

Метод оцінювання залишкової довговічності рами візка електровоза з наявною втомною тріщиною

В. Р. Скальський^{а,1}, Д. В. Рудавський^а, Р. Я. Ярема^б, І. Я. Долінська^а, В. Р. Бас^б,
О. С. Дубицький^в

^а Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів, Україна

^б ПрАТ “Львівський локомотиворемонтний завод”, Львів, Україна

^в Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

¹ skalsky.v@gmail.com

Запропоновано методику розрахунку періоду докритичного росту втомної тріщини біля нижнього технологічного отвору шворневого бруса рами візка електровоза. В основу методики покладено розрахункову модель росту втомної тріщини, яка базується на законі збереження енергії у термодинаміці. Невідомі механічні характеристики матеріалу експлуатованої рами візка визначено методом найменших квадратів на основі даних проведених експериментів.

Ключові слова: рама візка локомотива, шворнева балка, втомна тріщина, коефіцієнт інтенсивності напружень, залишковий ресурс.

Вступ. Вантажні електровози серії ВЛ залишаються основними тяговими агрегатами українських залізниць, незважаючи на те що значна їх частина вже відпрацювала 50 і більше років. Це суттєво перевищує встановлений експлуатаційний ресурс. Тому проблема оцінювання залишкового ресурсу є ключовою для подальшого використання таких електровозів. Як показала практика, у процесі експлуатації тягового рухомого складу дія циклічних знакозмінних навантажень призводить до погіршення механічних та фізичних властивостей (деградація) металу несівних конструкцій електровоза, зокрема рами візка. На певній стадії в найбільш навантажених місцях рами починаються незворотні процеси зниження опору металу руйнуванню і з'являються втомні пошкодження. При експлуатації електровоза вони інтенсивно розвиваються у вигляді поширення втомної магістральної тріщини, що, в свою чергу, може призвести до непередбаченого повного руйнування рами візка під час руху потяга.

Стан проблеми. Відомо використання класичних підходів лінійної механіки втомного руйнування при оцінці кінетики поширення втомної тріщини, зокрема швидкості її росту, накопичення пошкоджень матеріалу тощо. За допомогою цих параметрів визначали довговічність (залишковий ресурс) елементів конструкцій.

У даний час побудовано [1–3] багато рівнянь, що описують швидкість росту втомної тріщини, але всі вони є емпіричними залежностями, тобто базуються на даних експериментальних досліджень розвитку втомних тріщин у конструкційних матеріалах. Такі рівняння переважно записані у вигляді поліномів, хоча іноді застосовують сплайн-функції або вибирають спеціальні вирази на підставі певних припущень про руйнування. Однак для визначення кінетики втомного руйнування елементів конструкцій необхідно мати математичні моделі, які б найбільш детально описували розвиток втомних тріщин, базувались на теоретичних викладах та положеннях механіки руйнування.

У роботі [4] запропоновано механічну модель росту втомної тріщини, що базується на моделі Дагдейла та теорії накопичення пошкоджень. В основу цієї моделі покладено гіпотезу про поширення втомної тріщини через накопичення пошкоджень внаслідок циклічного навантаження матеріалу в реверсивній пластичній зоні та критерій руйнування, що задовольняє закон Коффіна–Менсона про енергію, яка відповідає гістерезису пластичного деформування ідеально пластичних матеріалів.

В [5] побудовано стохастичну модель росту втомної тріщини, що ґрунтується на балансі глобальної (локальної енергії). При розробці цієї моделі розглядалися два механізми, пов'язані з неперервною пластичністю та локальним пошкодженням у межах околу вершини тріщини. Припускається, що ці параметри є невідомими змінними і відображають деяке статистичне розсіяння властивостей матеріалу.

У роботі [6] докритичний ріст втомних тріщин (залишкову довговічність) знаходили на основі концепції теорії руйнування Гріффітса через визначення вільної енергії твердих тіл за циклічного навантаження.

Розроблено також модель росту втомної тріщини після одно- та багаторазового перевантажування, яка ґрунтується на концепції розвитку пластичних зон, визначенні мінімальної швидкості росту тріщини, залишкових (стискувальних) і ефективних напружень перед вістрям тріщини і модифікованому рівнянню Уокера [7].

Як видно, для оцінки залишкової довговічності (періоду докритичного росту втомних тріщин) запропоновано чимало методів, кожен з яких має позитивні та негативні сторони. Однак, незважаючи на велику кількість робіт, присвячених втомному руйнуванню, досі немає єдиного загальноприйнятого підходу до оцінки залишкової довговічності елементів конструкцій. Більшість із них реалізується для випадків однорідних матеріалів, що робить проблематичним розв'язання задач щодо поширення втомних тріщин у неоднорідних матеріалах із використанням існуючих моделей. Окрім того, вищезгадані розрахункові моделі є досить математично трудомісткими і не простими для їх застосування в інженерній практиці. Тому виникає необхідність у створенні простих і зручних у використанні методів оцінювання залишкової довговічності елементів конструкцій з втомними тріщинами.

Метою роботи є розробка методу оцінювання періоду докритичного росту наявної втомної тріщини, за яким визначається залишкова довговічність експлуатованої рами візка електровоза.

Особливості конструкції рами. Рама візка електрорухомого складу є основним несивним вузлом конструкції. Вона використовується для передачі і розподілу вертикальних навантажень між колісними парами за допомогою ресорного підвішування, сприйняття та передачі сил тяги і гальмування, а також горизонтальних поперечних сил, для забезпечення правильної установки колісних пар, кріплення тягових електродвигунів (ТЕД), елементів підвішування і гальмівного обладнання. У свою чергу, основними елементами рами візка є балки: поздовжні (боковини); поперечні шворневі (або середні) і кінцеві (бруси).

На рис. 1 представлено схему будови рами двовісного візка електровоза ВЛ-80 із люльковим підвішуванням кузова [8, 9]. Рама є суцільнозварною конструкцією прямокутної форми, що складається з двох боковин 3, які зв'язані між собою шворневим 10 та двома кінцевими 2 брусами. Боковини та кінцеві бруси коробчатого типу зварені з чотирьох листів прокатної сталі М16С. До нижнього листа боковини приварено малі 14 та великі 13 буксові кронштейни зі сталі 12ГТЛ-І.

На верхній лист боковини для її підсилення приварено накладки 4. До накладок і зовнішньої сторони боковини приварено кронштейни 5 люлькового підвішування. На внутрішній стороні боковини знаходяться кронштейни 12 для підвісок гальмівної системи, на зовнішній – кронштейни 8 для гідравлічних амортизаторів. На кінцевих брусах приварено кронштейни 15 для підвісок гальмівної системи, там же знаходиться накладка 1 під ролик протирозвантажувального пристрою.

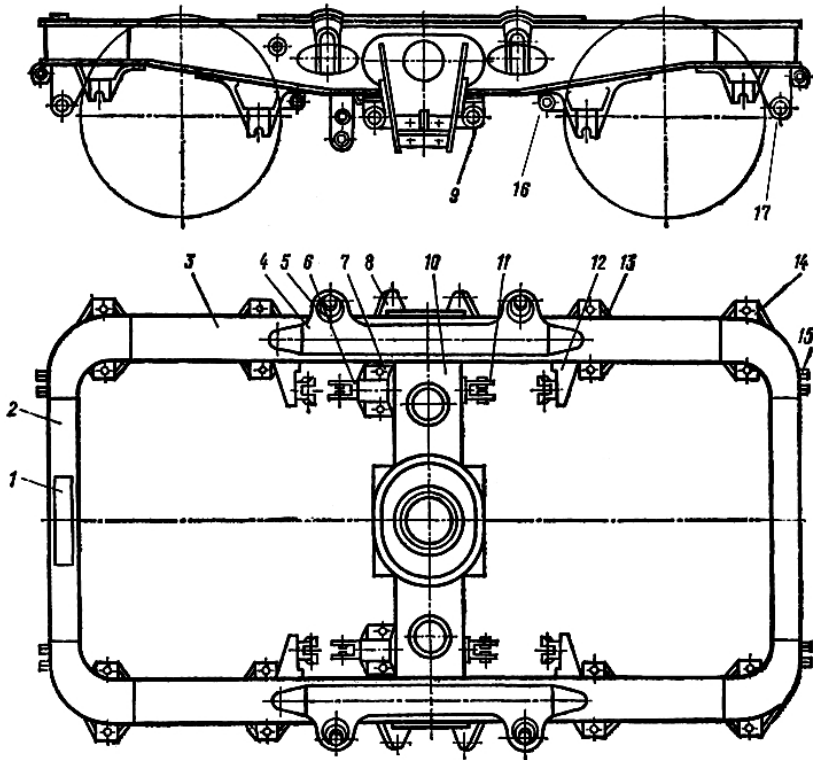
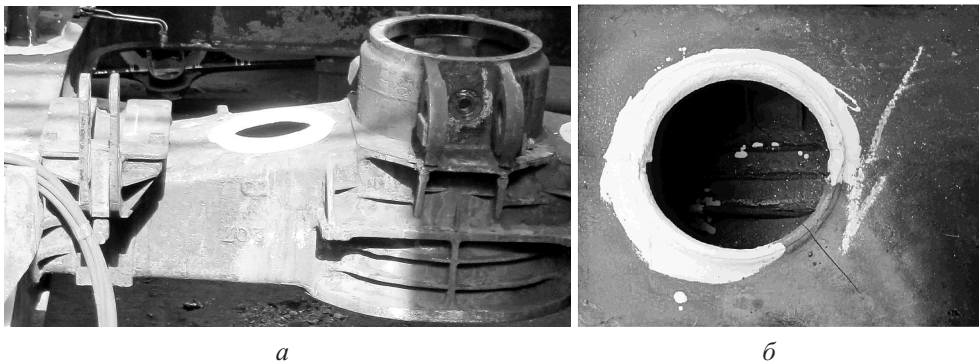


Рис. 1. Схема розташування елементів рами візка.

Шворневий брус 10 коробчатого поперечного перерізу з підсилювальними ребрами складається з, власне, шворневого бруса і бруса кульового з'єднання, відлитих зі сталі 12ГТЛ-І. Останній приварений до шворневого бруса в нижній частині (рис. 2,а), а в середній частині знаходиться овальне з конічним переходом по висоті заглиблення, через яке проходить шворень [8, 9]. Із двох сторін до шворневого бруса приварені кронштейни 6 і 11 для підвіски важелів ручного гальма. На нижній стороні шворневого бруса є площадки для приварювання кронштейнів 7 для кріплення гальмівних циліндрів. У брусі кульового з'єднання знаходяться вушка 9 для підвіски ТЕД, а внутрішня його порожнина служить для розміщення в ній деталей кульового з'єднання.



а

б

Рис. 2. Частина шворневої балки з брусом кульового з'єднання (а) та технологічний отвір із втомною тріщиною (б).

Як показує практика, тріщини є одними з найтипівіших дефектів, що виникають у рамах візків електровозів [8]. У процесі розвитку за втомним механізмом тріщини, досягнувши критичних розмірів, призводять до руйнування рами і, як наслідок, до аварійної ситуації. Потенційними місцями зародження тріщин у рамах візків є, як правило, зони зварних з'єднань та місця концентрації механічних напружень, зокрема технологічні кругові отвори на полицях шворневої балки (рис. 2).

Під час технічного огляду шворневої балки експлуатованих рам візків електровоза ВЛ-80 нерідко виявляють прямолінійні втомні тріщини, які зароджуються на контурі технологічного отвору і поширюються в радіальному напрямку під кутом приблизно 45° до поздовжньої осі балки (рис. 2, б).

Постановка задачі. Залишкову довговічність рами візка електровоза ВЛ-80 із втомною тріщиною будемо визначати за докритичним періодом її росту, тобто за критичним числом N_d циклів розгін–гальмування, зумовлених режимом експлуатації електровоза. Побудуємо таку методику для тривало експлуатованої рами візка з урахуванням параметрів наявної тріщини та показників тріщиностійкості і механічних характеристик напрацьованого матеріалу. Для цього спочатку сформулюємо розрахункову модель кінетики поширення втомної тріщини у тонкостінному елементі конструкції.

Кінетичне рівняння росту наявної втомної тріщини згідно із запропонованою [10] енергетичною моделлю можна записати у вигляді

$$V(l) = \frac{0,03\sigma_0^{-2}(1-R)^4 K_{I\max}^4(l)}{\alpha K_{Ic}^2 - K_{I\max}^2(l)}, \quad (1)$$

де V – швидкість поширення втомної тріщини; R – асиметрія циклу навантаження; $K_{I\max}$ – максимальне за цикл навантаження значення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) в околі вершини втомної тріщини; l – довжина тріщини; α , σ_0 , K_{Ic} – константи, які визначаються експериментально.

Маючи швидкість росту втомної тріщини, докритичний період її росту N_d легко знайти за формулою [11]

$$N_d = \int_{l_0}^{l_*} \frac{\alpha K_{Ic}^2 - K_{I\max}^2(l)}{0,03\sigma_0^{-2}(1-R)^4 K_{I\max}^4(l)} dl, \quad (2)$$

де l_0 , l_* – відповідно початкова та критична довжина втомної макротріщини.

Отже, для застосування модельних рівнянь (1), (2) необхідно окрім показників міцності і статичної тріщиностійкості напрацьованого матеріалу візка, коефіцієнтів Морроу й асиметрії циклу навантаження мати ще й залежність $K_{I\max}(l)$, яка, як відомо [12], характеризує напружений стан та його зміну в околі вершини тріщини в залежності від її довжини і зовнішнього навантаження.

Проведення розрахунків та аналіз отриманих результатів. Для визначення залежності $K_{I\max}(l)$ розглянемо механічне навантаження шворневої балки рами візка під час роботи електровоза у тяговому режимі. Сили та створювані ними моменти, що діють на балки рами під час роботи ТЕД [13], схематично показано на рис. 3, де раму візка представлено як просторову систему, що складається зі стрижнів, осі яких проходять через центри ваги їх поперечних перерізів.

Однією з таких сил є сила P , яка діє на підвіску ТЕД (на рис. 1 вушка 9). Вона визначається так [13]:

$$P = 0,5 F_d D_b / (a - x_d), \quad (3)$$

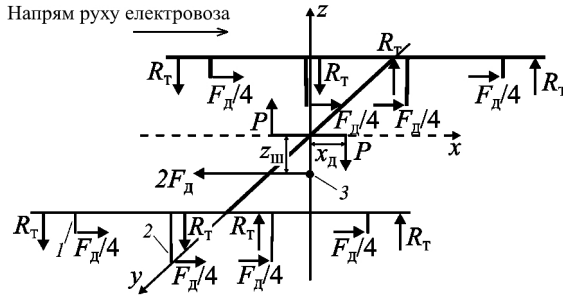


Рис. 3. Розрахункова схема діючих на раму візка сил під час роботи ТЕД: 1, 2 – малі та великі буксові кронштейни відповідно; 3 – кульовий шарнір шворневої коробки.

де F_d – сила тяги ТЕД; D_b – діаметр залізничного колеса з бандажем, $D_b = 1,25$ м; a – відстань між осями колісних пар, $a = 3$ м; x_d – відстань від осі кульового шарніра до осі підвіски ТЕД, $x_d = 0,3$ м.

Значення сил тяги F_d , що визначені за умовою зчеплення коліс із рейками [13], і відповідні до них сили P та сили реакції R_T в кронштейнах 16, 17 (рис. 1) ресорного підвішування візка приведено у таблиці для різних швидкостей $V_{ел}$ руху електровоза.

Залежність значень сил тяги F_d , P та реакції R_T від швидкості руху електровоза

| $V_{ел}$, км/ГОД | F_d , кН | P , кН | R_T , кН |
|-------------------|------------|----------|------------|
| 0 | 81,00 | 42,19 | 2,110 |
| 20 | 65,59 | 34,16 | 1,708 |
| 52 | 58,47 | 30,45 | 1,523 |
| 100 | 50,88 | 26,50 | 1,325 |

Таким чином, під час роботи двигунів електровоза ВЛ-80 у тяговому режимі шворнева балка рами візка зазнає комбінованого навантаження крученням та згином відносно її центральної осі [8, 13, 14]. Наближено оцінити напружений стан на нижній полиці шворневої балки коробчатого профілю (рис. 2, 4) можна за допомогою відомих підходів опору матеріалів, а саме: теорії кручення та згину тонкостінних балок замкнутого профілю [14–16].

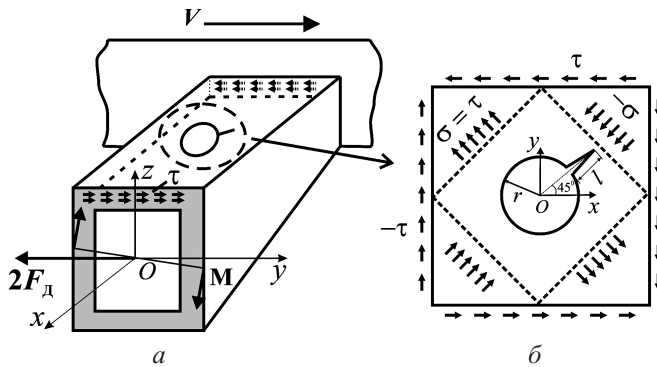


Рис. 4. Схема напруженого стану ділянки нижньої полиці шворневого бруса з технологічним вирізом (а) та радіальною втомною тріщиною (б) під кутом 45°. (Для випадків розташування тріщини під кутом 135, 225 та 315° методи розрахунку будуть аналогічними.)

Для цього умовно розріжемо шворневу балку з брусом кульового з'єднання площиною, перпендикулярною до її осі (рис. 2, 4), та розглянемо напружений стан нижньої полиці балки з тріщиною, замінивши дію відкинutoї лівої частини (рис. 4) рівнодійним значенням крутного моменту M і перерізуючої сили F_d . Величина моменту M складається з двох доданків $M_1 + M_2$, перший з яких $M_1 = F_d z_{ш}$ викликаний силою тяги електровоза у брусі кульового з'єднання [8, 9] на відстані $z_{ш} = 0,39$ м від осі шворневої балки, а другий $M_2 = P x_d$ – дією сил P від корпусів працюючих ТЕД на вушка 9 бруса кульового з'єднання (рис. 1).

Дотичні напруження τ , що виникають у поперечному перерізі стінки шворневої балки (рис. 4,а) за роботи ТЕД у тяговому режимі можна визначити на основі формул з опору матеріалів для кручення тонкостінних балок замкнутого профілю [15, 16]:

$$\tau = \frac{M_1 + M_2}{2S_0\delta} + \frac{F_d}{S_1}, \quad (4)$$

де S_0 – площа, що обмежена серединною лінією поперечного перерізу балки; S_1 – площа поперечного перерізу балки; δ – товщина стінки балки.

За такого навантаження умовно вибраний на нижній полиці шворневої балки квадратний елемент зі стороною, паралельною осі балки, і в центрі якого знаходиться круговий отвір із радіальною тріщиною (рис. 4), перебуватиме в умовах напруженого стану, близького до чистого зсуву [16]. Тоді, як відомо [15, 16], на площадках, розташованих під кутом 45° до сторін такого квадрата, будуть діяти максимальні нормальні напруження σ , які дорівнюють за величиною τ (рис. 4,б).

У цьому випадку напружений стан в околі вершини тріщини визначатиметься коефіцієнтом K_I , який було досліджено в [17], де показано, що для такої геометрії та навантаження тіла з тріщиною (рис. 4,б) він має наступний вигляд:

$$K_I = \sigma\sqrt{\pi l}F(l/r), \quad (5)$$

де $F(l/r)$ – безрозмірна поправкова функція.

За наведеними в [17] табличними значеннями функції $F(l/r)$ апроксимуємо її методом найменших квадратів:

$$F(l/r) = 1,29(l/r + 0,535)^{-1,7} + 0,768. \quad (6)$$

Точність апроксимації (рис. 5) виявилась достатньо високою (значення коефіцієнта кореляції R^2 не менше 0,999).

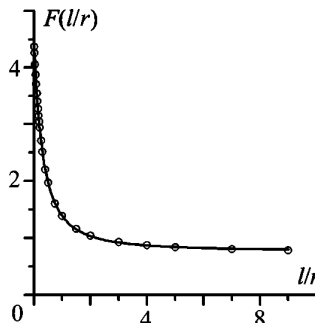


Рис. 5. Залежність функції $F(l/r)$: точки – числові дані [17], суцільна лінія – за формулою (6).

Отже, аналіз розподілу механічних напружень на нижній полиці балки під час роботи електровоза у тяговому режимі показує, що тріщина розвивається лише за механізмом нормального відриву по лінії дії максимальних розтяжних напружень (рис. 2, 4).

Максимальне за цикл розгін–гальмування значення розтяжного напруження $\sigma_{\max} = 5$ МПа розраховували за залежністю (4). Далі з використанням формули (2) побудували діаграму залишкової довговічності рами візка електровоза з тріщиною в залежності від її початкового розміру l_0 (рис. 6). За критерій вичерпування залишкового ресурсу прийняли умову наближення вершини втомної тріщини до ребра жорсткості, розміщеного на внутрішній стороні шворневого бруса, а саме: $l_* = 80$ мм.

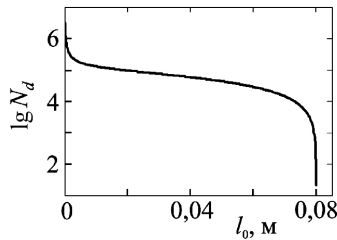


Рис. 6. Залежність залишкової довговічності рами візка електровоза з втомною тріщиною від її початкового розміру.

У розрахунок було закладено такі експериментально визначені константи напруженого протягом 37 років матеріалу (сталь 12ГТЛ) шворневого бруса рами візка електровоза (2): $\alpha = 2$; $K_{Ic} = 28,2$ МПа \cdot м^{1/2}; $\sigma_0 = 450$ МПа. Ці константи отримано на циліндричних і балкових зразках із матеріалу рам візка за стандартними методиками [18, 19].

Висновки

1. На основі енергетичного підходу механіки руйнування матеріалів сформульовано розрахункову модель для визначення періоду докритичного росту втомної тріщини в шворневій балці рами візка локомотива.
2. Запропонована модель дозволяє оцінювати залишковий ресурс балки в залежності від початкової величини втомної макротріщини та умов експлуатації електровоза.

Резюме

Предложена методика расчета периода докритического роста усталостной трещины возле нижнего технологического отверстия шворневой балки рамы тележки электровоза. В основу методики положено расчетную модель роста усталостной трещины, которая базируется на законе сохранения энергии в термодинамике. Неизвестные механические характеристики материала эксплуатируемой рамы тележки определены методом наименьших квадратов на основе данных проведенных экспериментов.

1. *Dover W. D.* Fatigue crack growth in offshore structures // J. Soc. Env. Eng. – 1976. – 15, No. 1. – P. 3–9.
2. *Ромвари П., Том Л.* К вопросу повреждаемости при распространении усталостных трещин // Механическая усталость металлов: Тез. докл. VI Междунар. коллокви. – Киев: Наук. думка, 1981. – С. 64.

3. Ярема С. Я. Методология определения характеристик сопротивления развитию трещин (трещиностойкости) материалов при циклическом нагружении // Физ.-хим. механика материалов. – 1981. – № 4. – С. 100–111.
4. Wu Sh.-X., Mai Y.-W., and Cotterell B. A model of fatigue crack growth based on Dugdale model and damage accumulation // Int. J. Fract. – 1992. – 57, No. 3. – P. 253–267.
5. Dolinski K. Formulation of a stochastic model of fatigue crack growth // Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct. – 1993. – 16, No. 9. – P. 1007–1019.
6. Izumi Y., Fine M. E., and Mura T. Energy considerations in fatigue crack propagation // Int. J. Fract. – 1981. – 17, No. 1. – P. 15–25.
7. Ясній П. В., Пиндус Ю. І. Вплив одноразового перевантажування на ріст втомної тріщини в сплаві Д16Т // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2002. – № 2. – С. 57–60.
8. *Электровоз ВЛ-11*. Руководство по эксплуатации / Под ред. Г. И. Чиракадзе, О. А. Кикнадзе. – М.: Транспорт, 1983. – 464 с.
9. *Электровозы ВЛ-10 и ВЛ-10у*. Руководство по эксплуатации / Под ред. О. А. Кикнадзе. – М.: Транспорт, 1981. – 519 с.
10. Рудавський Д. В. Залишковий ресурс металевих елементів конструкцій у водневмісних середовищах – Київ: Наук. думка, 2011. – 208 с.
11. Андрейкив А. Е., Дарчук А. И. Усталостное разрушение и долговечность конструкций. – Киев: Наук. думка, 1992. – 183 с.
12. Панасюк В. В. Предельное равновесие хрупких тел с трещинами. – Киев: Наук. думка, 1968. – 246 с.
13. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика: Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1974. – 232 с.
14. Бирюков И. В., Савоськин А. Н., Бурчак Г. П. и др. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
15. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
16. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1976. – 607 с.
17. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. В 2 т. Т. 1: Пер. с англ. / Под ред. Ю. Мураками. – М.: Мир, 1990. – 448 с.
18. ГОСТ 25.506–85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. – Введ. 27.03.85.
19. *Механика разрушения и прочность материалов*. Справ. пособие в 4 т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. Т. 4: О. Н. Романив, С. Я. Ярема, Г. Н. Никифорчин и др. Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов. – Киев: Наук. думка, 1988–1990. – 680 с.

Поступила 22. 09. 2014