. Поширення втомної тріщини на поверхні боковини рами візка вантажного вагона за нерегулярного експлуатаційного навантаження // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – – 2020. – **56**, № 2. – С. 33–38.
(*Rudavskiy D. V., Sheffer M. S., and Kanyuk Yu. I. Propagation of a fatigue crack on the surface of side frame of a freight bogie under irregular operating loads // Materials Science. – 2020. – 56, № 2. – P. 174–180.*)
2. *Нормы* расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 1996. – 318 с.
3. Лагерева И. А. Оценка усталостной прочности и живучести боковой рамы литой тележки грузового вагона // Науч.-техн. вестник Брянск. гос. ун-та. – 2017. – № 4. – С. 374–380.
4. Рудавський Д. В. Оцінювання залишкової довговічності тривимірного твердого тіла з плоскою втомною тріщиною за циклічного навантаження // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – – 2015. – **51**, № 3. – С. 46–54.
(*Rudavskiy D. V. Evaluation of the residual life of a three-dimensional solid body weakened by a plane fatigue crack under cyclic loading // Materials Science. – 2015. – 51, № 3. – P. 348–357.*)
5. *Механика* разрушения и прочность материалов: Справ. пос. в 4-х т./ Под общ. ред. В. В. Панасюка. – Т. 4: Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / О. Н. Романив, С. Я. Ярема, Г. Н. Никифорчин, Н. А. Махутов, М. М. Стадник. – К.: Наук. думка, 1990. – 680 с.
6. *Механика* разрушения и прочность материалов: Справ. пос. в 4-х т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. Т. 1.: Основы механики разрушения материалов / В. В. Панасюк, А. Е. Андрейкив, В. З. Партон. – К.: Наук. думка, 1988. – 488 с.
7. *Особенности* рамы тележки грузового вагона и усталостная выносливость / А. Л. Голубенко, Л. А. Губачева, А. А. Андреев, С. Д. Мокроусов // Вісник Східноук. нац. ун-ту ім. Володимира Даля. – 2013. – № 9(1). – С. 7–16. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/VSUNU_2013_9\(1\)_3](http://nbuv.gov.ua/UJRN/VSUNU_2013_9(1)_3).

Одержано 14.09.202