

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ФОРМИ ЗНОШЕНИХ ДЕТАЛЕЙ СИСТЕМИ СПРЯЖЕННЯ «ШИЙКА ОСІ КОЛІСНОЇ ПАРИ – ВНУТРІШНЄ КІЛЬЦЕ ПІДШИПНИКА»

У статті викладено математичну модель та результати імовірнісних експериментальних та теоретичних досліджень величини зносу внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника та шийки осі колісної пари електровозів серії ВЛ. Запропоновано нову технологію відновлення натягу системи шляхом електролітичного осадження цинку імпульсно-реверсивним струмом. Наведено параметри струму та результати попередніх лабораторних досліджень міцності пресового з'єднання.

В статье описана математическая модель и результаты вероятностных экспериментальных и теоретических исследований величины износа внутренней поверхности внутреннего кольца подшипника и шейки оси колесной пары электровозов серии ВЛ. Предложена новая технология восстановления натяга системы путем электролитического осаждения цинка импульсно-реверсивным током. Приведены параметры тока, а также результаты предварительных лабораторных исследований прочности пресового соединения.

The article describes a mathematical model and the results of the probabilistic experimental and theoretical research of the degree of wear of the inside surface of bearing rings and wheelset neck of the VL series electric locomotives. A new technology of system tightness restoration has been proposed by means of electrolytic precipitation of zinc by impulse/reverse currents. The parameters of the current and the result of preliminary laboratory strength tests of the pressed connections have been provided.

На рухомому складі залізниць широкого розповсюдження набуло з'єднання з гарантованим натягом завдяки простоті своєї конструкції, технології виготовлення та високій надійності. Цей вид з'єднання дозволяє вузлам працювати у надзвичайно важких динамічних умовах. Яскравим представником таких з'єднань є система «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника», яка широко застосовується для виготовлення буксових вузлів вагонів, тепловозів і електровозів серій ВЛ, ЧС, які експлуатуються на залізницях України.

На міцність пресового з'єднання великий вплив має відхилення геометрії деталей від правильної циліндричної форми, що залежить від багатьох факторів: точності та якості нових деталей спряження; величини та характеру навантаження вузла; точності та технології монтажу та демонтажу вузла тощо. Для гладких циліндричних деталей таких як шийка осі та внутрішнє кільце підшипника найбільш частими дефектами можуть бути: відхилення контура поперечного перерізу кола (овальність чи огранка); відхилення контура поздовжнього перерізу циліндричної деталі (конусність чи хвилеподібність твірної) тощо. Зазначені відхилення від правильної геометричної форми сполучених деталей можуть викликати збільшення чи зменшення несучої здатності пресових з'єднань. Цей факт викликав необхідність у досконалому вивченні процесу

зносу та визначення параметричної надійності з'єднання, результати яких викладено в роботах [1; 2]. У цих роботах моделі зносу створювалися лише з позиції окремо взятих овальності [1] та конусності [2]. Насправді макропрофіль деталей вузла в процесі зносу набуває складної геометричної форми, яку можна описати як мультиплікативну похибку, тобто коли нециліндричність виступає як функція двох більш простих похибок овальності чи огранки і хвилеподібності профілю поздовжнього перерізу. У цьому випадку похибку форми (рис. 1) можна записати у вигляді:

$$\xi_{\text{ш}}(\varphi, z) = r_{\text{ш.ср}} + x_{\text{ш}} \cos\left(k\varphi + \psi_{\text{ш}}^{(k)}\right) \times \cos\left(\frac{2\pi n}{L}z + m^{(n)}\right), \quad (1)$$

де  $r_{\text{ш.ср}}$  – середній радіус шийки;  $x_{\text{ш}}$  – амплітуда відхилення розміру циліндричної деталі;  $\psi_{\text{ш}}^{(k)}$  – початкова фаза  $k$ -ої гармоніки поперечного перерізу шийки осі;  $m^{(n)}$  – початкова фаза  $n$ -ої гармоніки поздовжнього перерізу шийки осі;  $L$  – довжина циліндричної деталі;  $k, n$  – кількість гармонік відповідно у поперечному і поздовжньому перерізах;  $\varphi$  – кут обертання полярного радіуса;  $z$  – координата переміщення полярного радіуса в поздовжньому перерізі.

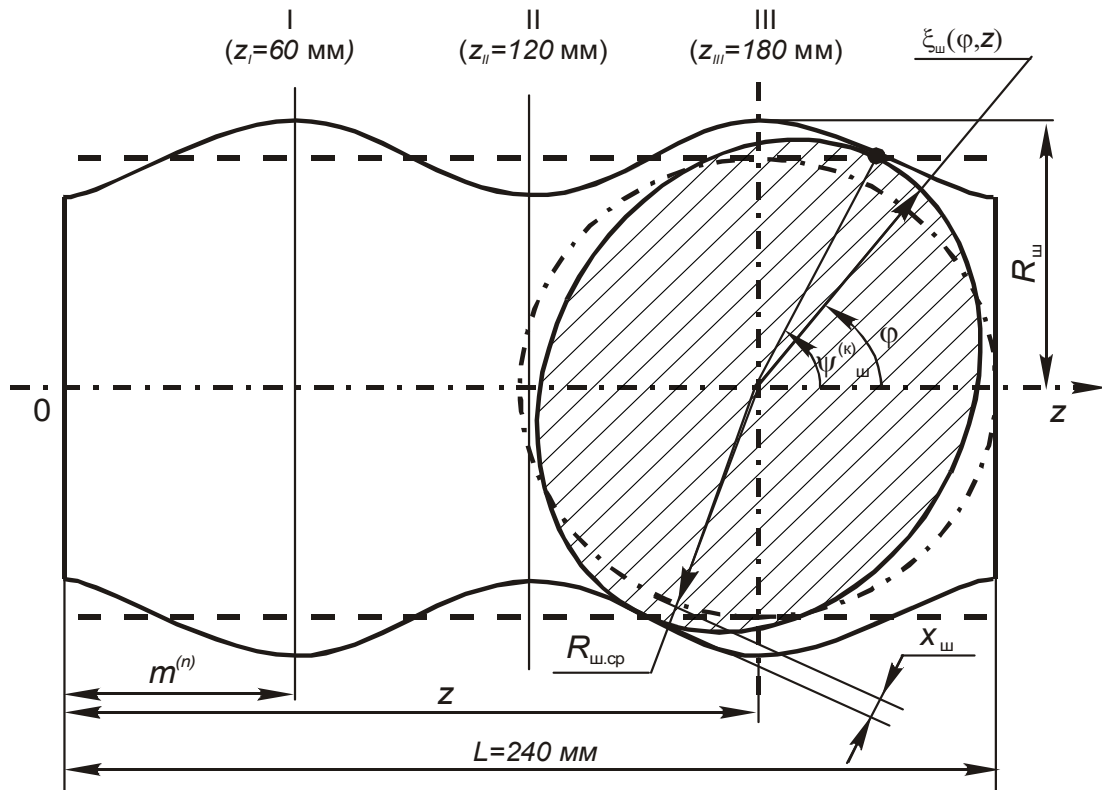


Рис. 1. Розміри шийки осі колісної пари з врахуванням похибки в поздовжньому і поперечному перерізах

Перша складова правої частини виразу (1) є випадковою величиною, яка описує похибку радіуса середнього циліндра і визначається як середнє значення функції (1), тобто ця величина визначає відхилення розміру.

Друга складова, тобто випадкова функція

$$x_{ш} \cos(k\varphi + \psi_{ш}) \cos\left(\frac{2\pi n}{L}z + m_n\right)$$

подає відхилення поточного розміру по куту повороту і осі деталі, отже, визначає похибку форми в поперечному і поздовжньому перерізах.

Використавши формулу добутку двох тригонометричних функцій та застосувавши центральну граничну теорему [3], отримаємо закон розподілення функції похибки  $\xi_{ш}(\varphi, z)$  для шийки осі колісної пари електровозів серії ВЛ. Цей закон розподілення є гауссовим:

$$f(\xi_{ш}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\xi_{ш}}} \exp\left[-\frac{(\xi_{ш} - m_{\xi_{ш}})^2}{2\sigma_{\xi_{ш}}^2}\right], \quad (3)$$

де  $m_{\xi_{ш}}$  – математичне сподівання поточного розміру  $\xi_{ш}$ ;  $\sigma_{\xi_{ш}}$  – середньоквадратичне відхилення поточного розміру  $\xi_{ш}$ .

Визначимо математичне сподівання і дисперсію закону розподілення функції похибки циліндричної деталі. Застосуємо операції математичного сподівання  $M$  і дисперсії  $D$  до виразу (1):

$$M_{\xi_{ш}}(\varphi, z) = m_r + m_{x_{ш}} M\left[\cos(k\varphi + \psi_{ш}) \times \cos\left(\frac{2\pi n}{L}z + m_n\right)\right], \quad (4)$$

$$D_{\xi_{ш}}(\varphi, z) = D[r_{ср.ш}] + D[x_{ш}] D\left[\cos(k\varphi + \psi_{ш}) \times \cos\left(\frac{2\pi n}{L}z + m_n\right)\right], \quad (5)$$

Застосовуючи теореми числових характеристик [3] і врахувавши що

$$M\left[\cos(k\varphi + \psi_{ш})\right] = \int_0^{2\pi} \frac{\cos(k\varphi + \psi_{ш})}{2\pi} d\psi_{ш} = 0,$$

$$M\left[\cos\left(\frac{2\pi n}{L}z + m_n\right)\right] = \int_0^{2\pi} \frac{\cos\left(\frac{2\pi n}{L}z + m_n\right)}{2\pi} d\psi_{ш} = 0,$$

$$D\left[\cos(k\varphi + \psi_{ш})\right] = \int_0^{2\pi} \frac{\cos^2(k\varphi + \psi_{ш})}{2\pi} d\psi_{ш} = \frac{1}{2},$$

$$D \left[ \cos \left( \frac{2\pi n}{L} z + m_n \right) \right] = \int_0^{2\pi} \frac{\cos^2 \left( \frac{2\pi n}{L} z + m_n \right)}{2\pi} d\psi_{\text{ш}} = \frac{1}{2},$$

отримаємо вирази для визначення математичного сподівання та середньоквадратичного відхилення. Для отримання їх чисельних значень використаємо результати експериментальних досліджень, що були проведені на ремонтних підприємствах залізничного транспорту:

$$M_{\xi_{\text{ш}}}(\varphi, z) = m_{\xi_{\text{ш}}} = m_r = 89,97581 \text{ мм};$$

$$D_{\xi_{\text{ш}}}(\varphi, z) = \sigma_{\xi_{\text{ш}}}^2 = \sigma_r^2 + \frac{\sigma_{xk}^2 + m_{xk}^2}{4} = 0,0314^2 + \frac{0,004^2 + 0,01157^2}{4} = 0,00102 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_{\xi_{\text{ш}}} = \sqrt{D_{\xi_{\text{ш}}}(\varphi, z)} = \sqrt{0,00102} = 0,0319 \text{ мм}.$$

Визначимо імовірність того, що розміри шийки не вийдуть за межі поля допуску, який встановлено нормативною документацією [5] і визначається в межах 89,995...90,015

$$P[89,995 < \xi_{\text{ш}}(\varphi, z) < 90,015] = \int_{89,995}^{90,015} f(\xi_{\text{ш}}) \mp \times \times d\xi_{\text{ш}} = \int_{89,995}^{90,015} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,0319} \exp \times \times \left[ -\frac{(\xi_{\text{ш}} - 89,97581)^2}{2 \cdot 0,0319^2} \right] d\xi_{\text{ш}} = 0,164. \quad (6)$$

Отже, при повному огляді колісної пари на ПРЗ тільки 16,4 % шийок осей будуть задовольняти вимоги нормативної документації.

Під час експериментальних досліджень виміри шийки осі колісної пари проводилися у трьох перерізах (рис. 1): *I* – під внутрішнім кільцем зовнішнього підшипника ( $z_I = 60$  мм); *II* – під дистанційним кільцем ( $z_{II} = 120$  мм); *III* – під внутрішнім кільцем внутрішнього підшипника ( $z_{III} = 180$  мм). Виміри в перерізах *I* і *II* проводили під кутом  $15^\circ$  (6 вимірів), у перерізі *III* під кутом  $90^\circ$ . Отже, для визначення параметричної надійності натягу необхідно врахувати овальність кільця. Отвір внутрішнього кільця підшипника з радіусом  $r_k$  зношується випадково до деякого значення, яке можна зобразити у полярній формі (рис. 2).

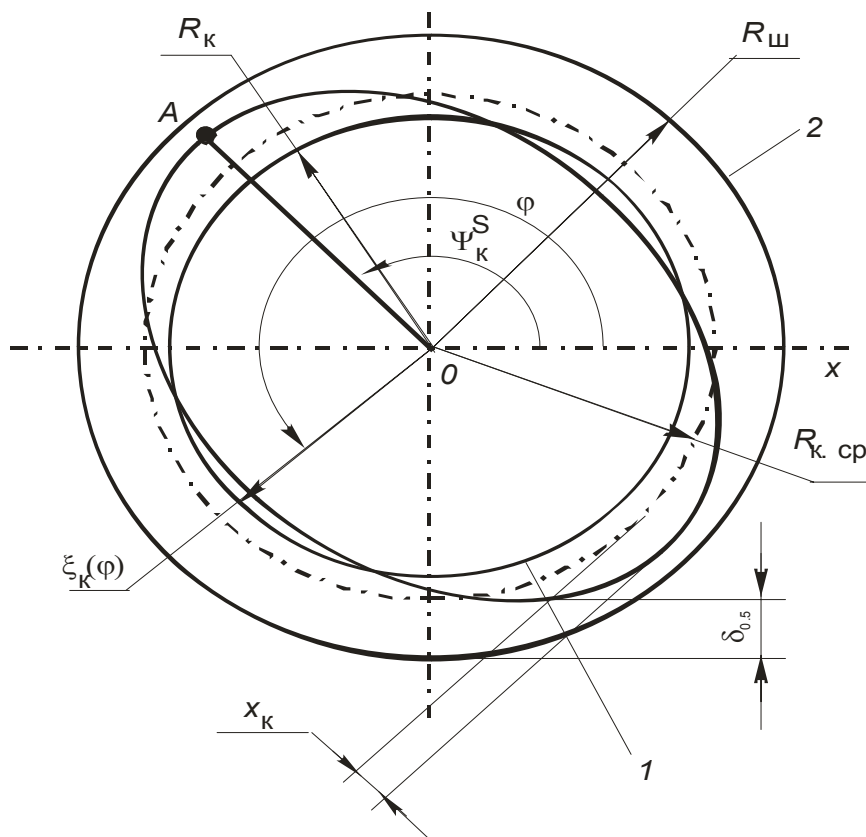


Рис. 2. Розміри шийки осі колісної пари з врахуванням похибки у поздовжньому і поперечному перерізах: 1 – внутрішнє кільце підшипника; 2 – шийка осі колісної пари

Тоді полярний радіус  $\xi_k$  поперечного перерізу циліндричної деталі, що має елементарний вигляд похибки форми, аналітично можна записати як

$$\xi_k(\varphi) = r_{k, \text{cp}} + x_k \cos(k\varphi + \psi_k^{(s)}), \quad (7)$$

$$(s = 2, 3, \dots, p),$$

де  $r_{k, \text{cp}}$  – радіус середнього кола внутрішньої поверхні кільця, що визначається як середнє значення функції  $\xi_k(\varphi)$ ;  $x_k$  – амплітуда похибки форми;  $\psi_k^{(s)}$  – початкова фаза  $s$ -ої гармоніки відхилення форми кільця в поперечному перерізі;  $s$  – номер гармоніки.

Перша складова виразу (7) являє собою випадкову величину, яка виражає похибку розміру, а друга – елементарну випадкову функцію, що визначає похибку форми у поперечному перерізі. При  $s = 2$  друга складова правої частини визначає овальність деталі. Докладну роботу по визначенню параметричної надійності буксового вузла з урахуванням некруглості було проведено в роботі [1]. Зокрема, було зазначено, що закон розподілення радіуса внутрішнього кільця підшипника є гауссовим з математичним сподіванням

$$m_{\xi_k} = 89,9968 \text{ мм}$$

і середньоквадратичним відхиленням

$$\sigma_{\xi_k} = 0,010338 \text{ мм.}$$

У вищезазначеній роботі було також встановлено, що 56 % кілець підшипників будуть задовольняти умови натягу при деповському ремонті ПРЗ.

Кожне пресове з'єднання з гарантованим натягом характеризується величиною натягу

$$\delta = D - d, \quad (8)$$

де  $D$  – діаметр шийки осі колісної пари;  $d$  – внутрішній діаметр внутрішнього кільця підшипника.

Причинами збільшення натягу є [6]: нестабільність розмірів внутрішнього кільця підшипника у зв'язку з його збільшенням в експлуатації, яка виникає від розпаду надлишкової кількості аустеніту в загартованій підшипниковій сталі; у процесі зминання нерівностей поверхні осі; виникнення задирів і забоїв при частому зніманні підшипника з осі та використанні нераціональних методів демонтажу; знос посадкових поверхонь ши-

йок і кілець від фретинг-корозії, а також від переміщень внутрішнього кільця по колу. Інтенсивність розвитку фретинг-корозії на шийках осей і підшипникових кільцях залежить від величини натягу і навантаження на підшипник. Із збільшенням натягу збільшується питомий тиск, що запобігає тертю сполучених площин. У процесі фретинг-корозії виникають продукти розпаду, які у подальшому окислюються і відіграють роль абразивних часток.

Отже, для визначення параметричної надійності пресового з'єднання необхідно знати закон розподілення величини натягу. Різниця полярних радіусів шийки та кільця дорівнює півнатягу  $\delta_{0,5}$  нерухомого з'єднання:

$$\delta_{0,5} = \xi_{\text{ш}} - \xi_k. \quad (9)$$

Використовуючи закон розподілення різниці двох функцій незалежних випадкових величин [4]

$$\varphi(\delta_{0,5}) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\xi_k) f(\delta_{0,5} + \xi_k) d\xi_k, \quad (10)$$

отримаємо закон розподілення півнатяга системи. Оскільки натяг визначається як

$$\delta = 2\delta_{0,5}, \quad (11)$$

то використовуючи закон визначення розподілення функції випадкового аргументу [3]

$$f(\delta) = \varphi[\psi(\delta)] |\psi'(\delta)|, \quad (12)$$

де  $\psi(\delta)$  – функція зворотна (11), отримаємо густину імовірності натягу нерухомого з'єднання «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника», яка описується формулою

$$f(\delta) = \frac{1}{2\sqrt{2\pi}\sigma_\delta} \exp\left[-\frac{\left(\frac{\delta}{2} - m_\delta\right)^2}{2\sigma_\delta^2}\right], \quad (13)$$

де  $m_\delta = m_{\xi_{\text{ш}}} - m_{\xi_k} = 89,97581 - 89,9968 = -0,021$  мм – математичне сподівання величини натягу системи;  $\sigma_\delta = \sqrt{\sigma_{\xi_k}^2 + \sigma_{\xi_{\text{ш}}}^2} = \sqrt{0,0319^2 + 0,010338^2} = 0,0335$  мм – середньоквадратичне відхилення натягу системи.

Теоретичний закон розподілення густини імовірності натягу системи зображено на рис. 3.

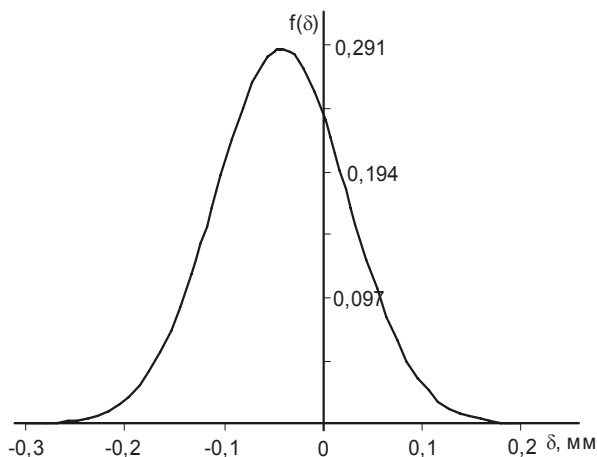


Рис. 3. Графік закону розподілення натягу

За нормативними документами [5] натяг нерухомого з'єднання буксового вузла повинен бути в межах 0,035...0,065 мм. Отже, імовірність того, що натяг залишиться в заданих межах, дорівнює

$$P(0,035 < \delta < 0,065) = \int_{0,035}^{0,065} f(\delta) d\delta = \int_{0,035}^{0,065} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,0335} \exp \times \left\{ -\frac{\left[ \frac{\delta}{2} - (-0,021) \right]^2}{2 \cdot 0,0335^2} \right\} d\delta = 0,07. \quad (14)$$

Це значення показує, що при повному огляді на ПРЗ лише 7 % буксових вузлів будуть мати натяг, який задовольняє нормативні вимоги.

Таким чином, розрахунки показника надійності за розробленою математичною моделлю процесу зносу натягу системи «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника» показують, що 93 % буксових вузлів при повному огляді в депо потребують заміни кілець підшипників, оскільки натяг нерухомого з'єднання не задовольняє вимоги допусків. У разі селективного складання нерухомого з'єднання лише 56 % кілець можуть бути застосовані у подальшій експлуатації. Тоді нестачу підшипників необхідно або поповнювати закупівлею нових, що призведе до значних витрат, або відновленням зношених.

Аналіз сучасного стану рухомого складу залізниць, наведений авторами, показує необхідність радикального вирішення даної проблеми. Для заощадження коштів на ремонт колісних пар рухомого складу нами запропоновано [7] відновлення кілець підшипників електроді-

тичним осадженням металу імпульсно-реверсивним струмом.

Технологія гальванічного відновлення натягу вузла передбачає, насамперед, вибір виду металу. При виборі металу необхідно врахувати положення молекулярно-механічної теорії тертя: в з'єднанні не повинно виникати глибинне виривання металу, а також повинна виконуватись умова заданої величини взаємного проникнення поверхневих шарів металу кілець та колісних пар, що не призведе до інтенсивного руйнування унаслідок усталеного деформування. Необхідно врахувати, що тверді (катодні) гальванічні покриття (нікелем, хромом тощо) мають високу зносостійкість та значно підвищують коефіцієнт тертя в з'єднанні, а отже, мають високу статичну міцність. Однак вони призводять до виникнення в поверхових прошарках основного металу остаточних розтяжних напружень, які спричиняють зниження межі стійкості матеріалу осі колісної пари. Крім цього, оскільки твердість цих металів більше твердості осьової сталі ОсВ, це призводить до виникнення глибоких задирих і сильного зносу осі колісної пари.

Застосування м'яких гальванічних покриттів (цинк, олово, мідь тощо) призводить до того, що при відносно невеликих питомих тисках (15...25 МПа) електролітичний метал проникає у самі незначні поглиблення мікропрофілю внутрішньої поверхні кільця. Тонка плівка такого металу в місці сполучення кільця з шийкою колісної пари різко підвищує площу фактичного контакту за рахунок низької границі текучості та не знижує усталеної міцності основної деталі. Для забезпечення достатньої міцності з'єднання необхідно, щоб результуюча сила тертя посадкових поверхонь була більше осьового зусилля, що діє на з'єднання. В свою чергу, сила тертя залежить від площі фактичного контакту. До цього слід додати, що ефективність застосування того чи іншого м'якого покриття при відновленні натягу залежить від двох факторів: можливості осаджувати відносно товсті (0,4...0,5 мм) відновлювальні шари металу; від структури осадженого шару, оскільки остання визначає фізико-механічні властивості покриття, а отже, міцність всього нерухомого з'єднання.

Для відновлення зношеного шару металу та створення допустимого натягу нерухомого з'єднання нами вибрано цинк. Він має невисоку вартість і обумовлює найбільший коефіцієнт тертя ( $f = 0,53$  при  $P_{oc} = 37$  МПа).

При посадці кільця з осадженим цинком на шийку колісної пари за рахунок пластичного деформування металу в зоні контакту виникає міцний металевий зв'язок і збільшується площа фактичного контакту. При відносних переміщеннях поверхонь тертя з цинком не створюються умови для виникнення глибинного виривання та подряпин, оскільки цинкова плівка працює як змащувальний матеріал. Гальванічне покриття міцно утримується на поверхні кільця, завдяки його дифузії в основу.

Метод підвищення міцності пресових з'єднань з натягом шляхом нанесення м'яких гальванічних покриттів у практиці машино- та приладобудуванні відомий. Але він застосовується лише в складальних виробництвах при монтажі з'єднань з новими, незношеними деталями, і тому товщина зазначених покриттів не перевищує 0,02 мм. В той же час ремонтні виробництва, зокрема залізниць України, зустріча-

ються з двома задачами, які потрібно розв'язувати одночасно: перша – відновлення зношеного шару (товщиною 0,3...0,5 мм) внутрішнього кільця підшипника; друга – відновлення натягу між шийкою та кільцем.

Методи електролітичного цинкування на постійному струмі, що існують на цей час, не забезпечують потрібні структури та фізико-механічні властивості відновлюваного шару. Останній утворюється нещільним пухким шорстким з нерегульованою твердістю. Тому на локомотиво- та вагоноремонтних заводах і депо цей спосіб не застосовується і зношені кільця підшипників по 1000...2000 шт. щорічно відправляють на металеве звалище при вартості одного підшипника від 380 до 931 грн. Нами запропоновано відновлювати натяг цинкуванням у нестационарних режимах на імпульсно-реверсивному струмі, який складається з прямих  $i_{пр}$  і зворотних  $i_{зв}$  імпульсів (рис. 4).

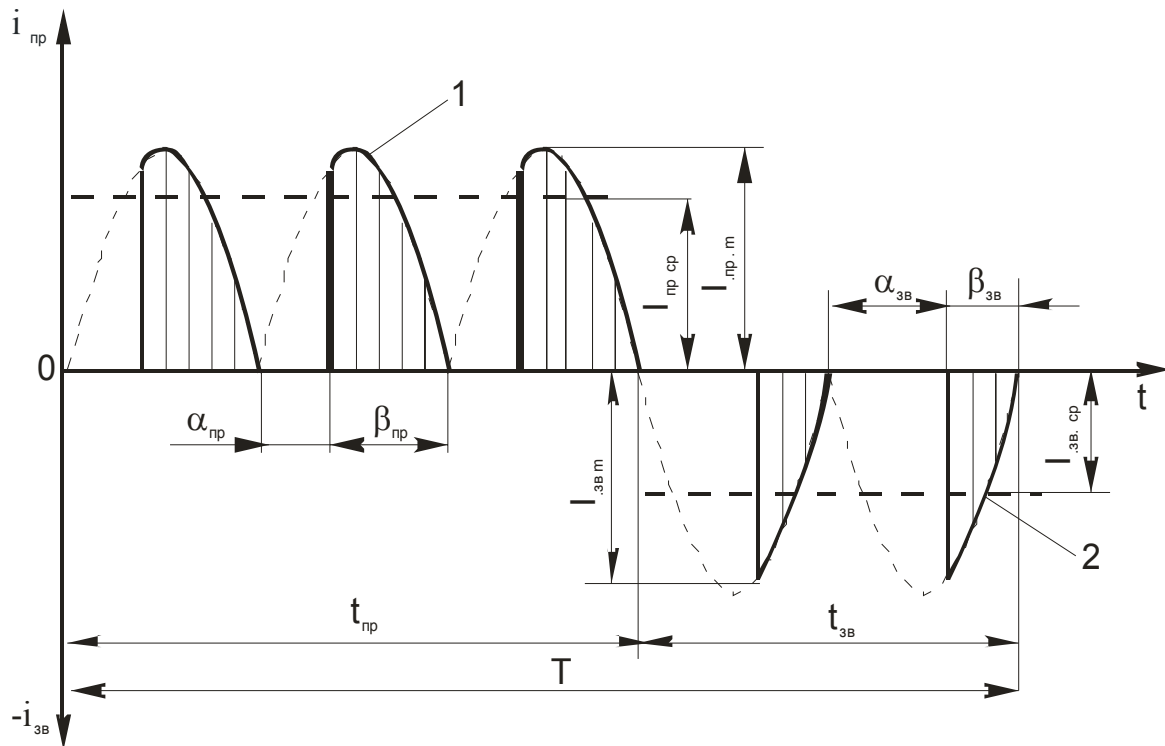


Рис. 4. Форма імпульсно-реверсивного струму:  
1 – прямий імпульс; 2 – зворотний імпульс

Цей струм позитивно впливає на внутрішню структуру покриття. Осади, що отримані в нестационарних режимах при  $J_{пр.с} = 1,3 \text{ А/дм}^2$ ,  $J_{зв.ср} = 0,43 \text{ А/дм}^2$ ,  $T = 1 \text{ с}$  і параметрі реверсування, характеризуються однорідністю, мають дрібнозернисту та щільну структуру.

Вплив імпульсного струму встановлюється його формою [8]. Для отримання дрібнокриста-

лічних щільних осадів необхідно утворення великої кількості зародків кристалів з подальшим обмеженням швидкості їх збільшення. Обмеження зростання кристалів при нестационарному електролізі викликане двома факторами: перериванням струму та анодною поляризацією у зворотний період осадження. Крім того, у цей проміжок часу, завдяки адсорбції домішок, полегшується пасування поверхні

кристала, що збільшується. Подальші імпульси прямого струму з крутим переднім фронтом та з великою густиною струму призводять до зміщення максимального значення потенціалу електрода у від'ємну область і тим самим обумовлюють зародження більшої кількості центрів кристалізації. Позитивна дія на структуру покриття імпульсів зворотного струму полягає в розчиненні різних нерівностей і згладжуванні поверхні.

Значний позитивний ефект досягається також застосуванням високої початкової густини струму до  $J_{\text{пр.с}} = 5 \text{ А/дм}^2$ . Такі початкові короточасні «поштовхи» струму тривалістю до 30 с приводять до збільшення швидкості виникнення кристалічних зародків і відповідно швидкості поширення осаду вздовж фронту росту кристалів. Наявність початкового дрібнокристалічного прошарку обумовлює формування дрібнокристалічного суцільного осаду. Завдяки такій структурі мікротвердість осадженого шару цинку досягає приблизно 900 МПа.

Враховуючи, що полірування цинку можливе у власному електроліті, процес електролізу слід закінчувати при  $J_{\text{пр.с}} = 0 \text{ А/дм}^2$ . У результаті електрохімічного полірування підвищується клас шорсткості поверхні, округляються мікровиступи, підвищується границя пружності та стійкість металу кільця підшипника проти корозії.

Попередні експериментальні наші дослідження на прикладі буксових вузлів колісних пар електровозів ВЛ-8 показали, що відновлення зношеного шару металу за імпульсною технологією забезпечує високий коефіцієнт тертя спряжених поверхонь ( $f = 0,68$  проти 0,31), високу мікротвердість осадженого шару ( $H_{\mu} = 850 \dots 900 \text{ МПа}$  проти 400...450 МПа), а отже, підвищує міцність нерухомого пресового з'єднання (робота розпресовування зменшується з 12 100 до 6 800 кг·см), запобігає виникненню глибинних виривів і подряпин на шийці колісної пари, підвищує корозійну стійкість

деталей. Загалом усі ці переваги приводять до більш тривалого терміну роботи буксового вузла та більш надійного забезпечення руху рухомого складу залізниць.

У теперішній час проводяться роботи по ґрунтовному дослідженню міцності з'єднання системи «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника» з відновленими кільцями. Результатом подальшого дослідження буде висновок про можливість застосування запропонованої технології при ремонті рухомого складу залізниць.

## БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Михаліченко П. Є. Параметрична надійність нерухомого з'єднання буксового вузла рухомого складу з врахуванням некрутості / П. Є. Михаліченко, М. О. Костін // Залізничний транспорт України. – 2004, – № 5.
2. Михаліченко П. Є. Параметрична надійність з'єднання з гарантованим натягом рухомого складу з врахуванням конусності // Залізничний транспорт України. – 2004.
3. Вентцель Е. С. Теория вероятностей – М.: Наука, 1964. – 576 с.
4. Заездный А. М. Основы расчетов по статистической радиотехнике – М.: Связь, 1969. – 447 с.
5. Инструкция по содержанию и ремонту узлов с подшипниками качения локомотивов и моторвагонного подвижного состава. – М.: Транспорт, 1980. – 129 с.
6. Акбашев Б. З. Применение эластимера марки ГЭН-150 (В) для восстановления натягов и герметизации соединений. – М.: ВНИИЖТ, 1963. – 20 с.
7. Михаліченко П. Є. Методи відновлення натяга узла «шейка колесної пари – внутрішнє кільце підшипника» // Состояние и перспективы развития электроподвижного состава: Материалы IV международной научно-технической конференции. – Новочеркасск. – 2003. – С. 183–184.
8. Костин Н. А. Применение гальванотехники при ремонте подвижного состава / Н. А. Костин, А. А. Куликов. – М.: Транспорт, 1981. – 108 с.

Надійшла до редколегії 07.06.04.