



Д. В. Рудавський¹, М. С. Шефер², Ю. І. Канюк², З. Я. Шпак¹, Н. С. Ріпак¹

¹ Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

² Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна.

РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ОЦІНЮВАННЯ РОЗВИТКУ ВТОМНОГО ДЕФЕКТУ В БОКОВІЙ РАМІ ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

Серед литих деталей візка вантажного вагона бокові рами є одними з найбільш завантажених елементів, які приймають на себе динамічні навантаження, що викликають коливання необресорених частин вантажного вагона. Бокова рама візка моделі 18-100, як типового представника цілого ряду візків вантажних вагонів, не має достатнього запасу опору втомі й живучості, тому є чутливою до деяких відхилень і дефектів (різна товщина стінок, раковини та пори, залишкові напруження), що виявляються у процесі експлуатації. На підставі енергетичного підходу механіки втомного руйнування матеріалів розроблено розрахункові моделі оцінювання динаміки розвитку тріщиноподібних дефектів за дії експлуатаційного навантаження. Побудовано розрахункові моделі із застосуванням сучасних інформаційних технологій та розроблених програмних засобів їх числової реалізації дають змогу прогнозувати вплив нерегулярного циклічного навантаження та складного напруженого стану на ріст поверхневої втомної тріщини в боковій рамі візка вагона, що істотно наближає постановку задачі до реальних умов експлуатаційного режиму. Числові розрахунки проведено за допомогою комп'ютерної програми власної розробки на алгоритмічній мові програмування Python. На першому етапі роботи програми побудовано спектр амплітуд нерегулярного циклічного навантаження, на другому – запущено програмний модуль побудови числового розв'язку систем звичайних диференціальних рівнянь розробленої математичної моделі розвитку втомного дефекту. Розрахунки динаміки зростання втомної тріщини із врахуванням дії зсувних напружень у перерізі із тріщиною бокової рами показали незначний вплив зсувних напружень на залишкову довговічність рами. Показано, що динаміка розвитку поверхневої тріщини значно залежить від її початкової геометрії. Запропоновану розрахункову методику визначення початкової форми поверхневої тріщини з мінімальним періодом докритичного зростання можна ефективно використати для прогнозування залишкової довговічності під час технічної діагностики деталей ходової частини рухомого складу залізничного транспорту.

Ключові слова: бокова рама візка вагона; втомна тріщина; функція розподілу ймовірностей; амплітудний спектр навантаження; чисельний метод.

Вступ

За останні два десятиріччя відбулося різке збільшення кількості сходів і катастроф вантажного рухомого складу залізничного транспорту через непередбачене руйнування механічних елементів його ходової частини. Здебільшого ламаються литі бокові рами візків вантажних вагонів. Якість таких литих деталей з щороку погіршується, що підтверджується статистикою зламів бокових рам візків вантажних вагонів під час їх експлуатації.

Як показала практика, у процесі експлуатації вантажного рухомого складу під дією циклічних навантажень відбувається погіршення механічних та фізичних властивостей (деградування) металу литої бокової рами. На певній стадії в найбільш навантажених місцях таких конструкцій починаються незворотні явища зниження опору руйнуванню і з'являються втомні пошкодження. Під експлуатаційним навантаженням вони інтенсивно розвиваються у вигляді поширення втомної магістральної тріщини, що водночас може призвести до непередбаченого повного руйнування бокової рами під час руху потяга.

З огляду на це, завдання розрахунку динаміки розвитку втомного дефекту в боковій рамі візка залізничного вагона є ключовим для оцінювання залишкового ресурсу таких механічних елементів залізничного транспорту. Для його ефективного вирішення необхідно

враховувати стохастичний характер реального експлуатаційного навантаження, що потребує залучення сучасних інформаційних технологій та розробки відповідних програмних засобів для числової реалізації розроблених розрахункових алгоритмів.

Об'єкт дослідження – процеси втомного розтріскування елементів металевих конструкцій за дії нерегулярного циклічно-змінного навантаження.

Предмет дослідження – математичні моделі енергетичного підходу механіки втомного руйнування матеріалів та числові методи побудови розв'язків відповідних систем диференціальних рівнянь.

Мета роботи – розроблення розрахункової методики оцінювання динаміки зростання втомної тріщини у боковій рамі, та відповідного програмного забезпечення для її числової реалізації.

Для досягнення зазначеної мети визначено такі *основні завдання дослідження*:

- побудувати розрахункову модель поширення втомної тріщини у боковій рамі вантажного вагона із врахуванням нерегулярності циклічно-змінного експлуатаційного навантаження;
- оцінити амплітудний спектр навантаження литої рами візка вантажного вагона за його роботи в реальному експлуатаційному режимі;
- сформулювати алгоритм розрахунку залишкової довговічності бокової рами та розробити відповідне програмне забезпечення для його числової реалізації.

Наукова новизна отриманих результатів дослідження – розроблена нова методика оцінювання докритичного періоду зростання втомної поверхневої тріщини в рамі візка вантажного вагона.

Практична значущість результатів дослідження – побудована математична модель зростання втомної тріщини на поверхні бокової рами візка вагона із врахуванням стохастичної природи її навантаження може бути закладена в основу розрахункової методики оціню-

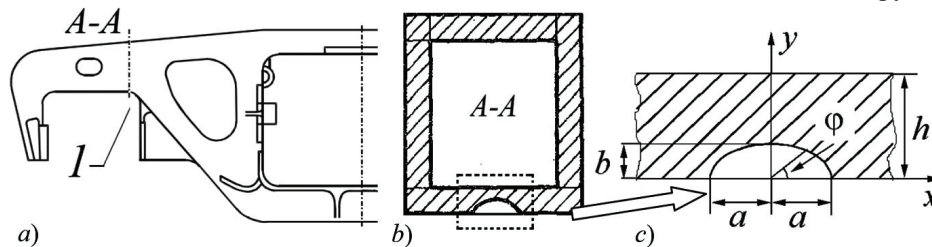


Рис. 1. Схематичне подання частини бокової рами візка 18-100 вантажного вагона (1 – зона внутрішнього кута буксової порожнини) (а); перерізу А-А розвитку тріщини (b) та поверхневої плоскої тріщини (с)

Підхід до оцінювання залишкового ресурсу механічних вузлів та деталей вагонів, який базується на визначенні швидкості поширення тріщин, розглянуто у працях [15], [19]. Ідея такого підходу полягає у такому. За допомогою методів неруйнівного контролю виявляють тріщини та спостерігають за їх розвитком. Застосовують такі методи неруйнівного контролю, як: візуальний, капілярний, магнітопорошковий, вихрострумівий та акустична емісія. Від моменту виявлення тріщини з допустимими геометричними розмірами механічна деталь може ще безпечно працювати в експлуатаційному режимі протягом деякого мінімального періоду. Тому для кожної такої деталі необхідно визначити допустимі граничні геометричні розміри тріщини, що гарантують певний час безпечної експлуатації деталі до наступного технічного контролю. Такий підхід можна застосовувати тільки за обґрунтованих граничних розмірів тріщин у литих деталях ходової частини вантажних вагонів.

У роботах [2], [20] запропоновано методи оцінювання залишкового ресурсу, які ґрунтуються на статистичних даних про відмови та на розрахункових моделях нагромадження пошкоджень.

У роботі [10] показано, що під час експлуатації за дії підвищених знакозмінних навантажень відбувається зміна фізико-механічних характеристик металів і, як результат, зниження ударної в'язкості. Для оцінювання залишкового ресурсу основних вузлів залізничних вантажних вагонів пропонують підхід на підставі вивчення структурних змін металу деталі в процесі її експлуатації.

У працях [9], [17] оцінюють залишковий ресурс бокової рами візка вантажного вагона за критерієм багатоциклової і малоциклової втоми. Розрахункові методики базуються на гіпотезі лінійного сумування втомних пошкоджень та на основних положеннях механіки руйнування матеріалів.

Для застосування критерію багатоциклової й малоциклової втоми необхідно мати точні дані циклічно-змінного навантаження об'єкта контролю за його роботи у реальному експлуатаційному режимі. Ця обставина є основним недоліком такого підходу, оскільки в процесі експлуатації об'єкта контролю точну інформацію про його навантаження зазвичай не реструкують, а на стендових випробуваннях об'єкта контролю практично не-

вання залишкової довговічності рами за її роботи у реальному експлуатаційному режимі.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Відомо [5], що із 2006 р. кількість зламів бокових рам стрімко зросло, згідно зі статистичними даними – більше ніж у три рази. Досвід експлуатації показує, що близько 90 % непередбачених руйнувань відбувається в зонах внутрішніх кутів буксової порожнини (рис. 1,а), де виникають підвищені механічні напруження.

можливо відтворити все це навантаження, що діє в реальному експлуатаційному режимі.

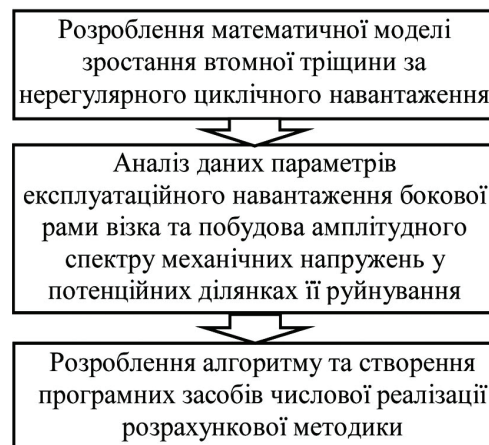


Рис. 2. Схема розрахункової методики оцінювання динаміки розвитку втомної тріщини у боковій рамі візка вантажного вагона

Результати дослідження та їх обговорення

Загальну структуру запропонованої у цій роботі розрахункової методики оцінювання динаміки розвитку втомної тріщини у боковій рамі візка вантажного вагона можна схематично подати у вигляді такої схеми (рис. 2).

Математична модель. На підставі літературних даних про поверхні зламів бічних рам вважали, що в процесі зростання втомної тріщини її контур залишається плоским та зберігає форму, близьку до півеліптичної. Тоді залежність довжини півосей цього контуру від кількості циклів навантаження можна отримати з розв'язку системи двох звичайних диференціальних рівнянь у двох його точках, що відповідають великій a та малій b півосям ($\phi=0, \phi=\pi/2$) (рис. 1,с)

$$\begin{cases} \frac{da}{dN} = V(K_{I\max}(a,b,\phi=0)); \\ \frac{db}{dN} = V(K_{I\max}(a,b,\phi=\pi/2)), \end{cases} \quad (1)$$

де $K_{I\max}$ – коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) [14] у відповідних точках контуру тріщини. Далі було розглянуто задачу про ріст такої поверхневої півеліптичної втомної тріщини за дії реального експлуатаційного навантаження.

На підставі результатів праці [16] вираз для швидкості V зростання контуру втомної тріщини можна подати у такому вигляді:

$$V = \frac{0,05\sigma_0^2(1-R)^4 K_{I\max}^4}{\alpha K_{Ic}^2 - K_{I\max}^2}, \quad (2)$$

де: R – асиметрія циклу навантаження; σ_0 – модельне значення межі текучості матеріалу [16]; K_{Ic} – його циклічна тріщиностійкість; α – експериментальна константа матеріалу.

Вирази КІН для тріщини, у нашому випадку, за допомогою методу граничної інтерполяції [1] приймали наближено у такому вигляді

$$K_I(a, b, \phi) = \frac{\sigma_a \sqrt{\pi b}}{E(k)} (\cos^2 \phi + \kappa^2 \sin^2 \phi)^{1/4} f_1(\varepsilon, \kappa) f_2(\varepsilon, \phi), \quad (3)$$

де: σ_a – амплітуда нормальних напружень у перерізі площини тріщини $\varepsilon=b/h$, $\kappa=b/a$, $k^2=1-(b/a)^2$, $E(k)$ – еліптичний інтеграл 2-го роду, $f_1(\varepsilon, \kappa)$ та $f_2(\varepsilon, \phi)$ – безрозмірні функції форми, визначені у роботі [1].

Узагальнення математичної моделі на випадок урахування впливу зсувних напружень на втомний ріст тріщини. За роботи бокової рами візка в експлуатаційному режимі у поперечному перерізі із тріщиною (рис. 1, б) діють, окрім розтягуючих, також і зсувні напруження. Вони викликані вертикальним навантаженням ваги вагона на візок. Як і розтягуючі, зсувні напруження будуть нерегулярно циклічно-змінними в процесі експлуатації та матимуть стохастичний характер. Відомі з літератури розрахункові стандартизовані методики не враховують вплив зсувних напружень на кінетику зростання втомної тріщини у боковій рамі. Тому ми зробили наступне узагальнення побудованої вище розрахункової моделі для врахування зсувних.

Нехай на візок діє експлуатаційне навантаження, яке створює у поперечному перерізі $A-A$ бокової рами відповідні згинний момент та перерізуювальну силу. Тоді поширення контуру такої тріщини відбуватиметься за змешаного макромеханізму нормального відриву та поперечного зсуву. Систему диференціальних рівнянь (1) у цьому випадку можна подати у вигляді

$$\begin{cases} \frac{da}{dN} = V(K_{I\max}(a, b, \phi = 0), K_{II\max}(a, b, \phi = 0)); \\ \frac{db}{dN} = V(K_{I\max}(a, b, \phi = \pi/2), K_{II\max}(a, b, \phi = \pi/2)), \end{cases} \quad (4)$$

де $K_{II\max}$ – максимальне значення КІН за поперечного зсуву у відповідних точках контуру тріщини.

Для визначення функції швидкості V зростання втомної тріщини скористалися результатами роботи [6], де на підставі енергетичного підходу механіки руйнування отримано наближене співвідношення

$$V(a, b) = \frac{\pi(1-R)^4 [c_1 K_{I\max}^4(a, b, \phi) + c_2 K_{II\max}^4(a, b, \phi)]}{64 K_{Ic}^2 - K_{I\max}^2(a, b, \phi) - K_{II\max}^2(a, b, \phi)}, \quad (5)$$

де c_i , $i = 1, 2$ – деякі константи матеріалу, що визначають із експерименту на циклічну втому.

Значення КІН K_{II} для тріщини у точках $\phi=0$ та $\phi=\pi/2$ (рис. 1, в) можна наближено подати у вигляді [12]

$$K_{II}(a, b, \phi) = \tau_0 \sqrt{\pi \cdot b} F_{II}(a, b, \phi), \quad (6)$$

де: τ_0 – номінальні зсувні напруження у перерізі в площині тріщини; $F_{II}(a, b)$ – деяка безрозмірна поправкова функція, що враховує вплив геометрії тіла із тріщиною на КІН у відповідній точці контуру тріщини. У роботі

[12] виконано ґрунтовний аналіз напруженого поля біля вершини тріщини за допомогою числових і аналітичних методів. Застосовано метод скінченних елементів для розрахунку КІН вздовж фронту напівеліптичної поверхневої тріщини в тривимірному напівнескінченному тілі за дії змішаних макромеханізмів руйнування. Результати показали, що у точці фронту тріщини $\phi=0$ функція $F_{II}(a, b, 0)$ близька до нуля, у точці $\phi=\pi/2$ $F_{II}(a, b, \pi/2) \approx 0,671$.

Побудова амплітудного спектра навантаження литої рами візка вантажного вагона за його роботи в реальному експлуатаційному режимі. Реальний процес циклічного навантаження бічної рами, за її роботи в експлуатаційному режимі, є нерегулярним та має стохастичний характер. Однак, за умови наявності необхідної кількості відповідних статистичних даних, його можна описати з достатньою точністю встановленим амплітудним спектром за деякий визначений тривалий проміжок часу, наприклад 1 рік. Зокрема, як зазначено у праці [7], за результатами випробувань встановлено, що функція розподілу імовірності амплітуд нормальних напружень σ_a в небезпечних перерізах бічної рами добре описується розподілом Релея

$$F(\sigma_a) = 1 - \exp(-\sigma_a^2 / 2S_a^2), \quad (7)$$

де $S_a=14$ (МПа) є стандартне (середньоквадратичне) відхилення випадкової величини σ_a у процесі навантаження бічної рами за її експлуатації.

На підставі відомої функції розподілу імовірності амплітуд $F(\sigma_a)$ (7) можна за допомогою відповідного алгоритму розкласти нерегулярне циклічне експлуатаційне навантаження на скінченну кількість регулярних із визначеною для кожного кількістю циклів за постійної амплітуди. Суть такого алгоритму полягає у такому. Розбиваємо рівномірно діапазон зміни амплітуд від мінімального до максимального значення на задану N кількість підінтервалів. Далі, на підставі відомої функції розподілу імовірності амплітуд (7), можна визначити кількість попадань у кожний з підінтервалів усередненого по ньому значення амплітуди наступним чином.

Імовірність P_i попадання амплітуди σ_a у i -й інтервал визначається як

$$P_i = \int_{M_i}^{M_{i+1}} f(\sigma_a) d\sigma_a,$$

де: $f(\sigma_a)$ – функція щільності розподілу імовірності амплітуд напружень σ_a , M_i – початок i -го підінтервалу; M_{i+1} – кінець i -го підінтервалу. Тоді кількість циклів вже регулярного навантаження у кожному підінтервалі обчислюємо так:

$$N_{P_i} = P_i \cdot v_b,$$

де v_b – загальна кількість циклів у річному блоці навантаження бічної рами; згідно з даними [7], приймали $v_b = 12 \cdot 10^6$.

Отже, за допомогою сформульованого алгоритму реальне навантаження бічної рами за її роботи в експлуатаційному режимі можна замінити скінченною кількістю блоків регулярного циклічно-змінного навантаження із визначеним числом циклів для кожного значення амплітуди зі знайденого амплітудного спектра.

Числова реалізація розрахункової моделі. Числові розрахунки проводили за допомогою програмного за-

безпечення власної розробки. На першому етапі роботи програми будується спектр амплітуд нерегулярного циклічного навантаження. Далі запускається програмний модуль побудови числового розв'язку системи звичайних диференціальних рівнянь (1) методом Рунге-Кутта [3]. Цей програмний модуль викликається по черзі для кожного блоку регулярного навантаження за порядком спадання усереднених значень амплітуд у сформованому амплітудному спектрі. Розраховані на черговому блоці регулярного навантаження кінцеві значення півосей a та b півеліптичного фронту втомної тріщини є початковими умовами для розрахунку на такому блоці, і так далі.

Для оцінювання на підставі наведеної вище розрахункової моделі залишкової довговічності бокової рами необхідно знати початкові розміри наявного тріщиноподібного дефекту. Однак методи технічної діагностики, які часто застосовують на практиці, наприклад акустичні (методи акустичної та магнетопружної акустичної емісії, метод ультразвуку), переважно дають коректну оцінку місця розташування дефекту та його площі [13], [18]. Тому під час розрахунків за початковий параметр приймали деяке початкове значення S_0 площі виявленого тріщиноподібного дефекту півеліптичної форми. Далі, задавши початкове мінімальне значення його півосі b_0 , задаємо відповідне значення a_0 , визначивши його через площу S_0 , та проводимо розрахунок кінетики зростання тріщини до критичних розмірів. Повторюємо це, збільшуючи величину b_0 із заданим кроком (наприклад 1 мм) до деякого граничного значення. Тоді серед усіх розрахованих в такий спосіб траєкторій зростання тріщини за однаковий період вибираємо найнебезпечнішу, тобто таку, коли КІН на контурі втомної тріщини досягає величини K_{Ic} . Відповідне до цієї траєкторії початкове співвідношення півосей b_0/a_0 визначає за заданих умов найнебезпечнішу початкову форму поверхневої тріщини із початковою площею S_0 .

Розрахунки проводили за таких значень механічних характеристик матеріалу бічної рами, взятих із літературних джерел [21]: $\sigma_0 = 400$ МПа; $K_{Ic} = 70$ МПа·м^{1/2}; експериментальну константу $\alpha = 500$ визначали методом найменших квадратів на підставі експериментальних кінетичних діаграм втомного зростання тріщини у метали литих бокових рам візків, поданих у праці [8], [11].

Обговорення результатів дослідження. Результати проведених розрахунків за початкової площі поверхневої тріщини $S_0 = 150$ мм² та початкової величини півосі $b_0 = 5$ мм зображено на рис. 2, а. Як можна бачити, максимальний КІН за відповідний період експлуатації втомна тріщина досягає за початкового співвідношення її півосей $b_0/a_0 \approx 1,267$.

Далі проводили розрахунок на підставі узагальненої моделі для врахування впливу зсувних напружень на кінетику зростання такої втомної тріщини у боковій рамі візка вагона.

Розподіл амплітуд зсувних напружень у боковій рамі візка під час роботи вагона в експлуатаційному режимі вивчено недостатньо. У літературі практично відсутні такі статистичні дані. Однак, згідно з відомими із літератури дослідженнями напруженого стану бокових рам, зокрема праці [4] дотичні напруження у найбільш

навантажених перерізах бокової рами приблизно у 2-3 рази менші за нормальні напруження у цих перерізах.

Розрахунки проводили за допомогою створеного програмного пакету на підставі сформульованої вище узагальненої моделі, приймаючи, що спектри зміни нормальних та зсувних напружень у розрахунковому перерізі А-А бокової рами (рис. 1,с) є близькими за частотою. На рис. 3,б наведено результати проведених розрахунків.

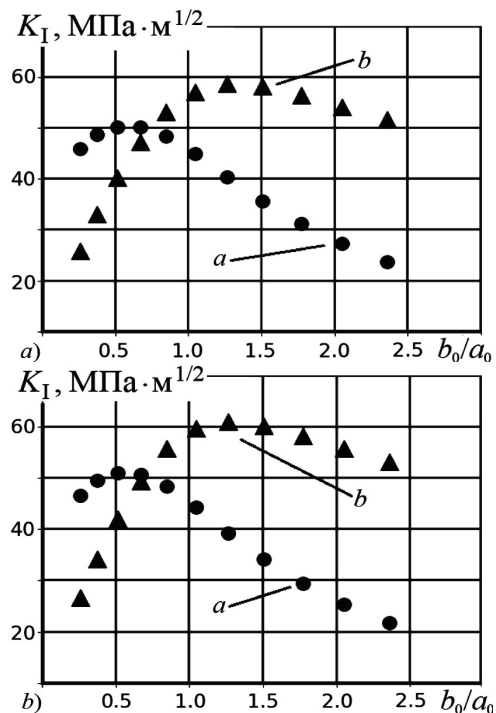


Рис. 3. Розраховані значення величини півосей поверхневої півеліптичної тріщини початкової площі S_0 через 3,5 роки роботи рами в експлуатаційному режимі для різних початкових співвідношень b_0/a_0 : а) без урахування дії зсувних напружень; б) із врахуванням дії зсувних напружень

Результати розрахунків не показали помітного впливу зсувних напружень на докритичний період зростання втомної тріщини у боковій рамі.

Висновки

Сформульовані у роботі розрахункові моделі дають змогу прогнозувати вплив нерегулярного циклічно-змінного навантаження та складного напруженого стану на ріст поверхневої втомної тріщини у боковій рамі візка вантажного вагона.

Побудовану математичну модель зростання втомної тріщини із врахуванням стохастичної природи її навантаження можна закласти в основу розрахункової методики оцінювання залишкової втомної довговічності бокової рами за її роботи у реальному експлуатаційному режимі.

Розрахунки кінетики зростання втомної тріщини із врахуванням дії зсувних напружень у перерізі із тріщиною бокової рами показали незначний вплив зсувних напружень на докритичний період зростання втомної тріщини.

References

- [1] Andrejkiv, A. E., Darchuk, A. I. (1992). Ustalostnoe razrushenie i dolgovechnost konstrukcij. Kyiv: Naukova dumka.
- [2] Bachurin, N. S., Krasnichenko, A. A., & Ivanov, N. L. (2009). Metodika ocenki pokazatelej nadyozhnosti tramvajnogo vagona. *Transport Urala*, 1, 36–39. [In Russian].

- [3] Bahvalov, N. S., Zhidkov, N. P., & Kobelkov, G. M. (2001). CHislennye metody. Moscow: Binom.
- [4] Golubenko, A. L., Gubacheva, L. A., Andreev, A. A., & Mokrousov, S. D. (2013). Osobennosti ramy teleshki gruzovogo vagona i ustalostnaya vynoslivost. *Visnik Skhidnoukrainskogo nacionalnogo universitetu imeni Volodimira Dalya*, 9(1), 7–16.
- [5] Gorbunov, N. I., Mokrousov, S. D., Nozhenko, E. S., Kravchenko, E. A., & Kara, S. V. (2013). K voprosu sozdaniya teleshki gruzovogo vagona. *Visnik SNU im. V. Dalya*, 18(1), 87–93. [In Russian].
- [6] Kanyuk, Yu. I. (2018). Diagnostuvannya zalishkovoi dovgovichnosti elementiv kolisnoi pari ta rejki: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.02.10 – diagnostika materialiv i konstrukcij. Fiziko-mekhanichnij institut im. G. V. Karpenka NAN Ukraini.
- [7] Lagerev, I. A. (2017). Ocenka ustalostnoj prochnosti i zhivuchesti bokovoj ramy litoj teleshki gruzovogo vagona. *Nauch.-tekhn. vestnik Bryansk. gos. un-ta*, 4, 374–380. [In Russian].
- [8] Mahnenko, V. I., & Romanova, I. Yu. (2010). Raschetnoe prognozirovanie dolgovechnosti bokovoj ramy gruzovogo zheleznodorozhnogo vagona pri peremennyh ciklicheskih nagruzkah. *Avtomat. Svarka*, 2(682), 5–9.
- [9] Mahutov, N. A., Mahutov, N. A., & Kossov, V. S. (2007). K voprosu ocenki resursa i bezopasnoj ekspluatatsii konstrukcij podvizhnogo sostava. Zavodskaya laboratoriya. *Diagnostika materialov*, 11, 43–47. [In Russian].
- [10] Matyash, Yu. I., Sosnovskij, Yu. M., & Petrakova, A. G. (2015). Fiziko-himicheskie osnovy ocenki ostatochnogo resursa uzlov i detalej gruzovyh vagonov zheleznodorozhnogo transporta. *Izvestiya Transsiba*, 2, 12–17. [In Russian].
- [11] Merson, D. L., Vinogradov, A. Yu., Linderov, M. L., Afanasev, M. A., & Suhov, A. V. (2015). Soprotivlenie stali 20GL bokovyh ram teleshkek gruzovyh vagonov ustalosti pri nizkikh temperaturah. *Vestnik instituta problem estestvennyh monopolij: Tekhnika zheleznyh dorog*, 1(29), 34–39.
- [12] Nao-Aki, Noda, & Masayuki, Kagita (2004). Variations of stress intensity factors of a semi-elliptical surface crack subjected to mode I, II, III loading. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 81, 635–644. <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2004.03.008>
- [13] Nazarchuk, Z. T., Skalskij, V. R. (2009). Akustiko-emisijne diagnostuvannya elementiv konstrukcij. Kyiv: Nauk. Dumka.
- [14] Panasyuk, V. V. (1991). Mekhanika kvazihrupkogo razrushe-niya materialov. Kyiv: Naukova dumka. [In Ukrainian].
- [15] Protopov, A. L. (2012). Razmer treshchiny i zhivuchest bokovoj ramy teleshki. *Vagony i vagonnoe hazyajstvo*, 2, 32–34. [In Russian].
- [16] Rudavskiy, D. V. (2015). Evaluation of the residual life of a three-dimensional solid body weakened by a plane fatigue crack under cyclic loading. *Materials Science*, 51(3), 348–357. <https://doi.org/10.1007/s11003-015-9848-2>
- [17] Senko, V. I., Pastuhov, M. I., Makeev, S. V., & Pastuhov, I. F. (2010). Analiz prichin povrezhdeniya i vozmozhnosti prodleniya sroka sluzhby bokovyh ram teleshkek gruzovyh vagonov. *Vestnik Gomelskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet im. P. O. Suhogo*, 4, 13–18. [In Russian].
- [18] Skalskij, V. R., & Andrejkiv, O. Ye. (2006). Ocinka obemnoi poskodzhenosti materialiv metodom akustichnoi emisii. Lviv: Vid. centr LNU im. Ivana Franka, 330.
- [19] Smirnov, V. A. & Kuznecov, V. F. (2008). Ocenka ostatochnogo resursa uzlov i detalej podvizhnogo sostava po rezultatam nerazrushayushchego kontrolya. *V mire nerazrushayushchego kontrolya*, 1(39), 76–78. [In Russian].
- [20] Starodubceva, S. A., & Gusev, A. S. (2012). Prognozirovanie ostatochnogo resursa konstrukcii detalej mashin. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI*, 2, 355–360. [In Russian].
- [21] Yakushev, A. V., Rasshchepkina, D. V., & Baranov, A. N. (2017). Opredelenie predelnoj dliny ustalostnoj treshchiny v uglu buksovogo proema bokovoj ramy teleshki gruzovogo vagona. *Izv. Peterburgsk. un-ta putej soobshcheniya*, 4, 710–719.

D. V. Rudavs'kyy¹, M. S. Shefer², Yu. I. Kanyuk², Z. Ya. Shpak¹, N. S. Ripak¹

¹ Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

² Karpenko Physico-mechanical Institute of the NAS of Ukraine, Lviv, Ukraine.

CALCULATION MODEL FOR THE EVALUATION OF TIRED DEFECT DEVELOPMENT IN THE FREIGHT WAGON SIDE FRAME

The reliability and safe operation of mechanical elements of rail transport is an important and relevant scientific and technical issue since high-loaded units and elements of its chassis are exposed to prolonged operation and their failure can lead to damage with catastrophic consequences. To prevent the possible failure of such objects, there is a necessity for a reliable estimation of their residual life. Among the cast parts of the freight car trolley, the side frames are one of the most loaded elements, which take on dynamic loads that cause vibrations of the unsprung parts of the freight car. The side frame of the 18-100 trolley, as a typical representative of a number of trolleys of freight cars, does not have a sufficient margin of resistance to fatigue and survivability, so it is sensitive to some deviations and defects (different wall thickness, sinks, and pores, residual stresses) that are detected during the operation process. Based on the energy approach of the mechanics of materials fatigue failure, the calculation models for estimating the dynamics of the development of crack-like defects under the action of operational load are developed in this work. The calculation models constructed using modern information technologies, and the software developed for their numerical implementation allow predicting the impact of irregular cyclic loading and complex stress on the growth of surface fatigue crack in the side frame of the carriage, which significantly brings the problem closer to real operating conditions. Numerical calculations were performed using a computer program of our own development in the Python programming language. At the first stage of the program functioning the spectrum of amplitudes of irregular cyclic loading is built, at the second - the program module of numerical solution construction for systems of usual differential equations of the proposed mathematical model of fatigue defect development is started. Calculations of the fatigue crack growth dynamics taking into account the action of shear stresses in the section with the crack of the side frame showed a slight effect of shear stresses on the residual durability of the frame. It is demonstrated that the dynamics of surface crack development significantly depend on its initial geometry. The proposed calculation method for determining the initial shape of the surface crack with a minimum period to critical growth can be effectively used to predict the residual durability during the technical diagnosis of the running gear parts of railway rolling stock.

Keywords: wagon side frame; fatigue crack; probability distribution function; load amplitude spectrum; numerical method.

Інформація про авторів:

Рудавський Денис Володимирович, д-р техн. наук, ст. наук. співробітник, професор, кафедра автоматизованих систем управління. **Email:** rudavskyy@gmail.com

Шефер Марек Славомирович, мол. наук. співробітник, відділ акустичних методів та засобів технічної діагностики. **Email:** maksszeff@gmail.com

Канюк Юрій Ігорович, канд. техн. наук, наук. співробітник, відділ акустичних методів та засобів технічної діагностики. **Email:** kaniukyurii@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0001-7765-5337>

Шпак Зореслава Ярославівна, канд. техн. наук, доцент, кафедра автоматизованих систем управління. **Email:** zshpak@ukr.net; <https://publons.com/researcher/S-1405-2017>

Ріпак Назарій Степанович, канд. техн. наук, асистент, кафедра автоматизованих систем управління. **Email:** Nazariy.s.ripak@lpnu.ua; <https://orcid.org/0000-0003-1184-990X>

Цитування за ДСТУ: Рудавський Д. В., Шефер М. С., Канюк Ю. І., Шпак З. Я., Ріпак Н. С. Розрахункова модель оцінювання розвитку втомного дефекту в боковій рамі візка вантажного вагона. *Український журнал інформаційних технологій*. 2021, т. 3, № 2. С. 15–20.

Citation APA: Rudavs'kyu, D. V., Shefer, M. S., Kanyuk, Yu. I., Shpak, Z. Ya., & Ripak, N. S. (2021). Calculation model for the evaluation of tired defect development in the freight wagon side frame. *Ukrainian Journal of Information Technology*, 3(2), 15–20. <https://doi.org/10.23939/ujit2021.02.015>