

УДК 629.423

Д-р техн. наук Леонець В. А.

ВПЛИВ ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАЛІЗНИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ЙОГО НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ

***Ключові слова:** рама візка, рама кузова, несучий кузов, тривалість експлуатації, деградація механічних властивостей конструктивних сталей та їх зварних з'єднань, імовірність виникнення втомних тріщин.*

Вступ

В Україні експлуатується значна кількість залізничного рухомого складу (РС) (локомотивів, вантажних та пасажирських вагонів) з продовженим початково призначеним терміном служби (Тс.п.). Працездатність РС з Тс.п. можлива за умови, насамперед, забезпечення необхідної міцності та надійності їх несучих конструкцій (НК): рам візків, рам кузовів та несучих кузовів. Тривала експлуатація НК РС, працюючих при нестационарній напруженості та необмеженому (значному) ресурсі, обумовлює деградацію механічних властивостей їх конструкційних сталей.

Метою статті являється аналіз сучасного стану досліджень стадій втомного руйнування маловуглецевих, вуглецевих та низьколегованих сталей, з яких виготовлені НК РС, їх зварних з'єднань та сучасних можливостей розрахунків імовірності виникнення в них втомних тріщин.

Літературний огляд публікацій щодо стадій втомного руйнування конструкційних сталей та зварних з'єднань НК РС

Під довговічністю, зокрема, боковин візків вантажних вагонів розуміють: "...время ее эксплуатации в годах с момента выпуска до момента, когда вследствие накопления усталостных повреждений и других причин прочность ее снизится настолько, что вагон не сможет нормально эксплуатироваться без риска потерпеть аварию" [1]. При русі навантаженого вагона за рік служби кількість циклів напружень в надресорних деталях складає, приблизно, $(20 \div 25) \cdot 10^6$, а в непрадресорених - $(30 \div 40)$

10^6 [1]. Приблизно, така кількість циклів навантажень діє і на НК пасажирських вагонів, тягового та моторвагонного рухомого складу. Це свідчить про те, що за весь термін служби РС його НК працюють при дії більше 10^7 циклів навантаження.

Процеси втомного пошкодження при гігациклової втомі (більшій 10^9 циклів навантаження) ще досконало не вивчені. В ранніх роботах, присвячених гігациклової втомі конструкційних сталей, показано, що в деталях, елементах конструкцій, які за період експлуатації зазнають $10^{10} \div 10^{17}$ циклів навантаження, можуть відбуватись зміни механізмів втомного пошкодження конструктивних сталей та, як наслідок цього, - різке падіння опору втомі [2, 3]. Відтворити таку кількість циклів навантаження зразків можливо, практично, лише на високочастотних установках [4]. Тому розрахунково-експлуатаційний метод розрахунку міцності НК тягового рухомого складу (ТРС) передбачає встановлення подвійного запасу втомної міцності за критерієм максимальних амплітуд виникаючих механічних напружень. При цьому, наприклад, для НК ТРС теоретична імовірність виникнення магістральної втомної тріщини за призначений термін служби 30 років чи пробіг локомотива 3 млн. км. становить 0,01% [5, 6].

Встановлено, що процес втомного багатоциклового руйнування металів і сплавів (на базі 10^7 циклів навантаження) складається з стадії розсіяного чи нелокалізованого втомного пошкодження та стадії зародження, росту магістральної тріщини [7, 8] та інші.

У вуглецевих сталях процес переходу розсіяного втомного пошкодження у магістральну тріщину довжиною 1 мм становить, близько, 70% їх втомної довговічності [9].

Узагальнена діаграма багатоциклової втомі конструкційних сталей і сплавів створена В.С.Івановою [10]. Вона включає в себе чотири періода: I- інкубаційний, пов'язаний з накопиченням викривленості кристалічної ґратки; II-розпушування, пов'язаний з порушення суцільності металу; III-розвиток мікротріщин до макротріщини критичного розміру; IV-остаточного руйнування. Інкубаційний період втомі на прикладі маловуглецевої сталі можна розділити ще на ряд стадій [10].

Стадія циклічної мікротекучості. На цій стадії не змінюються границя плинності, пластичність, мікротвердість матеріалу.

Стадія циклічної плинності. Вона пов'язана з різким збільшенням інтенсивності розкриття петлі гістерезиса, побудованої в координатах “напруження-деформація”. Спостерігається підвищення мікротвердості, зменшення і потім повне зникнення зубу та площинки плинності, зменшується границя плинності, яка під кінець цієї стадії починає знову зростати. Відбувається зміна характеристик внутрішнього тертя, магнітних властивостей.

Стадія циклічного зміцнення. Спостерігається подальше зростання твердості, умовної границі плинності, модуля пружності. Ця стадія завершується виникненням на поверхні зразка мережі мікроскопічних тріщин. Період зародження і розвитку субмікроскопічних тріщин характеризується збільшенням полос ковзання в зернах, виникненням мікротріщин. Закінчення цієї стадії пов'язано з накопиченням незворотних пошкоджень сталі (досягнення лінії Френча).

Період розвитку мікротріщини до макротріщини критичних розмірів, тобто тріщини, яка росте з максимальною швидкістю в металі, характеризується зниженням міцності, пластичності, електропровідності, магнітної проникливості сталі.

Період остаточного руйнування сталі характеризується нестабільним ростом макротріщини. На стадії остаточного руйнування сталі напруження доламу в області багатоциклової втоми не залежить від рівня напружень та початкової концентрації напружень.

Як правило, в лабораторних умовах досліджують металофізичні механізми руйнування конструкційних матеріалів на стадії їх розсіювання втомного пошкодження [7-9]. В інженерній практиці при багатоциклової та гігациклової втомах розглядають періоди зародження та росту магістральної тріщини. Наприклад, в роботах [11-14] наведені результати досліджень розвитку втомних тріщин в литих бокових рамах та надресорних балках вантажних вагонів, які виникають від гострих кромки, раковин, ситовитості, утяжин т.п. На першій стадії тріщина має напів- чи чвертьеліптичну форму. Процес її розвитку триває від 2 до 39 років. Візуально тріщини на цій стадії не виявляються. Перша стадія завершується, коли

глибина тріщини досягає товщини стінки деталі і тріщина переходить у наскрізну. Друга стадія розвитку тріщини характеризується її швидким ростом протягом від 0,16 до 0,8 років, що відповідає 16÷80 тис. км. пробігу вагона. Встановлено, що розвиток тріщини від кромки радіусом 2÷3 мм у кутку буксового прорізу та нахиленому поясі бокової рами можливий за період, менший одного року. При існуючій системі діагностики технічного стану вантажних вагонів необхідно виявляти тріщини від 2 мм в боковій рамі візка та від 4 мм – в надресорній балці [11].

Існує уточнена методика прогнозування роботоздатності литих деталей вантажних вагонів, яка враховує циклічну деградацію властивостей сталей 20 ФЛ0 та 20ГЛ ГОСТ977-88 [13]. Описано перехід сталі 20ФЛ в крихкий стан при тривалих циклічних навантаженнях шляхом розгляду повної діаграми їх деформування [14].

При заданому блоці навантажень різниця розрахункового ресурсу цих деталей, отриманих з використанням лінійної та нелінійної гіпотез підсумовування втомних пошкоджень, відрізняються на декілька років. Розбіжності таких розрахунків збільшуються при переході до реального спектру навантажень.

Існуючі гіпотези, закони та моделі накопичення втомних пошкоджень зварних з'єднань свідчать про те, що з усіх показників механічного стану основного металу чутливим до його деградації виявилися лише характеристики тріщиностійкості – короткочасна тріщиностійкість K_{1c} , ефективний поріг циклічної тріщиностійкості K_{dc} [15]. Тривалість експлуатації зварних з'єднань впливає на їх ударну в'язкість при випробуваннях зразків з гострим надрізом [15].

Накопичення дефектів у зварному з'єднанні під час тривалого циклічного навантаження може також впливати на його втомну міцність. Наприклад, в сталі 09Г2С ГОСТ 5520-79 дефекти розмірами до 0,4 мм зменшують її втомну довговічність в 5÷12 разів в порівнянні з суцільним матеріалом [16]. Для цієї сталі високоякісний зварний шов зменшує втомну довговічність лише на 40% [16].

Аналіз структури зварних з'єднань показує, що причиною зниження їх опору втомі, зокрема, в умовах дії повторно-ударного навантаження та низької температури є різного виду

дефекти, розміри яких становлять від 10 мкм і більше [17].

Встановлено, що тривала експлуатація зварних з'єднань несучих конструкцій залізничних локомотивів зменшує їх границю витривалості, приблизно, на 10% [18].

На нашу думку, методи розрахунків надійності роботи НК РС з Тс.п. , які враховують деградацію механічних властивостей конструкційних сталей, з використанням гіпотез нелінійного корегування підсумовування втомних пошкоджень [19] та енергетичної моделі тріщиностійкості [20] вимагають додаткових досліджень. Такі дослідження можуть ґрунтуватись на сучасних розрахунках втомної міцності конструкційних сталей [21], зварних з'єднань [22, 23].

Існує метод С.В.Серенсена розрахунку імовірності виникнення втомних тріщин в елементах несучих конструкцій залізничних локомотивів, працюючих при нерегулярній напруженості та необмеженому ресурсі, в якому враховується зменшення їх границь витривалостей від часу експлуатації [24, 25].

Аналіз особливостей розрахунку імовірності виникнення втомної тріщини за допомогою третього розрахункового метода С.В. Серенсена

Аналітична оцінка зміни границі витривалості конструкційної сталі чи елемента конструкції через перевантаження розраховується по формулі [24]:

$$\sigma_{-1\text{пов}} = \sigma_{-1\text{исх}} \cdot \left[1 - \frac{n_H}{N_H} \cdot K \cdot \left(\frac{\sigma_{\text{ан}}}{\sigma_{-1\text{исх}}} - 1 \right) \right], \quad (1)$$

де $\sigma_{-1\text{исх}}$, $\sigma_{-1\text{пов}}$ - границі витривалості конструкційної сталі чи елемента конструкції у вихідному стані та після перевантаження відповідно; $\sigma_{\text{ан}}$ – початкова амплітуда напружень протягом n_H циклів; N_H – число циклів до руйнування непошкодженої сталі при $\sigma_{\text{ан}}$; K - константа сталі: $K = 1,33$ для маловуглецевої сталі, $K = 1,65$ для середньовуглецевої і $K = 1,80$ для легованої сталі.

Аналіз особливостей розрахунків імовірності руйнування зварних конструкцій по третьому розрахунковому випадку С.В.Серенсена (при нестационарній напруженості та необмеженому (значному) ресурсі) здійснено Б.С.Шульгіновим [26].

Розглянуто розрахунок втомної міцності конструкції при нормальному розподілі амплітуд напружень σ_{ai} з середнім значенням $\bar{\sigma}_a$ та середнім квадратичним відхиленням $S_{\sigma a}$. Якщо позначити через $\bar{\sigma}_{-1}$ середнє статистичне значення границі витривалості конструкції, а через $\nu_{\sigma-1}$ – коефіцієнт варіації цієї границі витривалості, то для виникнення втомної тріщини (руйнування) за сумарне число циклів N_{Σ} необхідно, щоб максимальне напруження σ_{max} перевищувало початкове значення $\bar{\sigma}_{-1}$. Приймається, що граничний коефіцієнт навантаженості $n_p = \sigma_{\text{max}} / \bar{\sigma}_{-1}$ визначає умови руйнування: при $(\sigma_{\text{max}} / \bar{\sigma}_{-1}) > n_p$ будуть втомні руйнування в умовах експлуатації до досягнення N_{Σ} , а при $(\sigma_{\text{max}} / \bar{\sigma}_{-1}) < n_p$ – руйнування не буде.

Максимальна амплітуда напружень для отриманих величин в результаті ходових динаміко-міцнісних випробувань розраховується по формулі [24]:

$$\sigma_{\text{max}} = \bar{\sigma}_a + u_{p\text{max}} \cdot S_{\sigma a}, \quad (2)$$

де $u_{p\text{max}}$ - максимальне значення квантиля.

Для визначення n_p використовують табличний метод послідовних наближень [27]. Щоб знайти значення n_p , яке відповідає заданому числу циклів N_{Σ} , спочатку необхідно довільно задати значення n_p . Для вибраного n_p вираховується величина $\xi_i = \sigma_{ai} / \sigma_{-1\text{пов},i-1}$ (відношення амплітуди напружень в i -ому інтервалі до границі витривалості конструкції, визначеній по кривій втоми, через пошкодження в $i-1$ інтервалі). Для проведення таких розрахунків необхідно знати коефіцієнт K , коефіцієнт варіації амплітуд напружень $\nu_{\sigma a}$, параметри кривої втоми конструкції: σ_{-1} - границю витривалості, N_0 - абсцису точки зламу кривої втоми в подвійних логарифмічних координатах, m - показник степені в степеневому рівнянні кривої втоми.

Розрахунки, здійснені для різних значень n_p при максимальному квантилі $u_{p\text{max}} = 4,5$, ширині інтервалу $\Delta u_p = 0,25$, $N_{\Sigma} = 10^8$ циклів навантажень, $K = 1,33$, $\nu_{\sigma a} = 0,5$, $N_0 = 2 \cdot 10^6$ та $m = 8$ (рис. 1).

З рис. 1 видно, що навіть незначна зміна n_p значно впливає на стан кривих. При коефіцієнтах $n_p = 1,4$ і $n_p = 1,37$ відносна величина ξ_i в міру зменшення u_p зменшується, але, не досягнувши 1, починає збільшуватися, а n_i / N_i збільшується безперервно і при деяких значеннях

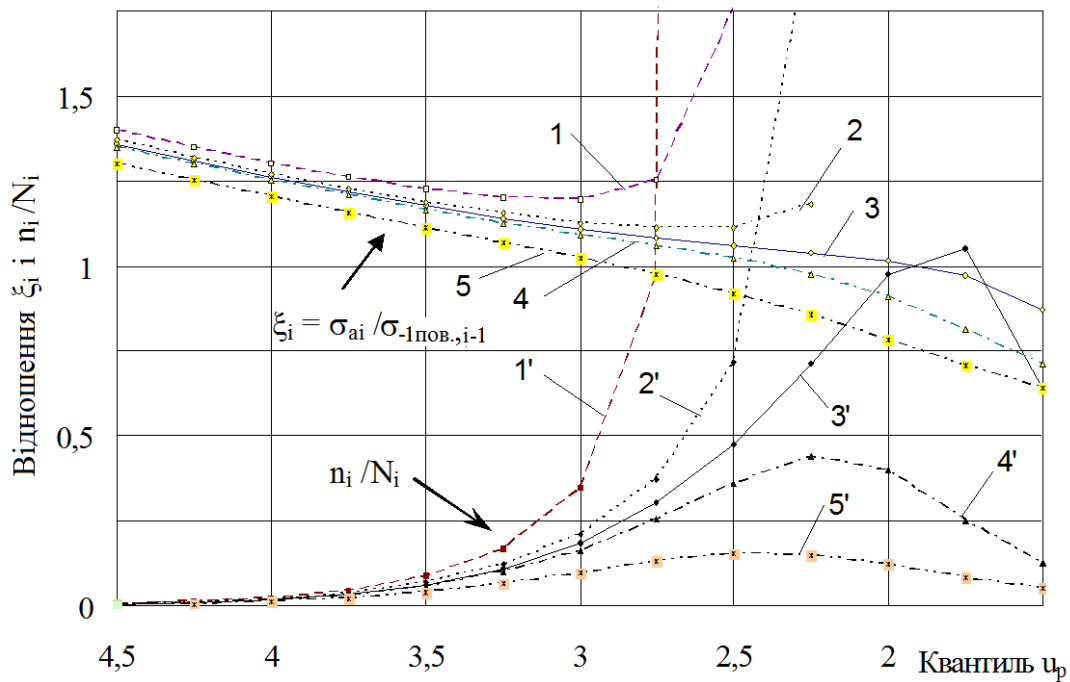


Рис. 1 - Вплив квантиля на ξ_i і n_i/N_i в залежності від граничного коефіцієнта навантаженості n_p (1, 1' - $n_p = 1,4$; 2, 2' - $n_p = 1,37$; 3, 3' - $n_p = 1,35945$; 4, 4' - $n_p = 1,35$; 5, 5' - $n_p = 1,3$)

u_p перевищує одиницю, що свідчить про те, що при обраних n_p досліджуваний об'єкт зруйнується, не допрацював до N_Σ .

При коефіцієнтах $n_p = 1,35$ і $n_p = 1,3$ відносна величина ξ_i в міру зменшення u_p теж зменшується, але досягає одиниці при квантилях, яким відповідають $n_i / N_i < 1$, що свідчить про те, що при обраних n_p досліджуваний об'єкт не зруйнується до N_Σ . В результаті проведених розрахунків було встановлено, що оптимальне значення n_p , при якому об'єкт руйнується при числі циклів $> N_\Sigma$ не руйнується при меншій кількості циклів, виходить за умови одночасного досягнення ξ_i і n_i / N_i одиниці, тобто при одному значенні квантиля u_p . На рис. 1 ці криві 3 і 3' показані суцільними лініями. Слід зазначити, що на цю необхідну умову визначення оптимального значення n_p в роботах [24,27] увага не акцентується.

У роботах [24,27] немає переконливого обґрунтування методу вибору значення максимального квантиля $u_{p \max}$ і ширини інтервалу $\Delta u_{p \max}$ при визначенні граничного коефіцієнта навантаженості n_p .

Вплив $u_{p \max}$ на n_p перевіряли для наступних вихідних даних: $N_\Sigma = 10^8$ циклів; $\Delta u_p = 0,5$; $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклів, $m = 8$; $v_{\sigma a} = 0,5$, $K = 1,33$. Було

задано п'ять значень $u_{p \max}$: 6; 5,5; 5; 4,5 і 4. Результати розрахунків наведені в табл. 1.

Табл. 1 - Залежність n_p і ξ_i від максимального квантиля $u_{p \max}$.

u_p	ξ_i				
	$u_{p \max} = 6$	$u_{p \max} = 5,5$	$u_{p \max} = 5$	$u_{p \max} = 4,5$	$u_{p \max} = 4$
6	$n_p=1,6290$				
5,5	1,5272	$n_p=1,5273$			
5	1,4258	1,4259	$n_p=1,4259$		
4,5	1,3260	1,3260	1,3260	$n_p=1,3260$	
4	1,2312	1,2312	1,2313	1,2312	$n_p=1,2312$
3,5	1,1473	1,1474	1,1474	1,1473	1,1473

Кожна графа таблиці починається з коефіцієнта n_p , отриманого при заданому максимальному квантилі, а нижче наведені розрахункові значення ξ_i , отримані при різних квантилях u_p . Значення n_p виділені жирним шрифтом. З цієї таблиці видно, що всі значення ξ_i , при заданому u_p однакові, а всі значення n_p , отримані для $u_{p \max} < 6$, з високою точністю збігаються зі значеннями ξ_i , отриманими при $u_{p \max} = 6$. Це означає, що всі значення n_p , які отримані при різних $u_{p \max}$, лежать на одній кривій ξ_i , показаної на рис. 1 суцільною лінією, а збі-

льшення $u_{p \max}$ призводить до збільшення n_p незалежно від значного зменшення числа циклів навантаження, що суперечить обґрунтуванню вибору $u_{p \max}$, зробленому в роботі [24].

На підставі проведеного аналізу можна зробити висновок, що в даній методиці довільний вибір $u_{p \max}$ може дати різні значення граничного коефіцієнта навантаженості n_p (при $u_{p \max} = 6 n_p = 1,629$, а при $u_{p \max} = 4 n_p = 1,2312$, тобто ці значення відрізняються в 1,32 рази).

Вплив ширини інтервалу $\Delta u_p = u_{p_i} - u_{p(i+1)}$, де $u_{p_i} > u_{p(i+1)}$, на n_p перевіряли при одному значенні $u_{p \max} = 5,5$ і при тих же вихідних даних, які були використані при дослідженні впливу $u_{p \max}$. Були обрані наступні інтервали: $\Delta u_p = 0,1; 0,25; 0,5$ і $0,75$. Результати обчислень n_p по табличному методу послідовних наближень при вищевказаних значеннях Δu_p наведені в табл. 2.

З табл. 2 видно, що при максимальному квантилі $u_{p \max} = 5,5$ зі збільшенням ширини інтервалу Δu_p від 0,1 до 0,75 коефіцієнт n_p зменшується від 1,582272 до 1,47754, тобто в 1,07 рази. Можна відзначити, що значення ξ_i , отримані при одному максимальному квантилі, але при різних Δu_p , не лежать на одній кривій і тому не можуть бути визначені за результатами розрахунку при якомусь одному Δu_p (табл.2).

Табл. 2 - Залежність n_p і ξ_i від ширини інтервалу Δu_p

u_p	ξ_i			
	$\Delta u_p = 0,1$	$\Delta u_p = 0,25$	$\Delta u_p = 0,5$	$\Delta u_p = 0,75$
5,5	$n_p=1,582272$	$n_p=1,56583$	$n_p=1,5273$	$n_p=1,47754$
5	1,4772	1,4618	1,4259	—
4,7	—	1,4103	—	1,3307
5	—	—	—	—
4,5	1,3736	1,3594	1,3260	—
4	1,2751	1,2621	1,2312	1,1908
3,5	1,1876	1,1762	1,1473	—

Слід зазначити, що як вибір максимального квантиля, так і вибір ширини інтервалу Δu_p впливають на величину граничного коефіцієнта навантаженості n_p . Тому необхідні додаткові дослідження по уточненню розглянутої ме-

тодики. Крім того, слід взяти до уваги, що експериментальні дані, покладені в основу даного методу, були отримані на стандартних зразках сталей різного класу міцності. Останнє вплинуло на значення коефіцієнта K в рівнянні (1), а, отже і на коефіцієнт n_p . У прикладі [24] і в роботі [25] цей метод був використаний при розрахунку зварених конструкцій рам візків електровозів. Оскільки рами візків виготовлена з низьколегованої сталі, то в цьому розрахунку коефіцієнт K був обраний відповідно до матеріалу конструкції, тобто $K = 1,33$. Однак вплив зварного з'єднання на цей коефіцієнт виключити не можна, але експериментальні дослідження з цього питання нам не відомі і в роботі [24] не згадуються.

Було також оцінено вплив максимального квантиля $u_{p \max}$ і ширини інтервалу $\Delta u_{p \max}$ на імовірність відмови рами візка електровоза ВЛ60. У розрахунках були використані дані ходових випробувань, наведені в роботі [25]. На основі цих даних при заданих $u_{p \max} = 5,5$ і $\Delta u_p = 0,5$ був виконаний розрахунок ймовірності відмови в роботі [24]. У даній роботі аналогічні розрахунки були виконані при $u_{p \max} = 4, 5, 6$ і $\Delta u_p = 0,1; 0,25; 0,5; 0,75$. Квантиль нормального розподілу u_p визначали за формулою:

$$u_p = \frac{1 - \tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2 \cdot v_{\sigma_{a1}}^2 + v_{\sigma_{ai}}^2}}, \quad (3)$$

де $\tilde{n} = n_p / n$ (4), n_p визначається для заданої довговічності N_Σ , $n = \bar{\sigma}_a \max / \bar{\sigma}_{-1d}$ (5), $\bar{\sigma}_a \max$ - по залежності (2).

Розрахунок проводили за наступними даними: $\bar{\sigma}_a = 11,14$ МПа, $v_{\sigma_a} = 0,34$, $v_{\bar{\sigma}_a} = v_\varepsilon = 0,15$, $\bar{\sigma}_{-1d} = 28$ МПа, $v_{\bar{\sigma}_{-1d}} = 0,1$, $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклів, $m = 8$. Всі параметри розподілів амплітуд напружень і границі витривалості взяті з прикладу 1 [24] і [25].

За значенням квантиля, отриманого за залежністю (3), знаходили імовірність відмови P об'єкта по таблиці функції нормального розподілу [28].

Вплив максимального квантиля u_{pmax} і інтервалу Δu_p на ймовірність відмови P і граничний коефіцієнт навантаженості n_p показано в таблицях 3 і 4.

Табл. 3 - Вплив максимального квантиля u_{pmax} на граничний коефіцієнт навантаженості n_p і ймовірність відмови P

u_{pmax}	n_p	$P, \%$
4	1,231	5,9
5	1,426	5,2
6	1,629	4,3

Табл. 4 - Вплив інтервалу Δu_p дискретного розподілу напружень на граничний коефіцієнт навантаженості n_p та ймовірність відмови P

Δu_p	n_p	$P, \%$
0,1	1,582	2,9
0,25	1,566	3,3
0,5	1,527	4,6
0,75	1,478	6,9

Результати розрахунків показують, що при збільшенні u_{pmax} від 4 до 6 ймовірність відмови зменшується в 1,4 рази (табл.3), а при збільшенні інтервалу Δu_p від 0,1 до 0,75 ймовірність відмови P збільшується в 2,3 рази (табл.4).

Все вищевикладене дозволяє зробити висновки про недостатню обґрунтованість вибору u_{pmax} і Δu_p при визначенні граничного коефіцієнта навантаженості n_p , що призводить до значної похибки при визначенні ймовірності відмови. На цій підставі можна говорити про необхідність проведення спеціальних досліджень, спрямованих на вирішення таких питань:

1. Вибір максимального значення квантиля u_{pmax} і ширини інтервалу Δu_{pmax} при розрахунку граничного коефіцієнта навантаженості n_p і ймовірність відмови.

2. Обґрунтування можливості використання залежності (1) для розрахунків n_p і ймовірності відмови зварних з'єднань.

Ймовірність відмови роботи елементів НК РС, в тому числі з Тс.п., можливо уточнювати ймовірно-фізичним методом [29], зокрема,

шляхом реєстрації стадій виникнення розсіяного втомного пошкодження чи магістральної тріщини до критичних розмірів диференціальним тензометричним методом [30-33] під час експлуатації РС. При цьому суттєво скорочується час проведення стендових випробувань і тривалість дослідної експлуатації РС тому, що тривалість цих пошкоджень для їх конструкційних сталей становить, близько, 70% загальної втомної довговічності.

Сучасні робасні методи малої вибірки дозволяють шляхом моніторингу технічного стану мінімум 4-х НК визначати ймовірність відмови всього паку РС, працюючого в однакових умовах [34].

Висновки

Сьогодні проблема розрахунку ймовірності виникнення втомних тріщин в НК РС, які працюють в широкому частотному та амплітудному діапазоні навантаження, ще не має ґрунтового теоретичного рішення. Врахування впливу тривалої експлуатації НК РС на механічні властивості конструкційних матеріалів, їх зварних з'єднань лише уточнює попередню оцінку ймовірності виникнення в них тріщин.

Ймовірність виникнення втомних тріщин в елементах НК, отриману існуючими розрахунковими методами, необхідно уточнювати під час експлуатаційних випробувань РС, шляхом виявлення в їх несучих конструкціях втомних пошкоджень до критичних розмірів.

Література

1. Повышение прочности и долговечности грузовых вагонов /Под ред. И.В.Тарнавского // Труды ЦНИИ .-1968.-Вып.351.-С.1-112.
2. Wang Q.Y. Gigacycle fatigue allouys / Q.Y. Wang, Y.Y. Berrard, A. Dubarre at.al. // Fatig. Fract. Eng. Mater. Struct.- 1999.-22.-P.667-672.
3. Shiozawa K. S-N curve characteristics and substructure crack of a high carbon-chromium bearing steel / K.Shiozawa, L.Lu,S.Ishihara // Fatig. Eng. Mater. Struct.- 2001.-24.-P.781-790.
4. Прочность материалов и конструкций / В.Т.Трощенко, Р.И.Курият, А.А.Лебедев [и др.] //; под ред. В.Т.Трощенко.-К.:Академперіодика, 2006. -1076 с.
5. Колесин Ю.В.Обработка и оценка материалов прочностных испытаний локомотивов /

Ю.В.Колесин // Вестник ВНИИЖТ.-1966.- №2.-С.28-30.

6. Мейснер Б.А. Прогнозирование надежности рам локомотивных тележек / Б.А. Мейснер // Вестник ВНИИЖТ.-1972.- №3.-С.15-20.

7. Яковлева Т.Ю. Локальная пластическая деформация и усталость металлов / Т.Ю. Яковлева-К.: Наук. думка,2003.-236 с.

8. Трощенко В.Т. Механика рассеянного усталостного повреждения металлов и сплавов / В.Т.Трощенко, Л.А. Хамаза.- К.: Институт проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, 2016.-412 с.

9. Матакэ Т. Усталостное тепловыделение в стали при изгибе, кручение, комбинированном нагружении / Т. Матакэ, Я. Имаи // Кюсю дайгаку оё рикигаку кэнкюсёхо. – 1976. – №45. – С.31-43.

10. Иванова В.С. Природа усталости металлов / В.С. Иванова, В.Ф.Терентьев.- М.:Металлургия,1975.-455с.

11.Северинова Т.П. Расчетно-теоретическое обоснование живучести боковых рам и надрессорных балок с допустимыми дефектами / Т.П. Северинова // Вестник ВНИИЖТ.-2002.-№5.-С.40-45.

12. Бычек И.С. Продление срока службы литых деталей тележек / И.С. Бычек, В.И. Сенько, И.Ф. Пастухов // Железнодорожный транспорт.-2001.-№3.-С.39-42.

13. Якушев А.В. Прогнозирование усталостного ресурса литых деталей тележки грузового вагона: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрофикация"/А.В.Якушев.- Екатеринбург,2007.-16с.

14. Миронов В.И. Долговечность литых деталей тележки грузового вагона / В. И. Миронов, А. В. Якушев // Прочность материалов и элементов конструкций: Тр. междуна. научно-техн. конф."Прочность материалов и элементов конструкций"(Киев:Ин-т проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, 2011.-925с.-С.883-890.

15. Панасюк В.В. Застосування методів механіки руйнування матеріалів для оцінювання міцності зварних з'єднань/В.В.Панасюк // Автор. сварка.-2008.-№11.-С.151-156.

16. Ковенский И.М. Влияние дефектов сварных соединений на усталостные характеристики стали 09Г2С / И.М. Ковенский, К.В.

Кусков, В.В. Поработюк // Омский научный вестник.-2012.-№3(113).-С.58-60.

17. Шульгинов Б.С. О некоторых причинах снижения сопротивления усталости сталей и их сварных соединений с учетом условий эксплуатации горнодобывающей и транспортной техники в районах крайнего Севера / Б.С. Шульгинов // Прочность материалов и конструкций при низких температурах: Сб. науч. тр.- Киев: Наук. думка,1991.-С.248-253.

18. Оганян Э.С. Оценка долговечности и остаточного ресурса несущих конструкций экипажных частей локомотивов / Э.С. Оганян, Б. Б. Бунин, В.Г.Шевченко, Т.М.Пономарева // Вестник машиностроения.-2004.-№12.- С.23-26.

19. Малешкин М.Б. Применение комплексного моделирования разрушения для реализации метода суммирования усталостных повреждений при оценке ресурса оборудования/М.Б. Милешкин, И.В. Библик // Прочность материалов и элементов конструкций: Тр. междуна. научно-техн. конф. "Прочность материалов и элементов конструкций"(Киев: Ин-т проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины,2011.-925с.-С.876-882.

20. Скальський В.Р.Метод оцінювання залишкової довговічності рами візка електровоза з наявною тріщиною/ В.Р.Скальський, Д.В. Рудавський, Р.Я.Ярема та інш. // Пробл. прочности.-2016.-№2.-С.36-43.

21. Панасюк В.В. Деякі актуальні проблеми міцності матеріалів і довговічності конструкцій / В.В. Панасюк // Фізико-хімічна механіка матеріалів.-2009.-№2.-С.5-22.

22. Recommendation for Fatigue Design of Welded Joints and Components: IIW Doc XIII-2151r4-07 / XV-1254r4-07. – 2008. – 149p.

23.Махненко В. И. Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций / В. И. Махненко. – К.: Наук. думка, 2006. – 618с.

24. Серенсен С. В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. – М: Машиностроение, 1975. – 488с.

25. Мейснер Б.А. Вероятность усталостного повреждения рамы тележки локомотива / Б.А. Мейснер. В.Н. Белоусов. В.П. Когаев // Механическая усталость в статистическом аспекте. – М.: Наука, 1969. – с. 135 – 141.

26. Разработка научных основ оценки работоспособности и остаточного ресурса элементов конструкций энергетических и транспортных машин: (Заключительный) / Институт проблем прочности имени Г.С. Писаренко НАН Украины; Руководитель темы В.В. Матвеев.-№0102U003375.- Киев. , 2006.-176 с.

27. Серенсен С.В. Определение вероятности усталостного разрушения методом последовательных приближений / С.В.Серенсен, В.П.Когаев // Вестник машиностроения. - 1967. - №4. - с. 11-17.

28. Шор Я.Б., Ф.И. Таблицы для анализа и контроля надежности/ Я.Б. Шор, Ф.И. Кузьмин. - М.: Советское радио, 1968. - 284 с.

29. Стрельников В. П. Оценка и прогнозирование надежности электронных элементов систем / В. П. Стрельников, А. В. Федухин. - К.: Логос, 2002. - 486с.

30. Leonets V. A. Assessment of the null-indicator method for the detection of fatigue cracks in structural elements / V. A. Leonets, A. O. Lukashevych, V. A. Degtyarev and other // Strength of Materials. - 2012. - (44), №3. - P. 325 - 332.

31. Lukashevich A. O. Strain-Gauge Method of Detecting Subcritical Fatigue Cracks in Low-Carbon Steel Welds / A. O. Lukashevich,

V. A. Leonets, L. M. Chaus // Strength of Materials. - 2015. - (47), №3. - P.467-473.

32. Лукашевич А. О. Расчетно экспериментальный метод определения составляющих спектра нестационарного нагружения сварного соединения углеродистой стали / А. О. Лукашевич / Авт. сварка. - 2016. - №3(751). - С. 31-34.

33. Леонец В. А. О контроле состояния сварных соединений элементов конструкций транспортных машин // В. А. Леонец, А. А. Лукашевич / Техн. механика. - 2016. - №1. - С. 103-109.

34. Хьюбер Дж. П. Робастность в статистике. Пер. с англ. / Дж. П. Хьюбер - М.: Мир, 1984. - 304 с.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРА

Леонец Віктор Адамович, провідний науковий співробітник Інституту проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України.

Вул. Тимірязєвська, 2, м. Київ, Україна, 01014.

Тел.: (044) 281-63-43; (066) 737-54-98;

факс: (044)286-73-83;

e-mail: leonV@ipp.riev.ua.

«ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ УКРАЇНИ»

ДЕ ПЕРЕДПЛАТИТИ ВИДАННЯ?

Оформити передплату на **науково-практичний журнал «Залізничний транспорт України»** на 2017 рік, а також поквартально, можливо у кожному поштовому відділенні України за **каталогом видань України** або на **офіційному сайті ДП «Преса» (<http://presa.ua>)**.

Періодичність видання журналу у 2017 році – 4 рази на рік.

Передплатний індекс: для індивідуальних передплатників – 74126, для підприємств і організацій – 40294.

Передплату (річну, на півріччя чи на один кварталний випуск) підприємства та фізичні особи також можуть **оформити на договірних умовах у видавця журналу філії «НДКТІ» ПАТ «Укрзалізниця»** за адресою:

03038, м. Київ, вул. І. Федорова, 39.

Електронна пошта: ztu1520mm@gmail.com

Тел.: +38 (044) 465-38-11; +38 (044) 309-68-93.