

**Диха О.В.,
Маковкін О.М.,
Посонський С.Ф.**

Хмельницький національний університет,
м. Хмельницький, Україна,
E-mail: tribosenator@gmail.com

**ПРОСТОРО - ЧАСОВІ КРИТЕРІЇ І
РЕЙТИНГИ ТРИБОНАДІЙНОСТІ
ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ
ТРАНСПОРТНИХ МАШИН**

УДК 621.891

Розроблена розрахунково-експериментальна методика визначення стану, залишкового ресурсу, ймовірності безвідмовної роботи і інші параметри надійності. Методика може бути корисною при проектувальних розрахунках і оцінках ефективності заходів щодо підвищення довговічності підшипника ковзання. Запропонований спосіб складання рейтингу по надійності, який зводиться до порівняння ймовірностей перевищення поточного зносу над допустимим на першому етапі і порівняння середніх значень при заданій ймовірності перевищення на другому етапі.

Ключові слова: підшипники ковзання, критерії зносостійкості, рейтинг по надійності, ймовірність безвідмовної роботи.

Вступ та постановка проблеми досліджень

В багатьох транспортних, енергетичних та технологічних машинах (двигуни внутрішнього згорання, турбіни, преси та ін.) підшипники ковзання є одним з основних вузлів, що визначають довговічність і надійність машини в цілому. Аналіз сучасного стану методів проектування і розрахунку опор ковзання на надійність і знос показує на їх відставання від загального рівня і сучасних вимог.

Створення і вдосконалення високонадійних підшипників ковзання потребує розробки методів розрахунку показників надійності за критеріями міцності та зносостійкості. Основою цих розрахунків є розв'язки зносоконтактних задач. Проблемами наліїності, контактної механіки та розрахункової оцінки зносостійкості підшипникових вузлів тертя займався цілий ряд вітчизняних та закордонних вчених.

Так, в роботах [1, 2] на основі кумулятивної моделі зносу проведено рішення трибоконтактної задачі для підшипника. При цьому форма вала не є циліндричною, а має малу огранку контуру різного вигляду. Запропоноване рішення досить складне для практичної реалізації у розрахунках надійності підшипника, оскільки вимагає розбиття області зносу на окремі дискретні ділянки. В роботах проф. Кузьменка А.Г. [3, 4] для прогнозування зносостійкості підшипників ковзання використана наступна схема: аналіз умов в контакт; встановлення моделі зношування; розрахунково-експериментальне визначення параметрів моделі зношування; розрахунки надійності вузла тертя. Така загальна стратегія прийнята за основу авторами даної роботи. В роботі [4] пропонується методика розрахункової оцінки надійності за зносом підшипників буксових вузлів вагонів внаслідок втрати поверхневої міцності баббітового шару, яка потребує узагальнення на більш широку номенклатуру конструкцій і видів поверхневих пошкоджень підшипників ковзання. Цілий ряд досліджень по прогнозуванню довговічності і надійності за зносом підшипникових вузлів проведений закордонними вченими. Солдатенковим І.А. в роботі [5] визначались параметри закону зносу бронзи зі сталлю при сухому терті шляхом порівняння результатів математичного моделювання з експериментальними даними. Випробування зносу виконували відповідно до схеми сталевя кулька-плоский бронзовий зразок. Моделювання зносу зразка ґрунтувалося на асимптотичній поведінці розв'язку відповідної задачі зносостійкості. В роботі ідентифікація параметрів зносостійкості проводилась за результатами випробувань за схемою, що не відповідає внутрішньому контакту циліндрів для підшипника ковзання. Для моделювання процесу зносу радіального підшипника в роботі [6] використовувався метод скінчених елементів. При цьому умови контакту моделювалися комплексом Лагранжа-Ейлера, а еволюція локального зносу за допомогою рівняння Арчарда. При цьому коефіцієнти зношування визначалися по лінійній залежності швидкості зношування від тиску і швидкості ковзання, що характерно тільки для абразивного зношування, яке не є превалюючим для підшипників ковзання. В роботі [7] представлений метод розрахунку контактної тиску у важко навантаженому опорному підшипнику за допомогою специфічних граничних умов, визначених в залежності від пошкоджуваності підшипників. Розрахункова модель враховує умови навантаження і розподіл контактної тиску, який корелюється з даними, отриманими з експерименту. Розрахунок контактної тиску потребує постійного супроводження достатньо апаратно складними експериментальними спостереженнями, що не дозволяє розповсюдити запроповану методику на інші типи циліндричних трибосистем.

Систематизація і аналіз схем та задач для підшипників ковзання вказує, що відомі підходи зосереджені в основному на одному базовому варіанті: знос вкладника валом, що не зношується. Разом з цим запропоновані алгоритми, в тому числі і для базової моделі, є складними для реалізації в інженерній практиці. Отже є необхідність для найбільш поширених достовірних розрахункових схем отримати прос-

ті і зручні розв'язки для інженерної практики. Є необхідність також в розробці базової методики розв'язків зносодіючих задач для різних схем підшипників ковзання.

Просторо - часові критерії надійності підшипників ковзання

Підшипники ковзання (ПК) мають важливу відмінну рису, яка вимагає розробки спеціальних критеріїв і матеріалів оцінки їх надійності. Ця особливість полягає в тому, що поява і розвиток однієї або навіть декількох тріщин в підшипниковому шарі найчастіше не приводить до виходу підшипника з ладу (до відмови). Проте, в процесі розвитку безлічі тріщин настає момент, що форсовано веде до нагрівання вузла тертя. У нормальних умовах експлуатації цьому передують тривалий процес розвитку тріщини і зносу. Застосування звичайних стандартних критеріїв надійності для підшипників є недостатнім і наближеним. Тут пропонуються можливі загальні критерії для опису стану шару підшипників ковзання.

У загальному випадку поверхня шару підшипника працює в різних силових і температурних умовах при різних умовах закріплення шару і розвитку тріщин. Розіб'ємо всю поверхню шару підшипника F на n ділянок F_i , в межах яких зазначені умови наближено постійні, і розглянемо можливі кількісні характеристики стану, як окремої ділянки, так і всього підшипника в цілому. Використовувані в подальшому критерії доцільно розділити на критерії, що відносяться до процесу зародження тріщин, і критерії, що характеризують розвиток тріщин або областей з тріщинами.

Введемо наступні основні поняття і позначення:

$T_i^k(P)$ – час (або число циклів) до зародження k – ї тріщини в межах i – ділянки з ймовірністю P ;

$T^i(P), T^k(P)$ – час до зародження першої і k – ї тріщини відповідно по всій поверхні підшипника з ймовірністю P ;

$T_{i,j}^k(P), T_{ij}^k(P)$ – час до зародження k – ї тріщини на ділянках, рівних сумі ділянок $F_i + F_j$ або F з ймовірністю P ;

$T_i^1, T_i^k, T^1, T^k, T_{ij}^k, T_{ijk}^k$ – середні значення відповідних величин;

$P_i^k(t), P^k(t), P(t)$ – ймовірність того, що на i – й ділянці шару не з'явиться k – а тріщина і на всій поверхні не буде k – х тріщин;

$Q_i^k(t), Q^k(t), Q(t)$ – ймовірність того, що на i – й ділянці з'явиться k – а тріщина; на всьому підшипнику з'явиться k – а тріщина; на всій ділянці з'явиться хоча б одна тріщина.

Після зародження тріщини виникає питання оцінки стану шару з тріщиною і характеристик зміни цього стану. Тут можливе використання наступних критеріїв:

$P_i^k(t, \tau), P^k(t, \tau)$ – ймовірність того, що на i – й ділянці не з'явиться k – а ($k = 1, 2, \dots$) тріщина довжиною l ; теж на всьому підшипнику;

$Q_i^k(t, \tau), Q^k(t, \tau)$ – ймовірність появи на i – й ділянці k – ї тріщини довжиною l ; теж саме на всьому підшипнику;

$T_i^k(t, \tau), T^k(t, \tau)$ – час (число циклів) до появи на i – й ділянці k – ї тріщини довжиною l з ймовірністю P ; теж саме на всьому підшипнику;

$v_i^k(t, \tau), v^k(t, \tau)$ – швидкість розвитку i – ї тріщини довжиною l на k – й ділянці в ймовірності P ; теж саме на всьому підшипнику.

Всі значення величин з ймовірністю $P = 0,5$ (середнє значення) позначаються ризикою зверху: $T_i^k(P = 0,5) = \bar{T}_i^k$ і т.д.

Навантаженість і умови роботи у різних зон шару можуть бути неоднаковими. Звідси - різні показники для різних зон. У зв'язку з цим можна ввести наступні відносні критерії надійності різних ділянок (вагові коефіцієнти);

$(Q_{ij}^k)_p = P_i^k(t, \tau) / P_j^k(t, \tau)$ – відношення ймовірності появи k – ї тріщини довжиною l на i – й ділянці до аналогічної ймовірності на j – й;

$(\alpha_{ij}^k)_Q = Q_i^k(t, \tau) / Q_j^k(t, \tau)$ – теж для ймовірності появи відповідної тріщини;

$(\alpha_{ij}^k)_T = T_i^k(t, \tau) / T_j^k(t, \tau)$ – теж для часу до появи відповідної тріщини.

В якості просторово-часових критеріїв можуть бути використані також величини площі, зайнятої тріщинами або системою тріщин, і їхнє відношення до початкової площі.

Позначимо через F_i^* , F^* – площу i – ї ділянки, зайнятої тріщинами, і всієї ділянки. Тоді відносні величини:

$$(\alpha_{ij})_F = F_i^*(P) / F_j^k(P), (\alpha_i)_F = F_i^*(P) / F_j(P), (\alpha_{i0})_F = F_i^*(P) / F.$$

Найбільш загальним є показник $T(P)$, який відповідає виходу з ладу підшипника.

Відповідно до особливостей руйнування підшипникового шару можуть висуватись такі завдання, пов'язані з оцінкою якості надійності та стану підшипника.

1. За експлуатаційним даними визначаються необхідні імовірнісні характеристики стану підшипника відповідно до введених понять. Проводиться аналіз значущості критеріїв і вибираються базові для оцінки надійності і граничного стану вузли.

2. За видом окремого підшипника і за певними критеріями надійності визначається залишкова надійність і залишковий термін служби підшипника.

3. За даними експлуатації оцінюється вплив різних зовнішніх і внутрішніх факторів на надійність підшипника, що дозволить обґрунтовано розробляти заходи щодо підвищення його надійності.

4. Розроблюється методика розрахунково - експериментального визначення параметрів надійності з метою використання її в проектувальних розрахунках і при розробці заходів щодо підвищення надійності підшипників ковзання вузла в цілому.

Методика розрахунково-експериментальної оцінки надійності підшипників ковзання

Підшипники ковзання широко застосовуються в машинобудуванні, але їх застосуванню стримує відсутність теорії надійності ПК. Це пояснюється складністю ПК як об'єкта для розрахунків. Якщо для підшипників кочення в більшості випадків може бути застосовано рішення контактної задачі Герца, то для кожного типу ПК необхідно спеціально вирішувати контактну або пружно-гідродинамічну задачу. Необхідно вивчити закономірності втомного руйнування підшипникового шару при складному напруженому стані з урахуванням масштабного фактору, особливостей реологічних властивостей, закономірностей накопичення пошкоджень і т.і.

Можна запропонувати наступні базові етапи методики розрахункової оцінки підшипників ковзання.

1. Навантаження, що діють на ПК можуть бути визначені теоретично і експериментально.

2. Для визначення напруженого стану необхідно вирішувати просторові контактні задачі теорії пружності для тіл складної форми. На основі рішень контактних задач отримують функції контактних тисків $\sigma(\varphi, z)$ і компоненти тензора напружень $\sigma_{ij}(\varphi, z, r)$ в будь-якій точці підшипника з координатами φ, z, r .

3. Процес втомного руйнування в реальних умовах має ряд особливостей, які можна врахувати, проводячи випробування підшипника-зразка в умовах максимально наближених до реальних.

Результати випробувань і розрахунків появи (k – ї тріщини) підшипників - зразків з різною товщиною шару дозволяють побудувати криві втоми в координатах "напруження – число циклів":

$$(\sigma^m N)_k = D(h).$$

Ці криві є вихідними для отримання кривих втоми натурального підшипника. Методика дозволяє отримувати дані для побудови кривих втоми по появі будь-якої k – ї тріщини і кривих швидкості розвитку тріщин в формі:

$$dl - dN = C(k_I)^n,$$

де l – довжина тріщини;

N – число циклів;

C, n – параметри;

k_I – коефіцієнт інтенсивності напружень.

4. Для переходу від моделі до природи необхідно знати закономірності впливу масштабного чинника на втому. Статистичні рівняння подібності втомного руйнування підшипників ковзання отримують

при схематизації підшипникового шару системою паралельно працюючих ділянок контактної поверхні підшипника. Умовна межа втоми $(\sigma_{\max})_k$ до появи k -ї тріщини при відсутності порогу пошкоджуваності залежить від напруженого стану та обсягу робочої частини шару V_k :

$$\lg(\sigma_{\max})_k = A_k - \frac{I}{m_k} \lg V_{ПК}; \quad V_{ПК} = \int_{v_k} [f(x, y)]_k^{m_k} dV.$$

Тут $f(x, y) = \sigma_{\varepsilon}(x, y) / \sigma_{\varepsilon\max}$, A_k, m_k – параметри залежності, які визначаються з експерименту.

Статистичне рівняння подібності виглядає наступним чином:

$$\lg(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = A(N_0) - B(N_0) \lg \int_V \left[\frac{\sigma_r(r, \phi)}{\sigma_{\min}} \right]^{1/B(N_0)} dV,$$

$$A(N_0) = 7,44 - 0,6 \lg N_0, \quad B(N_0) = 1,38 - 0,13 \lg N_0.$$

Тут N_0 – будь-яка вибрана база випробувань.

5. Розрахунок терміну служби до появи тріщин при наявності кривих втоми і спектра напружень проводиться при використанні лінійної моделі процесу накопичення пошкоджень. Використання нелінійних моделей вимагає знання хронологічного спектру навантажень і застосування імітаційних алгоритмів розв'язання задач.

6. Для опор ковзання важливо не тільки коли з'явиться перша або k -а тріщина, але і те, як швидко вона розвивається.

Так, наприклад, за результатами випробувань отримано рівняння швидкості розвитку тріщин в бабіті у вигляді:

$$dl / dN [\text{мм} / 10^5] = 1,6 \cdot 10^{-3} k_1^{3,6}.$$

7. Для визначення терміну служби підшипників ковзання до появи першої тріщини із заданою (P) ймовірністю $T^1(P)$ необхідно за допомогою гіпотези лінійного підсумовування або по нелінійним моделям накопичення втомних пошкоджень визначити середнє значення $T^1 = T^1(P = 0,5)$ терміну служби до появи першої тріщини і термін служби $T^1(P)$ з будь-якої заданої ймовірністю з урахуванням розсіювання.

8. Для визначення із заданою ймовірністю P терміну служби по появі k -ї тріщини на всьому підшипнику $T^k(P)$ або на його i -й частині $T_i^k(P)$ необхідно отримати криві втоми і параметри рівняння подібності по появі k -ї тріщини. За результатами підсумовування пошкоджень визначаються відповідні ймовірнісні характеристики: $P^k(T)$, $Q^k(T)$, $P_i^k(T)$, $Q_i^k(T)$.

9. Після появи тріщини розвиваються. Для визначення із заданою ймовірністю P терміну служби всього підшипника по появі першої тріщини заданої довжини l треба крім визначення терміну служби до появи тріщини виконати випробування і розрахунки з розвитку тріщини.

При визначенні терміну служби до появи тріщин l на i -й ділянці $T_i(P, l)$ підшипника в розрахунку зміниться тільки термін до появи тріщин. Впливом масштабу на швидкість розвитку тріщин в першому наближенні можна знехтувати.

Аналогічним чином визначається термін служби до появи k -ї тріщини розміром l із заданою ймовірністю P , $T^k(T, l)$, $T_i^k(P, l)$. За отриманими даними для терміну служби визначаються ймовірності безвідмовної роботи та ймовірності відмови $P_i^k(T, l)$, $Q_i^k(T, l)$, де під відмовою розуміється час до отримання тріщини заданої довжини l .

10. Швидкість розвитку тріщин $V(P)$ з певною ймовірністю P можна оцінювати за допомогою розсіювання коефіцієнтів в рівнянні і напружень.

11. Як характеристики стану поверхонь з тріщинами можуть слугувати відносні величини, що визначаються як відношення ймовірностей відмови або безвідмовної роботи різних ділянок поверхні в різних поєднаннях. Якщо поверхня розбита на r ділянок, то коефіцієнтами якості ділянок можуть бути величини:

$$\alpha_{ij} = Q_i(T) / Q_j(T),$$

або

$$\alpha_{ave} = \sum_1^a Q_i(T) / \sum_1^b Q_j(T), \quad i, j = \overline{1, r}.$$

Зокрема, в якості модуля доцільно взяти найбільш навантажену ділянку $i = 1$, тоді коефіцієнтом d_{ij} ділянки нормуються і ранжуються по надійності: $\alpha_{ij} = Q_1(T) / Q_j(T)$. В якості характеристики стану поверхні іноді обирають відносну величину площі, покритої тріщинами $\alpha_F = F^*(P, T) / F$. Ця величина також може бути оцінена за запропонованою методикою.

Таким чином, запропонована розрахунково - експериментальна методика дає можливість оцінювати стан, залишковий ресурс, ймовірність безвідмовної роботи, швидкість розвитку тріщин і інші параметри надійності підшипників. Методика може бути корисною при проектувальних розрахунках і оцінках ефективності заходів щодо підвищення довговічності підшипника ковзання.

Особливості побудови рейтингу по зносостійкості пар тертя

Введемо позначення: u_{w1} — лінійний (розмірний) знос першого елемента пари; u_{w2} — знос другого елемента пари; u_{w*} — допустимий знос пари тертя; u_{w1}^* , u_{w2}^* — допустимий знос кожного елемента пари тертя.

В якості критеріїв для порівняння зносу елементів пари тертя можуть бути взяті такі величини.

1. Відношення зносу одного елемента до зносу іншого елемента:

$$k_{12} = \frac{u_{w1}}{u_{w2}}, \quad k_{21} = \frac{u_{w2}}{u_{w1}}. \quad (1)$$

2. Відношення суми зносу елементів до допустимого зносу:

$$k = \frac{u_{w1} + u_{w2}}{u_w^*}, \quad (2)$$

або обернена величина визначається як коефіцієнт запасу:

$$n = \frac{1}{k} = \frac{u_w^*}{u_{w1} + u_{w2}}. \quad (3)$$

3. Відношення зносу одного з елементів до загального допустимого зносу:

$$k_1 = \frac{u_{w1}}{u_w^*}, \quad k_2 = \frac{u_{w2}}{u_w^*}. \quad (4)$$

4. Відношення зносу одного елемента до допустимого зносу цього елемента:

$$k_{11} = \frac{u_{w1}}{u_{w1}^*}, \quad k_{22} = \frac{u_{w2}}{u_{w2}^*}. \quad (5)$$

5. Відношення різниці зносу елементів до допустимого зносу:

$$k_{\Delta}^* = \frac{u_{w1} - u_{w2}}{u_w^*}, \quad (6)$$

або до зносу кожного елемента:

$$k_{\Delta 1} = \frac{u_{w1} - u_{w2}}{u_{w1}} = 1 - \frac{u_{w2}}{u_{w1}}, \quad k_{\Delta 2} = \frac{u_{w1} - u_{w2}}{u_{w2}} = \frac{u_{w1}}{u_{w2}} - 1. \quad (7)$$

Звернемо увагу на поняття стираюча здатність елементів пари тертя.

Стираюча здатність елемента характеризується не зносом елемента 1, а зносом елемента 2. Тобто, знос u_{w1} – є характерною стираючою здатності елемента 2; аналогічно u_{w2} – характеристика стираючої здатності елемента 1. Стираюча здатність елемента характеризує ступінь активності елемента по відношенню до контр елемента. Знос елемента характеризує ступінь пасивності при дії контр елемента.

Критерії стираючої здатності можуть бути визначені також, як критерії зносу, з урахуванням переіндексації. Так критерієм нестираючої здатності елемента 1 може бути величина k_2 по (4), що визначається як відношення зносу другого елемента до допустимого зносу.

У разі багатьох N пар тертя для кожної пари з i, j елементів можна записати співвідношення, наведені для однієї пари тертя, при цьому індекси 1, 2 необхідно замінити на індекси i, j .

На першому етапі необхідно усвідомити інформативність критеріїв поки записаних формально. Потім відібрати найбільш інформативні критерії для ввідбору найбільш ефективних пар тертя.

Найбільш простими і інформативними є критерії відносного сумарного зносу і відносного зносу найдорожчого елемента.

Нехай є результати випробувань двох пар тертя:

$$(u_{w1}, u_{w2}); (u_{w2}, u_{w3}),$$

при одному допустимому сумарному зносі в сполученні u_w^* .

Потрібно вибрати з цієї пари найбільш ефективну.

Ефективною вважається пара тертя, для якої виконується умова:

$$\min \begin{cases} u_{w1} + u_{w2} = u_{w12}, \\ u_{w3} + u_{w4} = u_{w34}. \end{cases} \quad (8)$$

При додатковій умові: $\min\{u_{w1} \text{ или } u_{w3}\}$, де u_{w1}, u_{w3} – найбільш дорогий елемент в парі тертя.

Нехай є результати випробувань N пар тертя:

$$(u_{w1}, u_{w2}) \dots (u_{wi}, u_{wi+1}) \dots (u_{wN-1}, u_{wN})$$

потрібно вибрати найбільш ефективну пару тертя.

Ефективною вважається пара тертя, для якої виконується умова мінімуму сумарного зносу:

$$\min \begin{cases} u_{w1} + u_{w2} = u_{w12} \\ \dots \\ u_{wi} + u_{wi+1} = u_{wi, i+1} \\ \dots \\ u_{wN-1} + u_{wN} = u_{wN-1, N} \end{cases} \quad (9)$$

Ефективною також вважається пара тертя, для якої крім (9) виконується додаткова умова: $\min u_{wi}, i = 1, N$, де u_{wi} – найбільш вартісний в елементах пар тертя.

Розглянемо порівняння зносостійкості елементів пари тертя за функціями нормального розподілу ймовірностей зносу.

Розглядається одна пара тертя, що складається з двох елементів. Задані функції щільності розподілу ймовірності сумарного поточного зносу при заданому напрацюванні елементів t в:

$$u_w = u_w(\rho, t), \quad (10)$$

$$u_w = u_{w1} + u_{w2}.$$

Функція щільності відповідає нормальному розподілу. Задана також функція щільності розподілу ймовірностей допустимого зносу:

$$u_w^* = u_w^*(\rho). \quad (11)$$

Ставиться завдання визначення ймовірності того, що поточний знос перевищує допустимий. У разі нормального розподілу ймовірність перевищення поточного значення величини зносу u_w і допустимим визначається виразом:

$$F(u_p) = 0,5 + \varphi(u_p), \quad (12)$$

де $\varphi(u_p)$ – інтеграл ймовірності;

u_p – квантиль розподілу визначається по залежності:

$$u_p = \frac{n-1}{(v_*^2 n^2 + v^2)^{1/2}}, \quad (13)$$

де n – коефіцієнт запасу;

$$n = \frac{u_w^*}{u_w}, \quad (14)$$

$$v_* = \frac{\sigma_w^*}{u_w^*}, \quad v = \frac{\sigma_w}{u_w}, \quad (15)$$

де σ_w^* , σ_w – середньоквадратичне відношення допустимого і поточного зносу;

v_* , v – коефіцієнти варіації допустимого і поточного зносу.

Величину допустимого зносу можна прийняти постійною, тоді при $v_* = 0$ з (13) маємо:

$$u_p = -\frac{n-1}{v}. \quad (16)$$

Ймовірність перевищення допустимого зносу в цьому випадку:

$$F(\Delta u_w) = 0,5 + \varphi\left(-\frac{n-1}{v}\right), \quad (17)$$

а ймовірність неперевихнення або надійність роботи елемента:

$$P(\Delta u_w) = 0,5 - \varphi\left(-\frac{n-1}{v}\right). \quad (18)$$

Тут може розглядатися в якості загального критерію ймовірність безвідмовної роботи $P(\Delta u_w)$.

Найбільш трудомістким в визначенні надійності елемента по зносу є визначення коефіцієнта варіації поточного зносу. Для точного визначення потрібні численні статистично представницькі випробування на знос.

При відсутності даних по таких випробуваннях наближено з деякою точністю коефіцієнт варіації для нормального розподілу може бути визначено при наявності середнього \bar{u}_w і максимального u_{wmax} значення зносу з урахуванням правила «трьох сигм» по залежності:

$$v = \frac{u_{w\max} - \bar{u}_w}{3\bar{u}_w} \quad (19)$$

Нехай для двох пар тертя відомі такі величини:

- 1) $(\bar{u}_{w1}, \bar{u}_{w2})$ – середній знос елементів першої пари тертя; $(\bar{u}_{w3}, \bar{u}_{w4})$ – середній знос елементів другої пари тертя;
- 2) максимальні значення зносу елементів $(u_{w1\max}, u_{w2\max})$; $(u_{w3\max}, u_{w4\max})$;
- 3) u_{w1}^*, u_{w3}^* – допустимий знос найбільш відповідального елемента;
- 4) u_{w12}^*, u_{w34}^* – сумарний допустимий знос пар тертя;
- 5) $v_1, v_2, v_3, v_4, v_{12}, v_{34}$ – коефіцієнти варіації зносу кожного елемента і їх суми.

Потрібно порівняти дві пари тертя:

- 1) за середнім зносом найбільш відповідальних елементів;
- 2) за середнім сумарним зносом;
- 3) по зносу елементів при заданій надійності (ймовірності безвідмовної роботи).

Можливі порівняння пари тертя за різними критеріями:

- 1) за середнім зносом відповідальних елементів:

$$k_{13} = \frac{\bar{u}_{w1}}{\bar{u}_{w2}} \quad (20)$$

- 2) за сумарним середнім зносом обох елементів в парі:

$$k_{\Sigma} = \frac{\bar{u}_{w1} + \bar{u}_{w2}}{\bar{u}_{w3} + \bar{u}_{w4}} \quad (21)$$

- 3) за ймовірністю безвідмовної роботи вузлів тертя при заданому зносі відповідального вузла з урахуванням (24):

$$k_p = \frac{0,5 - \varphi_1 \left(\frac{n_1 - 1}{v_1} \right)}{0,5 - \varphi_3 \left(\frac{n_3 - 1}{v_3} \right)} \quad (22)$$

- 4) по зносу відповідальних вузлів в парі при заданій ймовірності: в цьому випадку спочатку будується функція надійності для однієї й іншої пари, а потім графічно при заданій надійності визначаються відповідні значення надійності.

У разі багатьох N пар тертя задані:

- 1) середні значення зносу елементів:

$$(\bar{u}_{w1}, \bar{u}_{w2}); (\bar{u}_{wi}, \bar{u}_{wi+1}); \dots; (\bar{u}_{wN-1}, \bar{u}_{wN});$$

- 2) максимальні значення зносу елементів:

$$(\bar{u}_{w1\max}, \bar{u}_{w2\max}); \dots; (u_{w(N-1)\max}, u_{wN\max});$$

- 3) допустимі значення зносу відповідальних елементів:

$$u_{w1}^*, u_{w3}^* \dots u_{wN-1}^*$$

Потрібно порівняти пари тертя:

- 1) за середнім зносом відповідальних пар тертя;
- 2) за ймовірністю безвідмовної роботи елементів пар тертя.

Критерії порівняння:

1) Критерієм для порівняння за середнім значенням може бути величина:

$$k_{ig} = \frac{\bar{u}_{wi}}{\bar{u}_{wg}}, \quad (23)$$

де u_{wg} – знос елемента прийнятий за базовий.

Критерієм для порівняння за ймовірністю безвідмовної роботи може бути величина:

$$k_{pi} = \frac{0,5 - \varphi_g \left(\frac{n_g - 1}{v_g} \right)}{0,5 - \varphi_i \left(\frac{n_i - 1}{v_i} \right)}. \quad (24)$$

Отже для випадку нормального розподілу зносу задача зводиться до порівняння варіантів, для яких задані середні значення зносу і коефіцієнти варіації розсіювання зносу.

Висновки

1. У нормальних умовах експлуатації підшипників ковзання виходу з ладу передуватиме тривалий процес розвитку тріщини і зносу. Застосування стандартних критеріїв надійності для підшипників є недостатнім і наближеними.

2. Розроблена розрахунково-експериментальна методика визначення стану, залишкового ресурсу, ймовірності безвідмовної роботи і інші параметри надійності. Методика може бути корисною при проектувальних розрахунках і оцінках ефективності заходів щодо підвищення довговічності підшипника ковзання.

3. Розглянуто різні способи порівняння численних варіантів надійності вузлів тертя по зносу з урахуванням розсіювання результатів випробувань. Для випадку нормального розподілу зносу задача зводиться до порівняння варіантів, для яких задані середні значення зносу і коефіцієнти варіації розсіювання зносу.

4. Запропонований спосіб складання рейтингу по надійності зводиться до порівняння ймовірностей перевищення поточного зносу над допустимим на першому етапі і порівняння середніх значень при заданій ймовірності перевищення на другому етапі.

Література

1. Chernets, M. V. Prediction of the life of a sliding bearing based on a cumulative wear model taking into account the lobing of the shaft contour [Text] / M. V. Chernets // Journal of Friction and Wear. – 2015. – №2(36). – P. 163–169.
2. Chernets, M., Chernets, J. Generalized method for calculating the durability of sliding bearings with technological out-of-roundness of details. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. V. 229, No. 2, 2015, P. 216-226.
3. Кузьменко А.Г. Подшипники скольжения: прочность, износ, надежность. Методы расчетов и испытаний : монография / А.Г. Кузьменко. – Хмельницький: ХНУ, 2014.-251 с.
4. Пространственно-временные критерии надежности подшипников скольжения / Ю. Ф. Приходько, А. Г. Кузьменко // Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта вагонов. – Гомель : БелИИЖТ, 1984. – С. 65–73.
5. Soldatenkov A., Mezrin A.M., Sachek B.Ya. Implementation of asymptotics of the wear contact problem solution for identifying the wear law based on the results of tribological tests. Journal of Friction and Wear. 2017, Volume 38, Issue 3, pp 173–177.
6. Adrian A. Schmidt, Timo Schmidt, Oliver Grabherr, Dirk Bartel. Transient wear simulation based on three-dimensional finite element analysis for a dry running tilted shaft-bushing bearing. Wear, Volumes 408–409, 2018, p.p. 171-179.
7. Massi F., Bouscharain N., Milana S., Le Jeune G., Maheo Y., Berthier Y. Degradation of high loaded oscillating bearings: Numerical analysis and comparison with experimental observations, Wear, Volume 317, Issues 1–2, 2015, p.p. 141-152.

Надійшла в редакцію 20.06.2018

Dykha O.V., Makovkin O.M., Posonsky S.F. **Spatial-temporal criteria and ratings of tribo reliability of sliding bearings of transport vehicles.**

Bearings of sliding require the development of special criteria and materials for assessing their reliability. Under normal conditions of use, the bearings of slip failure are preceded by a long process of cracks and wear. The application of standard bearing criteria for bearings is inadequate and approximate. The design and experimental method of determination of the state, residual resouss, probability of failure-free operation and other parameters of reliability are developed. The method can be useful in design calculations and assessments of the effectiveness of measures to improve the longevity of the bearing slip. Different ways of comparison of numerous variants of reliability of friction units for wear are considered, taking into account scattering of test results. For the case of a normal wear distribution, the problem is reduced to comparing variants for which average wear values and coefficients of variation of scattering wear are given. The proposed method of rating reliability is reduced to comparing the probabilities of exceeding the current depreciation above the allowable in the first stage and comparing the average values with a given probability of excess in the second stage.

Key words: bearings of sliding, criteria of wear resistance, reliability rating, probability of failure-free operation.

References

1. Chernets, M. V. Prediction of the life of a sliding bearing based on a cumulative wear model taking into account the lobing of the shaft contour. *Journal of Friction and Wear*. 2015. №2(36). P. 163–169.
2. Chernets, M., Chernets, J. Generalized method for calculating the durability of sliding bearings with technological out-of-roundness of details. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. V. 229, No. 2, 2015, P. 216-226.
3. Кузьменко А.Г. Подшипники скольжения: прочность, износ, надежность. Методы расчетов и испытаний : монография. Хмельницкий: ХНУ, 2014. 251 с.
4. Пространственно-временные критерии надежности подшипников скольжения. Ю. Ф. Приходько, А. Г. Кузьменко. Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта вагонов. Гомель. БелИИЖТ, 1984. С. 65–73.
5. Soldatenkov A., Mezrin A.M., Sachek B.Ya. Implementation of asymptotics of the wear contact problem solution for identifying the wear law based on the results of tribological tests. *Journal of Friction and Wear*. 2017, Volume 38, Issue 3, pp 173–177.
6. Adrian A. Schmidt, Timo Schmidt, Oliver Grabherr, Dirk Bartel. Transient wear simulation based on three-dimensional finite element analysis for a dry running tilted shaft-bushing bearing. *Wear*, Volumes 408–409, 2018, p.p. 171-179.
7. Massi F., Bouscharain N., Milana S., Le Jeune G., Maheo Y., Berthier Y. Degradation of high loaded oscillating bearings: Numerical analysis and comparison with experimental observations, *Wear*, Volume 317, Issues 1–2, 2015, p.p. 141-152.