

УДК 629.463

ОСОБЛИВОСТІ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ НАПІВВАГОНУ З УРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УШКОДЖЕНЬ

О. В. Фомін

Кандидат технічних наук, доцент

Кафедра «Рухомий склад залізниць»

Донецький інститут залізничного транспорту Української
державної академії залізничного транспорту
вул. Артема 184, м. Донецьк, Україна, 83122

E-mail: fomin1985@list.ru

О. В. Бурлуцький

Завідувач навчальними лабораторіями

кафедри «Механіка і проектування машин»

Українська державна академія залізничного транспорту
майд. Фейєрбаха, 7, м. Харків, Україна, 61050

E-mail: leha200681@rambler.ru

В статті представлено особливості та результати використання запропонованої методики розрахунку втомної довговічності кузова напіввагону з урахуванням накопичених ушкоджень за весь термін експлуатації, розробленої на основі використання корегованої лінійної гіпотези підсумовування пошкоджень. Наведена методика дозволяє підвищити точність оцінки ресурсу кузовів напіввагонів на стадії проектування

Ключові слова: напіввагони, кузова, ресурс, втомні руйнування, лінійна гіпотеза підсумовування пошкоджень

В статье представлены особенности и результаты использования предложенной методики расчета усталостной долговечности кузова полувагона с учетом накопленных повреждений за весь срок эксплуатации, разработанной на основе использования скорректированной линейной гипотезы суммирования повреждений. Приведенная методика позволяет повысить точность оценки ресурса кузовов полувагонов на стадии проектирования

Ключевые слова: полувагоны, кузова, ресурс, усталостные разрушения, линейная гипотеза суммирования повреждений

1. Вступ

В умовах дефіциту вантажного рухомого складу на залізницях України, практично вичерпані технічні можливості залізниць у збільшенні обсягів перевезень. Призначений термін служби напіввагону складає 22 роки. Відомо, що тільки у цьому році має бути виключено більше половини парку напіввагонів Укрзалізниці. При цьому середньодобовий дефіцит напіввагонів у 2012 році склав біля 6000 одиниць.

2. Постановка проблеми і аналіз результатів останніх досліджень

Напіввагони є найбільш пошкоджуваним видом рухомого складу, що пов'язано з особливостями їх експлуатації (завантажувально-розвантажувальні роботи, широка номенклатура перевозимих вантажів і інш.). При цьому значних ушкоджень зазнають елементи несучої системи напіввагонів: складові рами; обшива стін бокових та торцевих; вузли з'єднання стійок та обв'язування нижнього стін бокових; елементи каркасів стін торцевих. Успішне вирішення питань забезпечення високих показників технічного і якісного рівня вантажних вагонів, що визначають їх працездатність, надійність і економічність в експлуатації, значною мірою залежить від досконалості конструкції їх несучої системи [1, 2, 3].

Аналіз вітчизняної та зарубіжної літератури показав, що питання втомної довговічності несучих елементів залізничного рухомого складу та інших галузей промисловості вивчені недостатньо.

Відсутні методики, в яких з єдиних позицій розглядалися б стадії накопичення ушкоджень за весь термін експлуатації та сталого розвитку втомної тріщини. [4, 5].

На втомну довговічність впливають різні чинники: зовнішня змінна напруженого стану, частота навантаження, асиметрія циклу, структурний стан металу, стан поверхневих шарів, концентрація напружень і т. п. Втомна довговічність зразків за результатами випробувань на втому має досить великий розкид значень – на порядок і більше.

Публікацій, де розглядалися б аналітичні залежності для визначення втомної довговічності, набагато менше, ніж публікацій з прогнозування межі витривалості.

Це може бути пояснено тим, що, на відміну від межі витривалості, довговічність залежить від більшого числа факторів, внаслідок цього аналітичні залежності для її визначення виходять громіздкими. Вони можуть включати 10-20 параметрів, які треба якось визначити (що саме по собі представляє трудомістку задачу). Але оскільки кожна змінна має деяку похибку, то на виході маємо неприйнятну похибку розрахунку. До того ж така аналітична модель досить складна в розробці.

3. Мета статті та викладення основного матеріалу

В статті представлені особливості методики визначення втомної довговічності кузова напіввагону з урахуванням накопичених ушкоджень.

Властивість об'єкта виконувати потрібні функції до переходу у граничний стан при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту називається довговічністю [6]. Довговічність кількісно оцінюється ресурсом.

Сумарний наробіток об'єкта від початку його експлуатації чи поновлення після ремонту до переходу в граничний стан називається ресурсом. В якості міри ресурсу може бути використана кількість циклів до досягнення граничного стану. Зазначимо, що для деталей вагонів, і особливо їх несучих частин, розглядається граничний стан по міцності і втомній довговічності, причому найбільш важливим є граничний стан до втоми.

Запропоновані діючими нормативними документами [7] методики визначення показників надійності ґрунтуються на даних експлуатаційних або динамічних ходових випробувань, таким чином, не містять алгоритму наближеного розрахунку на стадії проектування, що ускладнює їх використання в інженерній практиці. Розрахункова наближена оцінка ресурсу деталі, заснована на сучасних методах моделювання і даних результатів стендових випробувань зразків або аналогів, дозволяє прогнозувати на стадії проектування ефективність застосування різних конструкторсько-технологічних рішень.

Втомні руйнування конструкцій пов'язані головним чином з накопиченням необоротних пошкоджень в їх елементах. Розрахунки на циклічну міцність в цьому випадку проводять з використанням напівемпіричних (феноменологічних) моделей накопичення пошкоджень [8].

Враховуючи підвищені вимоги до безпеки руху, можна оцінювати граничний стан при оцінці якості проектування по критерію втомної тріщини. З урахуванням процесу накопичення втомних пошкоджень використовувалася корегована лінійна гіпотеза підсумовування пошкоджень (Пальмгрена-Мейнера) [9], яка має такий вигляд:

$$a_p = \int_{\sigma_a} \frac{dn(\sigma_a)}{N(\sigma_a)}, \quad (1)$$

де a_p – корегована сума пошкоджень при дії всіх пошкоджуючих амплітуд змінних напружень;

$dn(\sigma_a)$ – число циклів за термін дії амплітуд напружень, в межах від σ_a до $\sigma_a + d\sigma_a$;

$N(\sigma_a)$ – довговічність до руйнування або до утворення тріщини заданого розміру при дії що приводить до втомного руйнування деталі (визначалося по кривій Велера) σ_a ;

В якості числа циклів N до руйнування при дії динамічних напружень з амплітудою σ_a використовувалося статичне рівняння кривої втоми [11]:

$$N(\sigma_a) = \frac{(\phi_\sigma \sigma_{-1})^m \cdot N_0}{\sigma_a^m}, \quad (2)$$

де σ_{-1} – межа витривалості зразка;

ϕ_σ – коефіцієнт, враховуючий асиметрію циклу;

σ_a – середнє значення напруги циклу;

m – показник ступеня кривої втоми;

N_0 – базове число циклів.

Згідно [9], коефіцієнт асиметрії циклу навантаження визначається виразом

$$\phi_\sigma = (0,02 + 2 \cdot 10^{-4}) / K_k, \quad (3)$$

де $\sigma_{вр}$ – межа міцності матеріалу, вимірюваний в МПа.

Коефіцієнт K_k враховує вплив концентрації напружень, нормується в [7].

Якщо межа втомної міцності деталі ($\sigma_{вр-1}/K_k$) відома, то для легованих сталей, згідно [10,12], допускається визначати коефіцієнт асиметрії циклу навантаження за формулою:

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_{вр-1}}{2\sigma_{вр} - \sigma_{вр-1}}. \quad (4)$$

Показник ступеня m кривої втоми обчислювався за формулою:

$$m = \frac{C}{(\bar{k}_\sigma)_k}, \quad (5)$$

де C – коефіцієнт, що приймається для зварних конструкцій $C = 16$ для низьковуглецевих сталей або $C = 18$ для низьколегованих сталей;

$(\bar{k}_\sigma)_k$ – середнє значення спільного коефіцієнту зниження межі витривалості у вибраній контрольній зоні по відношенню до межі витривалості гладкого стандартного зразка.

Середній коефіцієнт зниження межі витривалості натурної деталі по відношенню до межі витривалості гладкого стандартного зразка $(\bar{k}_\sigma)_k$.

Прийняті значення коефіцієнтів $(\bar{k}_\sigma)_k$ згідно [7] наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Середній коефіцієнт зниження межі витривалості натурної деталі по відношенню до межі витривалості гладкого стандартного зразка

Зона	Підстава стійки бокової стіни	Хребтова балка в зоні упорів автотягачного пристрою	Шкворнева балка в зоні хребтової балки
$(\bar{k}_\sigma)_k$	5,0	2,8	5,2

Кількість циклів дії амплітуди змінних напружень σ_a за термін служби $N(\sigma_a)$ визначалося в залежності від виду функції розподілу діючих напружень за наступною формулою:

$$dn = \lambda \cdot f_e \cdot \phi_\sigma \cdot f(\sigma_a) d\sigma_a, \quad (6)$$

де $f(\sigma_a)$ – функції щільності розподілу діючих змінних амплітуд відповідно;

$\lambda = \frac{L}{l_1}$ – кількість блоків навантаження;

l_1 – навантаження за термін служби вагона;

Таблиця 2

Значення дисперсій і середньоквадратичних відхилень напружень

Найменування елемента	Значення дисперсії, Па ²	Значення середньоквадратичного відхилення, МПа
Хребтова балка в зоні упорів автотягачного пристрою	0.7464E+16	72
Хребтова балка в зоні упорів автотягачного пристрою (удосконалена конструкція)	0.4354E+15	42
Шкворнева балка в зоні хребтової балки	0.3964E+16	48
Шкворнева балка в зоні хребтової балки (удосконалена конструкція)	0,256E+15	31

$N(\sigma_a); f_{\vartheta} = \sqrt{\int_0^{\infty} f^2 \cdot g(f) \cdot df}$ – ефективна частота процесу;

$g(f) = \frac{G(f)}{S_{\sigma}^2}$ – нормована функція спектральної щільності;

S_{σ}^2 – дисперсія випадкового процесу динамічних напружень;

$G(f)$ – функція спектральної щільності;

f – частота зміни динамічних напружень.

Оцінка довговічності виконувалася для найбільш навантаженого вузла.

Як спектр навантажень використовувались отримані раніше спектральні щільності потужності прискорень [13]. Отримані спектральні щільності динамічних навантажень базової та удосконаленої конструкцій кузова напіввагону представлені на рис. 1.

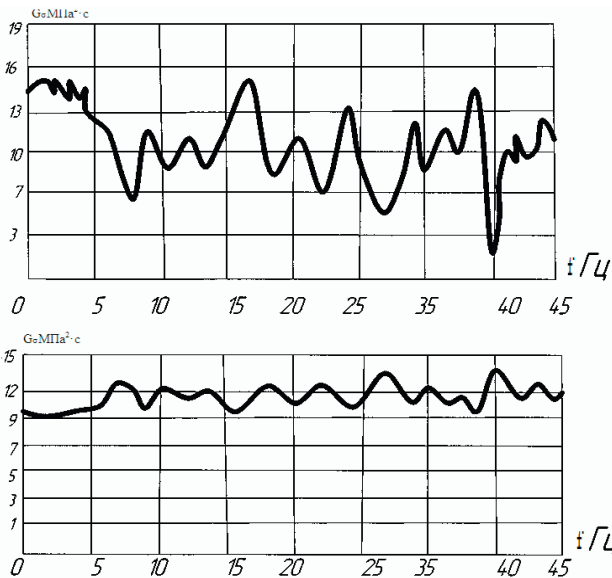


Рис. 1. Спектральна щільність динамічних напружень в зоні хребтової балки при дії випадкового порушення: а – вихідна конструкція; б – удосконалена конструкція

З спектра відгуку отримані дисперсії шляхом інтегрування по частоті:

$$D = \int_0^{\infty} S(f) df \tag{7}$$

За дисперсій напруг визначалися середньоквадратичне відхилення:

$$\sigma = \sqrt{D}$$

Значення дисперсій і середньоквадратичних відхилень напруг в досліджуваних вузлах наведені в табл. 2.

В результаті проведення модального і спектрального аналізу були виявлені основні причини втомного пошкодження елементів кузова напіввагону, а саме збіг частоти власних коливань з частотою збуджуючого впливу з максимальною амплітудою.

Отримані значеннями середньоквадратичних відхилень використовувалися для аналізу довговічності конструкції.

Величина a_p , яка залежить від особливостей спектра змінного навантаження, визначалася за формулою [14,15]:

$$a_p = \frac{\xi - u}{\sigma_{\text{amax}} - u} \tag{8}$$

де σ_{amax} – максимальна амплітуда діючих напруг; $u = 0.5 \cdot \sigma_{-1}$ – межа витривалості зразка нескінченно великого діаметра.

$$\xi = \frac{J}{\int_{\sigma_0, 0.5\sigma_{-1}}^{\infty} f(\sigma_a) \cdot d\sigma_a} \tag{9}$$

де $J = \int_{\sigma_0, 0.5\sigma_{-1}}^{\infty} \sigma_a^m \cdot f(\sigma_a) \cdot d\sigma_a$ – інтеграл, що характеризує накопичення втомлених ушкоджень;

Вираження для щільності розподілу амплітуд напружень $f(\sigma_a)$ при схематизації випадкового процесу визначається за формулою [5, 13]:

$$f(\sigma_a) = \begin{cases} \frac{\vartheta^2 \cdot \sigma \lg(t) - a_1}{S_{\sigma} b_1} = \frac{(k_{11} \cdot P_1 + k_{12} \cdot P_2 + \dots + k_{1i} \cdot P_i) \cdot \sqrt[t]{t} - c}{d} \\ \frac{\lg(t) - a_2}{b_2} = \frac{(k_{21} \cdot P_1 + k_{22} \cdot P_2 + \dots + k_{2i} \cdot P_i) \cdot \sqrt[t]{t} - c}{d} \\ \dots \\ \frac{\lg(t) - a_j}{b_j} = \frac{(k_{j1} \cdot P_1 + k_{j2} \cdot P_2 + \dots + k_{ji} \cdot P_i) \cdot \sqrt[t]{t} - c}{d} \end{cases} \tag{10}$$

$$\text{де } \psi = \sqrt{\frac{2 \cdot (\gamma + 3 \cdot \zeta)}{\gamma \cdot \zeta}}, \quad x\vartheta = \vartheta^{\frac{-\gamma}{\zeta}} \cdot \exp(0,5 \cdot x^2 \cdot \vartheta)$$

ϑ – коефіцієнт широкополосності, що характеризує розподіл максимумів випадкового процесу, який визначається за формулою:

$$\vartheta = \frac{\sqrt{\int_0^t f^4 \cdot g(f) \cdot df}}{\sqrt{\int_0^t f^2 \cdot g(f) \cdot df}} \quad (11)$$

Значення величин $\gamma, \zeta, x\vartheta$ визначаються із системи рівнянь:

$$\begin{cases} x\vartheta = \sqrt{\frac{\gamma}{\vartheta} \cdot \ln 9}, \\ \begin{cases} \lg(t) - a_1 = \frac{(k_{11} \cdot P_1 + k_{12} \cdot P_2 + \dots + k_{1i} \cdot P_i) \cdot \sqrt[t]{t} - c}{b_1} \\ \lg(t) - a_2 = \frac{(k_{21} \cdot P_1 + k_{22} \cdot P_2 + \dots + k_{2i} \cdot P_i) \cdot \sqrt[t]{t} - c}{b_2} \\ \dots \\ \lg(t) - a_j = \frac{(k_{j1} \cdot P_1 + k_{j2} \cdot P_2 + \dots + k_{ji} \cdot P_i) \cdot \sqrt[t]{t} - c}{b_j} \end{cases} \end{cases} \quad (12)$$

Остаточна формула для визначення оцінки середнього терміну служби деталі або довговічності до руйнування (утворення тріщини заданого розміру) визначається на підставі рівнянь (1)-(12) наступний вигляд:

$$\lambda = \frac{a_p \cdot N_0 \cdot \phi_0^T \cdot \sigma_{-1}^T}{f_e \cdot J} \quad (13)$$

Оцінка довговічності виконувалася для найбільш навантаженого вузла. Як спектр навантажень використовувалася отримана раніше спектральна щільність потужності прискорень варіантів конструкції на обраній швидкості руху. Постійними в розрахунках були прийняті наступні показники: базове число ци-

клів навантаження $N_0=10^7$, показник ступеня кривої втоми $m=4$ згідно формули 5, врахування асиметрії циклу навантаження здійснювалась з урахуванням схематизованої по Гудману діаграми максимальних граничних напруг [16].

За результатами розрахунків отримані наступні значення втомної довговічності варіантів конструкцій кузова напіввагону:

- 1) вихідна конструкція -604362211 с. $\approx 19,16$ року,
- 2) удосконалена конструкція -805816281 с. $\approx 25,55$ року.

Наведені результати досліджень кількісно обґрунтовують причини появу відмов у кузовах вагона, що підтверджується експлуатацією.

Найбільші відмінності між частотами, визначеними розрахунком і експериментально, не перевищують 7%, що вказує на адекватність розрахункової схеми реальної конструкції.

4. Висновки і рекомендації щодо подальшого використання

Наведені у статті матеріали свідчать про доцільність проведеного авторами розрахунку втомної довговічності кузова напіввагону. Наведено результати чисельного аналізу власних частот коливань і спектральної щільності потужності переміщень кузова напіввагону.

На основі аналізу спектральної щільності потужності отримані розрахунки втомної довговічності з урахуванням накопичених ушкоджень за весь термін експлуатації. Запропонована уточнена методика оцінки експлуатаційної надійності та динамічної навантаженості, яка дозволяє підвищити точність оцінки ресурсу на стадії проектування за критерієм втомної довговічності.

Література

1. Ломотько, Д.В. Современный грузовой подвижной состав нового поколения как приоритетное направление развития украинских железных дорог [Текст] / Д.В. Ломотько // Вагонный парк. Харьков. – № 10(67)/2012 С.6,7.
2. Фомін О.В Метод оцінки надійності елементів кузовів сучасних залізничних напіввагонів з урахуванням цензурування вибірки [Текст] / О.В Фомін О.В. Бурлуцький // Зб. наукових праць. – Донецьк: ДонІЗТ, 2012. – Вип. №29. - С.215-221.
3. Wolter W. Kollisionssicherheit von Schienenfahrzeugen [text] / Wolter W. // Der Eisenbahningenieur, 2001, №5. - s. 63-68.
4. Schroeder M. Trein crashworthiness. Validating analysis tools. [book] / Schroeder M // Rail International, 1999 №6, – s. 2-6.
5. Колинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях [Текст] / Колинз Дж. .; под ред. Э.И. Григолюка. Пер. с англ. // - М.: Мир, 1984. - 624 с.
6. Надійність техніки. Терміни та визначення :ДСТУ 2860-94- [Чинний від 1995-01-01].-Київ: Держстандарт України, 1994.-(Національні стандарти України).
7. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 354с.
8. Гусев А.А. Светлицкий В.А. Расчет конструкций при случайных воздействиях. [Текст] / Гусев А.А. // - М.: Машиностроение, 1984. - 239 с.
9. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. [Текст] / Болотин В.В. // - М.: Машиностроение, 1990.-448 с.
10. Блохин Е. П. Определение усталостной прочности несущих конструкций железнодорожных вагонов по результатам ходовых испытаний [Текст] / [Е. П. Блохин и др.] ; под ред. Блохина Е. П. -Вестник ВНИИЖТ. - 2005. - Н 4. - С. 14-18.
11. Агамиров Л.В. Разработка статистических методов оценивания характеристик усталостных свойств материалов и показателей надежности элементов конструкций авиационной техники: дис. доктора техн. наук: 05.07.03/ Агамиров Л.В. - Москва: МАТИ, 1993-528 с.

12. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости: ГОСТ 25.504 – 82- [Чинний від 1983-07-01].-Москва: Государственный комитет по стандартам СССР,1982.
13. Бурдуцький О.В Особливості методу визначення динамічного навантаження кузова напіввагона.[Текст]/ Бурдуцький О.В // 36. наукових. праць. – Харків: Східно-Європейський журнал передових технологій , 2012. – Вип.№ 4/7 (58).- С.47-50.
14. Афанасьев Н.Н. Статистическая теория усталостной прочности металлов. [Текст]/ Афанасьев Н.Н// - К.: Изд. АН УССР, 1953, -123 с.
15. Савоськин А.Н Прочность и безотказность подвижного состава железных дорог [Текст]/ Савоськин А.Н., Бурчак Г.П. и др.; под ред. А.Н. Савоськина// - М.: Машиностроение, 1990. - 288с.
16. Павлов В.С. До питання про визначення коефіцієнта запасу в машинобудуванні .[Текст]/ Павлов В.С. // 36. наукових. праць. – Хмельницьк: ХНУ, 2005. – Вип.№.5.- Ч.1,Т.1 С.58-64.

УДК 621.791.92.04

В роботі розглянутий аналіз характеру руйнування біл диспергаторів та розроблені рекомендації щодо підвищення їх терміну служби шляхом оптимізації технологічних і матеріалознавчих чинників експлуатації

Ключові слова: оптимізація, ударно-абразивне зношування, мікрорізання, зносостійкість, деформація

В работе рассмотрен анализ характера разрушения бил диспергаторов и разработаны рекомендации относительно повышения их срока службы путем оптимизации технологических и материаловедческих факторов эксплуатации

Ключевые слова: оптимизация, ударно-абразивное изнашивание, микрорезание, износостойкость, деформация

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ АБРАЗИВНОГО ЗНОШУВАННЯ КОНТАКТНИХ ПОВЕРХОНЬ В УМОВАХ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ РОБОТИ ДИСПЕРГАТОРІВ

С. М. Попов

Доктор філософських наук, професор
Кафедра обладнання і технології зварювального виробництва
Запорізький національний технічний університет
вул. Жуковського,64, м. Запоріжжя, Україна, 69063
E-mail: spopov@zntu.edu.ua

1. Вступ

Робочі органи машин, що подрібнюють, зокрема біла диспергаторів, працюють у складних умовах інтенсивного ударноабразивного зношування, що призводить до значного їх зносу і передчасного виходу з ладу всієї установки. Актуальність цієї проблеми пов'язана з тим, що значні об'єми шлакових відвалів металургійних виробництв після відповідної обробки обумовлюють можливість повторного їх використання в багатьох галузях промисловості України. Отже, ефективне використання цих вторинних ресурсів, особливо в кризові періоди, є нагальною проблемою як світової, так і української промисловості.

2. Аналіз літературних джерел і постановка проблеми

За даними робіт [1-8] вказується, що найбільшу абразивну здатність, як правило, мають тверді абразивні частки, розмір яких знаходиться в діапазоні від

0,5 до 2 мм. Важливе значення має форма абразивних часток, оскільки при достатній твердості і міцності, вони здатні деформувати, різати і зношувати контактні поверхні деталей робочих органів.

Абразивне зношування залежить від числа чинників: структури і природи матеріалу інструмента, абразиву та його твердості, вологості, розмірів і форми абразивних частинок, їх рухливості і швидкості руху, тиску поверхні на абразивну частинку.

Для подрібнення фероматеріалів до дрібнодисперсної фракції (0,3–1,0 мм та 0,05 – 0,3 мм) використовують диспергатори, робочими органи яких є біла, що мають різну форму та геометричні розміри. Аналіз динаміки експлуатації цих деталей свідчить про недостатній термін їх експлуатації (8-16 годин), що обумовлено інтенсивними умовами абразивного руйнування (значні лінійні швидкості відносного переміщення 12-18 м/с, високий тиск 10-20 ГПа, наявність локальних ударних навантажень). Тому, краще необхідним є проведення досліджень щодо визначення особливостей механізму руйнування контактних поверхонь тертя робочих органів диспергаторів, та