

П. Є. МИХАЛПЧЕНКО (ДІТ)

ХАРАКТЕР ТА ВЕЛИЧИНА ЗНОСУ ДЕТАЛЕЙ ПРЕСОВОГО З'ЄДНАННЯ БУКСОВОГО ВУЗЛА ВАГОНІВ

Викладено результати статистичних досліджень зносу шийки осі колісної пари та внутрішнього кільця підшипника буксового вузла вагонів. Визначено параметричну надійність нерухомого з'єднання з врахуванням овальності та конусності деталей цього з'єднання.

Изложены результаты статистических исследований износа шейки оси колёсной пары и внутреннего кольца подшипника буксового узла вагонов. Определена параметрическая надёжность неподвижного соединения с учетом овальности и конусности деталей этого узла.

The article deals with results of statistical research of the wear quantity of inside surface of races and wheelset neck of the car. The parametrical reliability of the stationary joint has been defined with account of oval and cone-like shape of the details.

На сьогоднішній день на залізницях України експлуатується 197 тисяч одиниць рухомого складу, з них 186374 вантажних вагонів, ступінь зносу яких складає ~ 60 % [1]. Але і далі Укрзалізниця вимушена використовувати зношену техніку, одночасно вирішуючи питання безпеки руху, важливе місце у якому посідає експлуатація і ремонт колісних пар.

Як показали дослідження зносу шийок осей та кільць підшипників колісних пар електровозів [2; 3; 4], у результаті технологічних та експлуатаційних факторів в них виникають відхилення від правильної геометричної форми. Похибки форми призводять до того, що поточний розмір (радіус чи діаметр) в різних точках контура поперечного перерізу деталей неоднаковий. Ці похибки являються основними характеристиками геометричної точності деталей. Вони мають значний вплив на правильне функціонування пресових з'єднань. Відхилення від правильної геометричної форми викликають нерівномірність натягу в з'єднанні, що, в свою чергу, призводить до сильного та нерівномірного зносу деталей, спотворення характеру посадки та нерівномірного розподілення напружень в посадках з натягом.

Для визначення параметричної надійності нерухомого з'єднання буксового вузла вагонів з урахуванням зазначених похибок застосуємо методику визначення похибки розміру циліндричної деталі в поперечному перерізі, яка викладена в роботі [3].

Для аналітичного запису поточного розміру введемо полярну систему координат. Шийка осі колісної пари з радіусом $R_{ш}$ та отвір внутрішнього кільця її підшипника з радіусом r_k зношуються випадково до деякого розміру, який можна зобразити в полярній формі (рис. 1). Тоді полярний ра-

діус ξ_k поперечного перерізу циліндричної деталі, що має елементарний вид похибки форми, аналітично можна подати як [3; 6]:

$$\xi_k(\varphi) = r_{cp} + x_k \cdot \cos(k \cdot \varphi + \psi_k^{(s)}), \quad (1)$$

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

де r_{cp} – радіус середнього кола даної деталі, що визначається як середнє значення функції $\xi_k(\varphi)$; x_k – амплітуда похибки форми; $\psi_k^{(s)}$ – початкова фаза s -ї гармоніки відхилення форми кільця в поперечному перерізі; s – номер гармоніки; φ – кут обертання полярного радіуса.

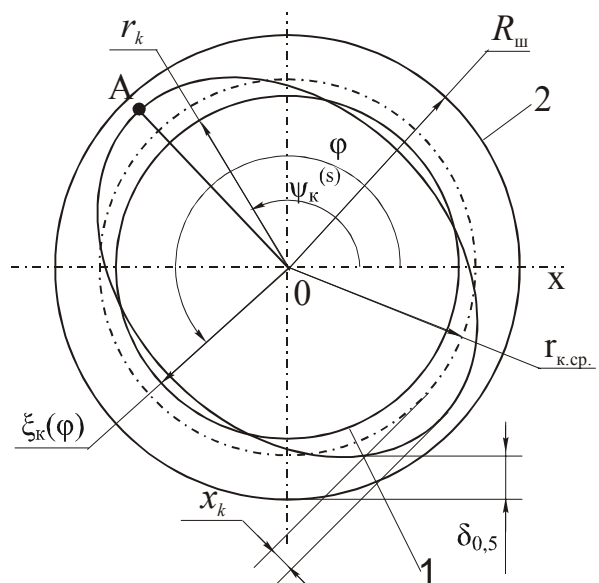


Рис. 1. Розміри шийки осі колісної пари з врахуванням похибки в поперечному перерізі: 1 – внутрішнє кільце підшипника; 2 – шийка осі колісної пари

У результаті статистичних досліджень, які були проведені на ВАТ «Дніпровагонрембуд» та у вагоноколісних майстернях (ВКМ) депо Батуринське Придніпровської залізниці, було встановлено, що середній радіус внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника буксового вузла вагона розподілений за нормальним законом (відповідність статистичного роз-

поділення з теоретичним законом за критерієм χ^2 Пірсона складає $p = 0,325$) (рис. 2).

Величина фазового кута ψ_k розподілена рівномірно в інтервалі від 0 до 2π , а амплітуда x_k похибки форми ξ_k – за законом Релея (рис. 3).

Числові характеристики розподілень параметрів зносу внутрішньої поверхні кільця наведено в табл. 1.

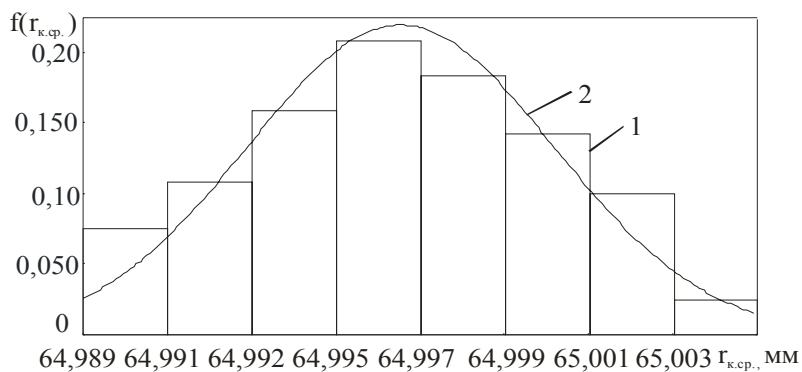


Рис. 2. Закони розподілення середнього радіуса $r_{k,avg}$:
1 – статистичний; 2 – теоретичний

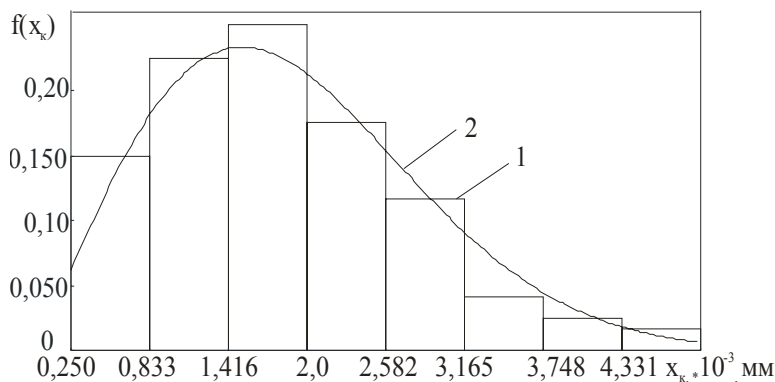


Рис. 3. Закони розподілення амплітуди відхилення x_k
1 – статистичний; 2 – теоретичний

Таблиця 1

Числові характеристики законів розподілення середнього радіуса $r_{k,avg}$, амплітуди відхилення x_k зносу внутрішнього кільця підшипника

Числові характеристики	Елементи похибки	
	Середній радіус $r_{k,avg}$, мм	Амплітуда відхилення x_k , мм
Математичне сподівання m , мм	64,9967	$1,89 \cdot 10^{-3}$
Дисперсія D , мм ²	$1,24 \cdot 10^{-5}$	$1,04 \cdot 10^{-6}$
Середньоквадратичне відхилення σ , мм	$3,523 \cdot 10^{-3}$	$1,02 \cdot 10^{-3}$
Асиметрія As	$6,821 \cdot 10^{-3}$	0,6655
Ексцес Ex	-0,4575	0,273
Мода, мм	64,9974	$2,583 \cdot 10^{-3}$
Медіана, мм	64,9967	$1,75 \cdot 10^{-3}$

Виконавши відповідні перетворення [3] над законами розподілення середнього радіуса, амплітуди відхилення та фазовим кутом, отримаємо, що закон розподілення радіуса внутрішнього кільця підшипника є гауссовим з математичним сподівання $m_{\xi_k} = m_r = 64,9967$ мм і середньоквадратичним відхиленням

$$\sigma_{\xi_k} = \sqrt{\sigma_r^2 + \frac{m_{x_k}^2 + \sigma_{x_k}^2}{2}}. \quad (2)$$

Підставляючи у формулу (2) відповідні числові значення, отримаємо $\sigma_{\xi_k} = 3,6 \cdot 10^{-3}$ мм.

Визначимо імовірність того, що поточний розмір кільця $\xi_k(\varphi)$, тобто радіус отвору внутрішнього кільця, буде знаходитися у заданих межах поля допуску деповського ремонту, який дорівнює (64,9725...64,9935 мм), що встановлюється натягом нерухомого з'єднання та інструкцією [5]:

$$P(\alpha \leq X < \beta) = \int_{\alpha}^{\beta} f(x) dX, \quad (3)$$

де α, β – межі області імовірності входження випадкової величини в неї.

$$P[64,9725 < \xi_k(\varphi) < 64,9935] = \int_{64,9725}^{64,9935} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,00384} \exp\left[-\frac{(\xi_k - 64,9967)^2}{2 \cdot 0,00384^2}\right] \times d\xi_k = 0,2.$$

Отже, лише 20 % кілець підшипників будуть задовольняти умови натягу при деповському ремонті ПРЗ, коли проводиться повний огляд колісної пари.

Статистичні дослідження зносу шийки осі колісних пар вагонів дозволили встановити, що її середній радіус $R_{ш}$ підпорядкований закону нормального розподілення (рис. 4) з імовірністю $p = 0,16$ за критерієм χ^2 Пірсона.

Амплітуда $x_{ш}$ відхилення від середнього радіусу розподілена за законом Релея (рис. 5) з імовірністю $p = 0,21$ за критерієм χ^2 Пірсона.

Початкова фаза $\psi_{ш}$ розподілена за рівномірним законом. Числові характеристики законів розподілення величин, що характеризують знос шийки осі колісної пари з врахуванням овальності наведено в табл. 2.

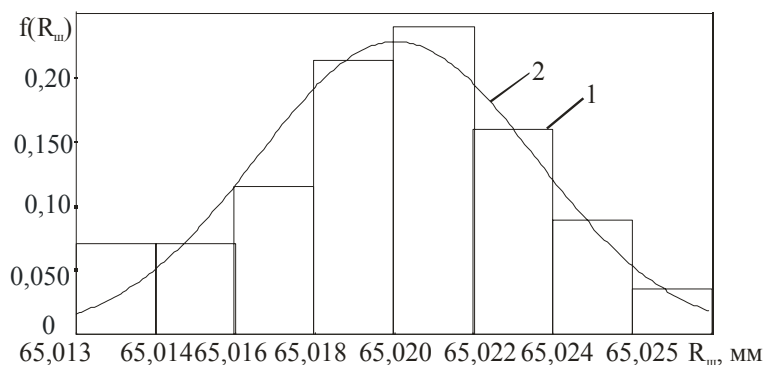


Рис. 4. Закони розподілення середнього радіуса $R_{ш}$

1 – статистичний; 2 – теоретичний

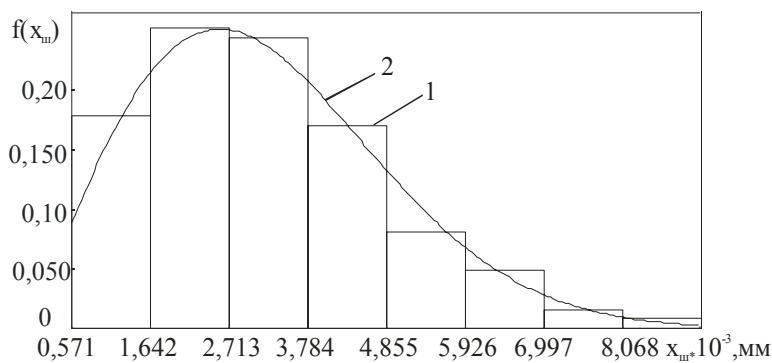


Рис. 5. Закони розподілення амплітуди відхилення $x_{ш}$

1 – статистичний; 2 – теоретичний

Числові характеристики законів розподілення середнього радіуса $r_{ш.ср}$ амплітуди відхилення $x_{ш}$ зносу внутрішнього кільця підшипника

Числові характеристики	Елементи похибки	
	Середній радіус $r_{к.ср}$, мм	Амплітуда відхилення x_k , мм
Математичне сподівання m , мм	65,0199	$3,16 \cdot 10^{-3}$
Дисперсія D , мм ²	$1,006 \cdot 10^{-5}$	$3,145 \cdot 10^{-6}$
Середньоквадратичне відхилення, σ , мм	$3,17 \cdot 10^{-3}$	$1,707 \cdot 10^{-3}$
Асиметрія As	-0,221	0,8325
Ексцес Ex	-0,211	0,4707
Мода, мм	65,0167	$3,285 \cdot 10^{-3}$
Медіана, мм	65,02	$2,857 \cdot 10^{-3}$

За методикою, яка була викладена вище встановлюємо, що закон розподілення полярного радіуса $\xi_{ш}$ є гаусовим з математичним сподіванням $m_{\xi} = m_R = 65,0199$ мм і середньоквадратичним відхиленням за (2), $\sigma_{\xi_{ш}} = 0,0226$ мм.

Імовірність того, що розміри шийки осі колісної пари будуть знаходитися у межах заданого поля допуску, який встановлено нормативною документацією [5] у межах (65,005...65,026) буде дорівнювати:

$$P(65,005 < \xi_{ш}(\varphi) < 65,026) = \int_{65,005}^{65,026} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,00317} \exp\left[-\frac{(\xi_{ш} - 65,0199)^2}{2 \cdot 0,00317^2}\right] \times d\xi_{ш} = 0,351.$$

Таким чином, при повному огляді в депо лише 35,1 % шийок осей вагонів задовольняють умови натягу.

З практичної точки зору цікавим є також натяг δ нерухомого з'єднання «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника», який значно впливає на міцність пресового з'єднання і який можна записати як:

$$\delta = D - d, \quad (4)$$

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

Виконавши відповідні перетворення законів розподілення поточного радіусу шийки осі та кільця підшипника згідно з методикою, яка була викладена у роботі [3], отримуємо густину

імовірності натягу нерухомого з'єднання «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника», за формулою:

$$f(\delta_{об}) = \frac{1}{2\sigma_{0,5}^{об} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{\left(\frac{\delta_{об}}{2} - m_{0,5}^{об}\right)^2}{2\left(\sigma_{0,5}^{об}\right)^2}\right], \quad (5)$$

де математичне сподівання натягу нерухомого з'єднання, що визначається як

$$m_{0,5}^{об} = m_{Rш} - m_{rk} = 65,0199 - 64,997 = 0,0232 \text{ мм},$$

а $\sigma_{0,5}^{об}$ середньоквадратичне відхилення

$$\sigma_{0,5}^{об} = \sqrt{\sigma_{Rш}^2 + \sigma_{rk}^2} = \sqrt{0,0226^2 + 0,003836^2} = 0,02296 \text{ мм}.$$

Імовірність того, що натяг нерухомого з'єднання буксового вузла вагона залишиться у межах поля допуску (0,03...0,065) за виразом (3) дорівнює:

$$P(0,03 < \delta_{об} < 0,065) = \int_{0,03}^{0,065} \frac{1}{2\sqrt{2\pi} \cdot 0,02296} \times \exp\left[-\frac{\left(\frac{\delta_{об}}{2} - 0,0232\right)^2}{2 \cdot 0,02296^2}\right] d\delta_{об} = 0,297.$$

Ця величина показує, що при повному огляді під час проведення ПРЗ лише 29,7 % буксових вузлів будуть мати натяг, який задовольняє вимоги нормативної документації. Графіки закону розподілення величини натягу нерухомого з'єднання буксового вузла вагонів з визначеними межами робочої зони зображено на рис. 6.

Крім зазначеного вище у нормативній документації також встановлені норми допусків і на конусність деталей з'єднання. Отже, в процесі наших досліджень виникає необхідність у визначенні параметричної надійності деталей нерухомого з'єднання буксового вузла з врахуванням конусності.

Рівняння похибки циліндричної деталі з врахуванням конусності та колом у поперечному перерізі (рис. 7) можна записати так [4, 6]:

$$\xi(z) = r_{cp} + \alpha \cdot \left(z - \frac{L}{2} \right), \quad (6)$$

де

$$\alpha = \operatorname{tg}(\beta) = \frac{r_0 - r_L}{L}$$

це кут, який визначає конусність деталі (коефіцієнт конусності); L – довжина циліндричної деталі; r_{cp} – радіус середнього циліндра, що визначається як

$$r_{cp} = \frac{r_0 + r_L}{2},$$

де r_0 і r_L – радіуси середніх кіл даної деталі, проведених через профілі початкового ($z=0$) і кінцевого ($z=L$) поперечних перерізів.

Радіус середнього циліндра r_{cp} внутрішньої поверхні внутрішнього кільця розподілений за нормальним законом (рис. 8) з імовірністю $p=0,405$ за критерієм χ^2 Пірсона.

Коефіцієнт конусності α розподілений за нормальним законом з імовірністю $p=0,377$ за критерієм χ^2 Пірсона (рис 9).

Числові характеристики законів розподілення параметрів, які характеризують похибку конусності деталі наведено в табл. 3.

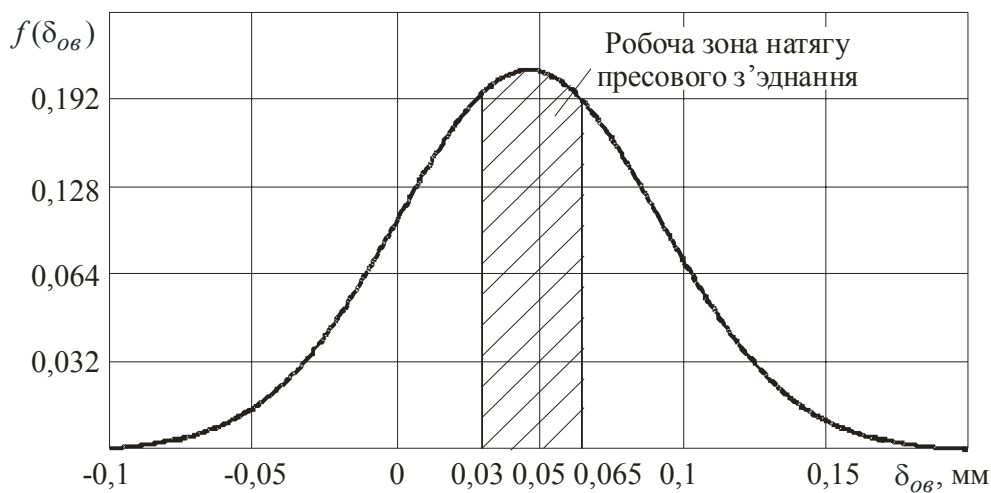


Рис. 6. Графік розподілення величини натягу нерухомого з'єднання $\delta_{ов}$

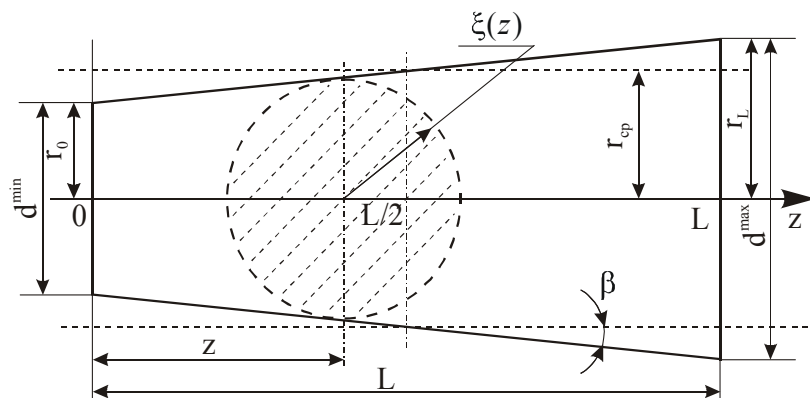


Рис. 7. Похибки розміру циліндричної деталі з врахуванням конусності

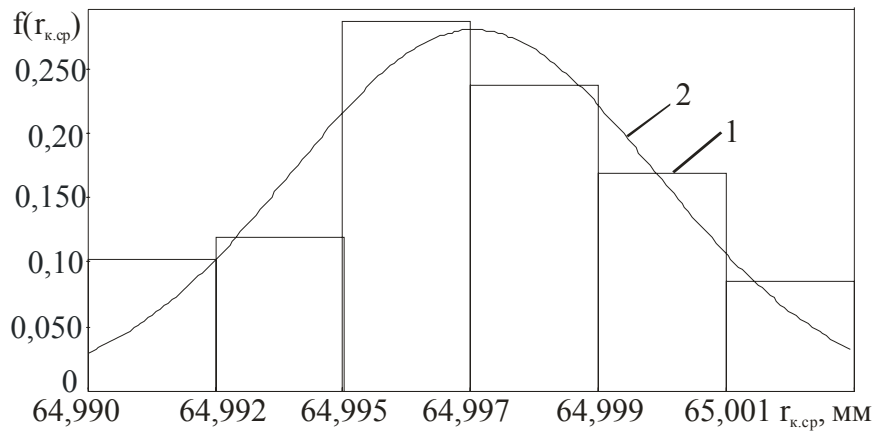


Рис. 8. Закони розподілення середнього радіуса $r_{k,ср}$:
1 – статистичний; 2 – теоретичний

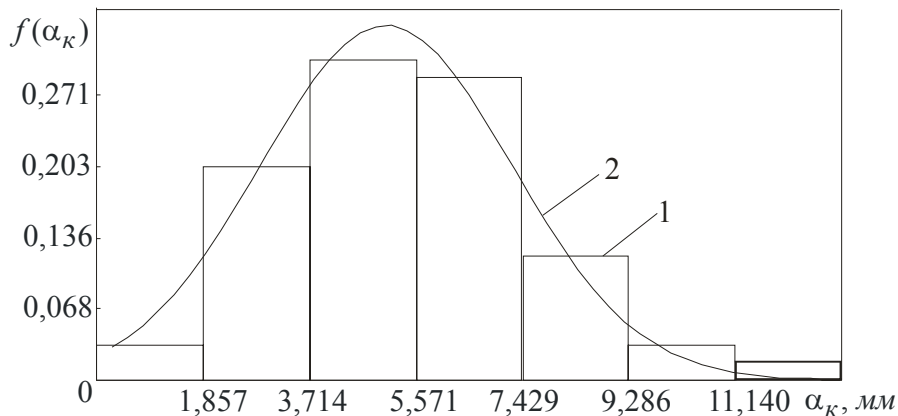


Рис. 9. Закони розподілення коефіцієнта конусності α_k :
1 – статистичний; 2 – теоретичний

Таблиця 3

**Числові характеристик законів розподілення середнього радіуса $r_{k,ср}$,
коефіцієнту конусності α зносу внутрішнього кільця підшипника**

Числові характеристики	Елементи похибки	
	Середній радіус $r_{k,ср}$, мм	Коефіцієнт конусності α_k
Математичне сподівання m	64,9968	$5,05 \cdot 10^{-5}$
Дисперсія D	$1,01 \cdot 10^{-5}$	$4,81 \cdot 10^{-10}$
Середньоквадратичне відхилення, σ	$3,175 \cdot 10^{-3}$	$2,19 \cdot 10^{-5}$
Асиметрія As	-0,1575	0,4495
Ексцес Ex	-0,312	0,051
Мода	65,0006	$3,75 \cdot 10^{-5}$
Медіана	64,996	$5 \cdot 10^{-5}$

Для визначення закону розподілення повної похибки ξ циліндричної деталі зафіксуємо значення аргументу z . Оскільки розрахунки ве-

личини ξ циліндричної деталі з врахуванням конусності ведуться відносно середнього радіуса $r_{ср}$, а його значення розташовано в коорди-

наті $L/2$, то значення аргументу візьмемо рівним $z = L/2$. Тоді вираз похибки циліндричної деталі набирає вигляду:

$$\xi_k \left(\frac{L}{2} \right) = r_{cp} + \alpha \left(\frac{L}{2} - \frac{L}{2} \right) = r_{cp}. \quad (7)$$

Даний вираз показує, що при дослідженнях зносу циліндричних деталей слід обмежитися розрахунками лише середнього радіуса. Врахувавши це, отримаємо закон розподілення похибки розміру внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника ξ_k , який є гауссовим з числовими характеристиками наведеними у табл. 3. Тоді, імовірність того, що поточний розмір $\xi_k(z)$ кільця за (3) буде знаходитися у межах заданого поля допуску (64,9725...64,9935), які визначаються натягом нерухомого з'єднання [5], дорівнює:

$$P[64,9725 < \xi_k(z) < 64,9935] = \int_{64,9725}^{64,9935} \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot 3,17 \cdot 10^{-3}}} \times \exp \left[-\frac{(\xi_k - 66,99681)^2}{2(3,17 \cdot 10^{-3})^2} \right] d\xi_k = 0,149.$$

У інструкції [5] встановлено норми конусності $k = 0,0125$ мм, яка виражена у різниці діаметрів двох перерізів як:

$$k = d^{\max} - d^{\min}, \quad (8)$$

де d^{\max} , d^{\min} – середній діаметр відповідно великого та малого перерізів.

З цієї величини визначаємо норми на коефіцієнт конусності α за формулою:

$$\alpha = \frac{k}{2L} = \frac{0,0125}{2 \cdot 80} = 7,81 \cdot 10^{-5}. \quad (9)$$

Ця величина визначає максимальне значення коефіцієнта конусності, при якому кільце ще вважається придатним до експлуатації. Визначимо імовірність того, що коефіцієнт конусності буде знаходитися в межах працездатності

$$P(0 < \alpha_k < 7,81 \cdot 10^{-5}) = \int_0^{7,81 \cdot 10^{-5}} \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot 2,19 \cdot 10^{-5}}} \times \exp \left[-\frac{(\alpha_k - 5,05 \cdot 10^{-5})^2}{2 \cdot (2,19 \cdot 10^{-5})^2} \right] d\alpha_k = 0,886.$$

Отже, 88,6 % кільць мають величину коефіцієнта конусності, яка задовольняє вимоги нормативних документів.

Дослідження шийки осі колісної пари показало, що радіус середнього циліндра $R_{ш}$ розподілений за нормальним законом (рис. 10) з імовірністю $p = 0,24$ за критерієм χ^2 Пірсона.

Коефіцієнт конусності шийки осі розподілений за логарифмічним нормальним законом (рис. 11) з імовірністю $p = 0,21$ за критерієм χ^2 Пірсона:

$$f(\alpha_{ш}) = \frac{1}{\alpha_{ш} \sigma_{\ln \alpha} \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(\ln \alpha_{ш} - m_{\ln \alpha})^2}{2\sigma_{\ln \alpha}^2} \right], \quad (10)$$

де $m_{\ln \alpha}$ – середнє статистичне випадкової величини $\ln \alpha_{ш}$; $\sigma_{\ln \alpha}^2$ – дисперсія випадкової величини $\ln \alpha_{ш}$.

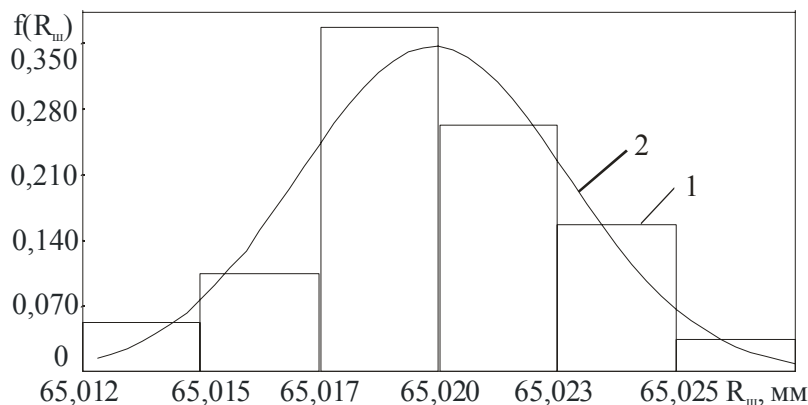


Рис. 10. Закони розподілення радіуса середнього циліндра $R_{ш}$
1 – статистичний; 2 – теоретичний

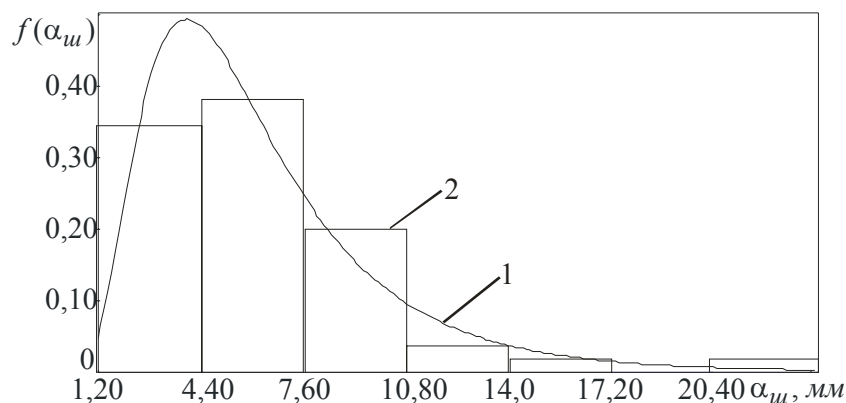


Рис. 11. Закони розподілення коефіцієнта конусності $\alpha_{ш}$:
1 – статистичний; 2 – теоретичний

Числові характеристики законів розподілення радіусу середнього циліндра $R_{ш}$ та коефіцієнта конусності $\alpha_{ш}$ наведено в табл. 4.

Враховуючи те, що розрахунок конусності деталей ведеться відносно середнього радіусу

у точці $z = L/2$ (пояснення до формули (7)) маємо, що закон розподілення поточного розміру шийки осі колісної пари $\xi_{ш}(z)$ є нормальним з числовими характеристиками для радіуса середнього циліндра $R_{ш}$ (табл. 4).

Таблиця 4

Числові характеристики законів розподілення середнього радіуса $R_{ш}$, коефіцієнту конусності $\alpha_{ш}$ зносу внутрішнього кільця підшипника.

Числові характеристики	Елементи похибки	
	Середній радіус, $R_{ш}$, мм	Коефіцієнт конусності $\alpha_{ш}$
Математичне сподівання m	65,0199	$6,227 \cdot 10^{-5}$
Дисперсія D	$9 \cdot 10^{-6}$	$1,457 \cdot 10^{-9}$
Середньоквадратичне відхилення, σ	$3 \cdot 10^{-3}$	$3,817 \cdot 10^{-5}$
Асиметрія A_s	-0,2569	2,007
Екссес E_x	-0,073	6,971
Мода	65,0198	$3,75 \cdot 10^{-5}$
Медіана	65,0198	$5 \cdot 10^{-5}$

Тоді імовірність того, що поточний розмір не перевищує норми для ремонту шийки осі колісної пари (65,005...65,026) [5] визначимо за (3) як:

$$P[65,005 < \xi_{ш}(z) < 65,026] = \int_{65,005}^{65,026} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 3 \cdot 10^{-3}} \exp\left[-\frac{(\xi_{ш} - 65,0199)^2}{2(3 \cdot 10^{-3})^2}\right] d\xi_{ш} = 0,979.$$

Для шийки осі колісної пари величина $k_{ш} = 0,02$ мм. Підставивши значення $k_{ш}$ та довжину шийки $L_{ш}$ у (9) маємо, що

$$\alpha_{ш}^{\max} = 1,25 \cdot 10^{-4}.$$

Тоді імовірність того, що коефіцієнт конусності $\alpha_{ш}$ залишиться у межах, які визначають працездатність шийки за (3), дорівнює:

$$P(0 < \alpha_{ш} < 1,25 \cdot 10^{-4}) = \int_0^{1,25 \cdot 10^{-4}} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,556} \times \exp\left\{-\frac{[\ln \alpha_{ш} - (-9,821)]^2}{2 \cdot 0,556^2}\right\} d\alpha_{ш} = 0,933.$$

Таким чином, 93,3 % шийок осей колісних пар задовольняють вимоги нормативної документації щодо утримання та ремонту рухомого складу залізниць.

За методикою, яка викладена в [3], підставляючи закони розподілення поточних розмірів ξ_k та $\xi_{ш}$ у формули для визначення натягу та виконавши відповідні перетворення, визначаємо закон розподілення та параметричну надійність величини натягу $\delta_{кон}$ з врахуванням конусності кільця підшипника та шийки осі колісної пари. Густина імовірності натягу $\delta_{кон}$ визначається за формулою:

$$f(\delta_{кон}) = \frac{1}{2\sigma_{0,5}^{кон} \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left[-\frac{\left(\frac{\delta_{кон}}{2} - m_{0,5}^{кон} \right)^2}{2(\sigma_{0,5}^{кон})^2} \right], \quad (11)$$

де математичне сподівання натягу нерухомого з'єднання дорівнює

$$m_{0,5}^{кон} = m_{Rш} - m_{rk} = 65,0199 - 64,997 = 0,0231 \text{ мм},$$

а середньоквадратичне відхилення –

$$\sigma_{0,5}^{кон} = \sqrt{\sigma_{Rш}^2 + \sigma_{rk}^2} = \sqrt{(3 \cdot 10^{-3})^2 + (3,175 \cdot 10^{-3})^2} = 4,368 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Імовірність того, що натяг нерухомого з'єднання залишиться в заданих межах поля допуску (0,03...0,065) визначимо за формулою (3):

$$P(0,03 < \delta_{кон} < 0,065) = \int_{0,03}^{0,065} \frac{1}{2\sqrt{2\pi} 4,365 \cdot 10^{-3}} \times \exp \left[-\frac{\left(\frac{\delta_{кон}}{2} - 0,02308 \right)^2}{2(4,365 \cdot 10^{-3})^2} \right] d\delta_{кон} = 0,952.$$

Отже, якщо враховувати тільки конусність спряжених поверхонь деталей пресового з'єднання буксового вузла вагонів, то 95,2 % з'єднань будуть придатними до подальшої експлуатації.

Графіки закону розподілення величини натягу з визначеними межами працездатності зображено на рис. 12.

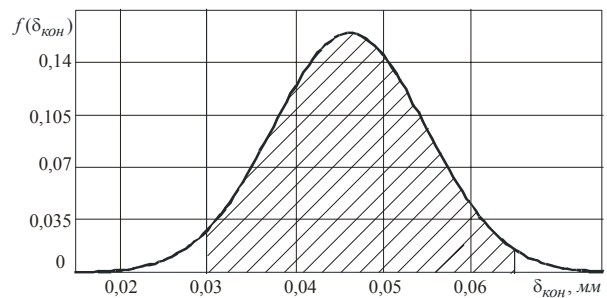


Рис. 12. Графік розподілення величини натягу $\delta_{кон}$ нерухомого з'єднання

На величину похибки натягу нерухомого з'єднання у межах (0,03...0,065) для вузла, який знаходиться на ПРЗ, впливає як овальність, так і конусність деталей. Таким чином, виникає необхідність у визначенні поточного розміру циліндричної поверхні, похибка якої одночасно є функцією двох більш простих похибок: овальності та конусності.

У цьому випадку поточний розмір циліндричної деталі визначається так:

$$A(\varphi, z) = r_{cp} + A(\varphi, z) \cos(k \cdot \varphi + \psi_k^{(s)}), \quad (12)$$

де залежність похибки форми $A(\varphi, z)$:

$$A(\varphi, z) = x_k \cos(k \cdot \varphi + \psi) + \alpha \left(z - \frac{L}{2} \right). \quad (13)$$

У цьому виразі $x_k \cos(k \cdot \varphi + \psi)$ це похибка форми у поперечному, а $\alpha \left(z - \frac{L}{2} \right)$ – у поздовжньому перерізах. Відхилення від радіуса середнього циліндра в поперечному перерізі набирає своє найбільше значення x_k якщо $\cos(k \cdot \varphi + \psi) = 1$. Оскільки дослідження конусних деталей ведуться відносно точки $z = \frac{L}{2}$, то вираз (13) набирає вигляд:

$$A(\varphi, z) = x_k. \quad (14)$$

Отже, максимальна похибка форми циліндричної деталі дорівнює амплітуді відхилення форми у поперечному перерізі. Враховуючи вищезазначене, вираз (12) набирає такий вигляд:

$$\xi(\varphi, z) = r_{cp} + x_k \cdot \cos(k \cdot \varphi + \psi_k^{(s)}). \quad (15)$$

Таким чином, дослідження циліндричної деталі, яка має одночасно похибки форми у поперечному та поздовжньому перерізах, зводяться до визначення параметричної надійності цієї деталі з врахуванням овальності. Це підтверджується також тим, що імовірність входження натягу нерухомого з'єднання буксового вузла у межі допуску (0,03...0,065), при врахуванні тільки овальності складає 0,297, що значно менше від імовірності входження натягу у межі допуску, при врахуванні тільки конусності, яка дорівнює 0,952. Тобто вплив овальності на надійність з'єднання з натягом більш значний ніж конусності.

Визначення параметричної надійності нерухомої системи буксового вузла вантажних вагонів з врахуванням конусності спряжених поверхонь показало, що більше 90 % кілець підшипників та шийок осей колісних пар цього виду рухомого складу залізниць задовольняють вимоги нормативної документації. Вплив конусності деталі на поточний розмір циліндричних деталей спряження незначний у порівнянні з овальністю. Тому для визначення параметричної надійності нерухомого з'єднання даного вузла слід обмежитися лише похибкою від овальності поверхонь спряження.

Аналіз зносу нерухомого з'єднання буксового вузла рухомого складу залізниць у даній роботі та у роботах [2; 3; 4; 7] показав необхідність розв'язання проблеми відновлення зношених кілець. Нами запропонована технологія електролітичного осадження цинку на зношену поверхню отвору кільця підшипника імпульсно-реверсивним струмом [2; 7; 8], яка має ряд значних переваг у порівнянні з осадженням цинку на постійному струмі. Лабораторні аналізи твердості та морфології покриття показали, що осади, які отримані в нестационарних режимах, характеризуються більшою однорідністю, мають більш дрібнозернисту та щільну структури, що дозволяє досягати товщини відновлювального шару 300...400 мкм із збереженням мікротвердості 800...900 МПа. Випробування міцності пресового з'єднання, які проведені на масштабних зразках, дозволили встановити, що у

порівнянні із зразками, на які не був осаджений шар цинку, міцність зросла в 2,5–3 рази.

Подальшим етапом досліджень є випробування міцності пресового з'єднання на натурних зразках та їх експлуатаційні випробування на рухомому складі в умовах Придніпровської залізниці.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Федюшин О. М. К проблеме обновления подвижного состава железных дорог Украины / О. М. Федюшин, О. Е. Пашенко, В. И. Букин // Залізничний транспорт України. – 2001, – № 2 – С. 7–10.
2. Михаліченко П. Є. Відновлення натягу пресового з'єднання буксових вузлів рухомого складу залізниць / П. Є. Михаліченко, М. О. Костін // Залізничний транспорт України. – 2004, – № 5 – С. 47–49
3. Михаліченко П. Є. Параметрична надійність нерухомого з'єднання буксового вузла рухомого складу з врахуванням некруглості / П. Є. Михаліченко, М. О. Костін // Залізничний транспорт України. – 2004. – № 6.
4. Михаліченко П. Є. Параметрична надійність з'єднання з гарантованим натягом рухомого складу з врахуванням конусності // Залізничний транспорт України. – 2005.
5. Инструктивные указания по эксплуатации и ремонту вагонных букс с роликовыми подшипниками. – М.: Транспорт, 1976. – 135 с.
6. Точность производства в машиностроении и приборостроении / Под. ред. А. Н. Гаврилова. – М.: Машиностроение, 1973. – 567 с.
7. Костін М. О. Математична модель форми зношених деталей системи спряження «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника» / М. О. Костін, П. Є. Михаліченко // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2005.
8. Михаліченко П. Є. Методы восстановления натяга узла «шейка колесной пары – внутреннее кольцо подшипника» // Материалы IV международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава». – Новочеркасск, 2003. – С. 183–184.

Надійшла до редколегії 03.11.2005.