

Гайдамака А.В.Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут",
м. Харків, Україна**ВИПРОБУВАННЯ НА ЗНОС ДЕТАЛЕЙ
РОЛИКОПІДШИПНИКІВ ВАЖКИХ
РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.
2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ****Аналіз досліджень**

Найпоширеніші види підшипників важких режимів експлуатації – роликопідшипники букс колісних пар вагонів та локомотивів потребують підвищення працездатності за критерієм тепловиділення і зносостійкості. Відсутність способів та обладнання для випробування на знос будь-яких деталей таких підшипників стримують роботи по вдосконаленню їх конструкції. Тому в роботі [1] запропоновані способи та обладнання для випробування на знос будь-яких робочих поверхонь кільця, роликів та сепаратора роликопідшипників важких режимів експлуатації. Переваги розроблених способів випробування на знос деталей підшипника полягають в тому, що випробування можна проводити у форсованому режимі за рахунок збільшення швидкості ковзання/кочення чи навантаження для конкретного спряження і оперативно отримувати результати з конструктивних змін. Складність прискорених випробувань на зносостійкість полягає в тому, що неконтрольована інтенсифікація вказаних режимів може привести до суттєвої зміни напруг, деформацій і температур в зонах контакту, які змінять картину старіння та руйнування матеріалів, а отже приведуть до переходу від вивчаємого виду зношування до стороннього і нетипового для дослідної деталі [2, 3]. Для отримання у прискорених випробуваннях аналогічних видів зношування деталей підшипників, як і в експлуатаційних умовах, необхідно розробити критерії подоби випробувань, визначити умови моделювання, сформулювати рекомендації по встановленню параметрів моделі та переходу від моделі до оригіналу. Розрахунки режимів модельних випробувань можуть бути виконані на основі теорії подоби та моделювання [4].

Мета публікації

Метою публікації є розробка та експериментальна перевірка критеріїв подоби модельних і натурних випробувань на знос поверхонь тертя ковзання деталей підшипників кочення на прикладі спряжень "кільця сепаратора – базуюче кільце" і "торець ролика – борт кільця" циліндричних роликопідшипників типу 2726, що встановлюють в букси колісних пар вантажних та пасажирських вагонів.

Основний матеріал

Вибір параметрів моделювання процесів зношування антифрикційних вузлів тертя в умовах граничного змащування ґрунтується на аналізі факторів впливу, які, згідно з [2, 5 - 7], можна об'єднати у наступні групи:

- зовнішня механічна дія: величина та характер навантаження і швидкість відносного руху поверхонь;
- макро- і мікрогеометрія поверхонь, зближення контактуючих деталей;
- об'ємна температура і температурний градієнт;
- фізико-механічні і теплофізичні властивості матеріалів деталей, стан оточуючого середовища;
- трибомеханічні і теплотехнічні властивості мастила та його витрата;
- шлях тертя чи термін тертя.

Приймається, що процес зношування спряжень "сепаратор – базуюче кільце" і "торець ролика – борт кільця" характеризується ваговим зносом I_q [2] деталей, який уявляється функцією факторів впливу:

$$I_q = f(F, V, S, f, t, \Delta t, E, \varepsilon, HB, H_{\mu}, \sigma_T, R_z, R, c, \lambda, A_y, l, Q), \quad (1)$$

де – F навантаження в контактї;

V – швидкість ковзання;

S – площа контакту;

f – коефіцієнт тертя;

t – об'ємна температура;

Δt – температурний градієнт;

E – модуль пружності;

ε – коефіцієнт об'ємного розширення;

HB – твердість;

H_{μ} – мікротвердість;

σ_T – межа текучості;

R_z – середня висота мікронерівностей профілю поверхні;

R – середній радіус закруглень мікронерівностей;

l – шлях тертя;

c – коефіцієнт теплоємності матеріалу деталі;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу деталі;

A_y – питома робота зношування, що характеризує змащувальну (трибологічну) властивість мастила;

Q – витрата мастила.

Фактори навантаження і макрогеометрії в дослідженні зносу сепаратора об'єднуються у параметр тиску – $P = F/S$, навантаження і швидкість ковзання в дослідженні зносу торця ролика об'єднуються у параметр потужності тертя – $W = F \cdot V$. Оскільки швидкість ковзання деталей циліндричних роликотідшипників колісних пар вагонів в експлуатації не перевищує 2 м/с, то згідно з [8] на процес зношування в умовах граничного змащування сепаратора і торців роликів суттєво впливають фізико-механічні властивості матеріалів деталей і властивості мастила. Отже вплив теплових процесів на зношування деталей підшипників типу 2726 не є домінуючим, а температурні параметри та параметри теплотехнічних властивостей матеріалів деталей не враховуються. При модельних випробуваннях натурних деталей підшипників вважається, що умови тертя їх спряжень такі самі як і в складі підшипника ($f_m = f_n$) з однаковим впливом мікрогеометрії при однаковій витраті мастила в модельному та натурному експериментах ($Q_m = Q_n$). З урахуванням зазначеного вираз (1) спрощується і має вигляд:

$$I_q = f(F, V, S, A_y, l). \quad (2)$$

Параметри моделювання та їх розмірності подані в таблиці.

Параметр	Розмірність в системі	
	СІ	MLT
F	Н	$M^1 L^1 T^{-2}$
V	м/с	$M^0 L^1 T^{-1}$
S	м ²	$M^0 L^2 T^0$
A_y	Дж/м ³	$M^1 L^{-1} T^{-2}$
l	м	$M^0 L^1 T^0$
I_q	кг/м ³	$M^1 L^{-3} T^0$

При моделюванні зношування трибоспряження “сепаратор – базуюче кільце” циліндричних роликотідшипників типу 2726 вводяться наступні основні допущення:

- площа контакту S_c сепаратора з базуючим кільцем постійна (перекос сепаратора відсутній);
- сепаратор здійснює рівномірний обертний рух;
- в модельних та натурних випробуваннях застосовується одне мастило;
- властивості оточуючого середовища моделі і оригінала однакові.

З урахуванням введених допущень процес зношування спряження “сепаратор – базуюче кільце” має вигляд:

$$I_{q_c} = f_c(P_c, V_c, l_c), \quad (3)$$

де I_{q_c} – ваговий знос сепаратора;

P_c – тиск в контакті сепаратора з бортами кільця ($P_c = F_c/S_c$);

V_c – швидкість тертя ковзання сепаратора;

l_c – шлях тертя сепаратора.

Критерії подоби визначаються методом аналізу розмірностей [4]. Для трьох базисних змінних P_c, V_c, l_c базисний визначник:

$$D_0 = \begin{vmatrix} M & L & T \\ P_c & 1 & -1 & -2 \\ V_c & 0 & 1 & -1 \\ l_c & 0 & 1 & 0 \end{vmatrix} = 1.$$

Визначники для побудови критерія подоби зносу:

$$\begin{array}{ccc} M & L & T \\ I_{qc} \left| \begin{array}{ccc} 1 & -3 & 0 \\ 0 & 1 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{array} \right| = 1; & P_c \left| \begin{array}{ccc} 1 & -1 & -2 \\ 1 & -3 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{array} \right| = -2; & P_c \left| \begin{array}{ccc} 1 & -1 & -2 \\ 0 & 1 & -1 \\ 1 & -3 & 0 \end{array} \right| = 0. \end{array}$$

Об'єднання всіх параметрів дає критерій подоби зносу дослідного трибоспряження:

$$\pi_{I_{qc}} = \frac{I_{qc} \cdot V_c^2}{P_c}. \quad (4)$$

Підставивши в критерій подоби (4) замість змінних величин формули їх розмірностей (див. таблицю), отримуємо, що $\pi_{I_{qc}}$ – безрозмірний параметр. Згідно до першої теореми подоби [4] критерій подоби $\pi_{I_{qc}}$ для моделі і натурі повинен бути однаковим, тобто:

$$\pi_{I_{ch}} = \pi_{I_{cm}}, \quad \frac{I_{ch} \cdot V_{ch}^2}{P_{ch}} = \frac{I_{cm} \cdot V_{cm}^2}{P_{cm}}. \quad (5)$$

Отже, величина зносу дослідного спряження в підшипнику через знос моделі визначається за виразом:

$$I_{ch} = I_{cm} \cdot \frac{P_{ch}}{P_{cm}} \cdot \left(\frac{V_{cm}}{V_{ch}} \right)^2, \quad (6)$$

де V_{cm} , V_{ch} – відповідно швидкості ковзання сепаратора в модельному і натурному спряженнях. Величина V_{ch} визначається через частоту n_e обертання вала підшипника згідно [9] за виразом:

$$V_{ch} = \pi \cdot n_e \cdot D_c \frac{D_0 - D_w}{120 D_0}, \quad (7)$$

де D_c – діаметр поверхні тертя сепаратора;

D_0 – діаметр центрів тіл кочення;

D_w – діаметр тіла кочення.

Залежність величини тиску P_{ch} в контакті сепаратора з бортами базуючого кільця від радіального навантаження F_r роликотідшипника типу 2726 для найпоширеніших експлуатаційних режимів встановлена експериментально в роботі [10]. Наприклад, для діапазону зміни $F_r = 30 \dots 50$ кН при частоті обертання внутрішнього кільця 400 хв^{-1} сила F_{ch} в контакті сепаратора з бортами базуючого кільця змінюється в межах $0,4 \dots 0,68$ кН. По експериментальним точкам залежності $F_{ch} = \varphi(F_r)$ методом найменших квадратів отримано рівняння:

$$P_{ch} = \frac{1}{S_c} (-0,02 + 0,014 F_r). \quad (8)$$

При моделюванні зношування трибоспряження “торець ролика – борт кільця” циліндричного роликотідшипників типу 2726 вводяться наступні основні допущення:

- площа контакту S_p торця ролика з бортом кільця постійна (перекіс ролика фіксований);
- всі ролики в підшипнику мають однакову довжину;
- осьове навантаження F_a , що діє на підшипник, розподіляється рівномірно по роликах радіальної зони навантаження, тобто на сім роликів з п'ятнадцяти в підшипниках типу 2726;
- властивості оточуючого середовища моделі і оригінала однакові.

З урахуванням введених допущень процес зношування трибоспряження “торець ролика – борт кільця” має вигляд:

$$I_{qp} = f_p(W_p, A_y, I_p), \quad (9)$$

де I_{qp} – вагомий знос торця ролика;

W_p – питома потужність тертя ролика ($W_p = F_p \cdot V_p$);

F_p – торцеве навантаження ролика;

V_p – швидкість тертя ковзання торця ролика;

l_p – шлях тертя торця ролика.

Критерії подоби визначаються методом аналізу розмірностей [4]. Для трьох базисних змінних W_p , A_y , l_p базисний визначник:

$$D_0 = \begin{matrix} & M & L & T \\ W_p & 1 & 2 & -3 \\ A_y & 1 & -1 & -2 \\ l_p & 0 & 1 & 0 \end{matrix} = -1.$$

Визначники для побудови критерія подоби зносу:

$$\begin{matrix} & M & L & T \\ I_{qp} & 1 & -3 & 0 \\ A_{yp} & 1 & -1 & -2 \\ l_p & 0 & 1 & 0 \end{matrix} = 2; \quad \begin{matrix} & M & L & T \\ W_p & 1 & 2 & -3 \\ I_{qp} & 1 & -3 & 0 \\ l_p & 0 & 1 & 0 \end{matrix} = -3; \quad \begin{matrix} & M & L & T \\ W_p & 1 & 2 & -3 \\ A_{yp} & 1 & -1 & -2 \\ I_{qp} & 1 & -3 & 0 \end{matrix} = -4.$$

Об'єднання всіх параметрів дає критерій подоби зносу трибоспряження “торець ролика – борт кільця”:

$$\pi_{I_{qp}} = \frac{I_{qp} \cdot W_p^2}{A_{yp}^3 \cdot l_p^4}. \quad (10)$$

Підставивши в критерій подоби (9) замість змінних величин формули їх розмірностей (див. таблицю), отримуємо, що π_{I_p} – безрозмірний параметр. Відповідно до першої теореми подоби [4] маємо:

$$\pi_{I_{pn}} = \pi_{I_{pm}}; \quad \frac{I_{pn} \cdot W_{pn}^2}{A_{yn}^3 \cdot l_{pn}^4} = \frac{I_{pm} \cdot W_{pm}^2}{A_{ym}^3 \cdot l_{pm}^4}. \quad (11)$$

Отже, величина зносу дослідного спряження в підшипнику через знос моделі визначається за виразом:

$$I_{pn} = I_{pm} \left(\frac{W_{pm}}{W_{pn}} \right)^2 \cdot \left(\frac{A_{yn}}{A_{ym}} \right)^3 \cdot \left(\frac{l_{pn}}{l_{pm}} \right)^4. \quad (12)$$

де W_{pn} , W_{pm} – відповідно потужності тертя торця ролика з бортом кільця в модельному та натурному спряженні;

l_{pn} , l_{pm} – відповідно шляхи тертя ковзання торця ролика по борту кільця в модельному та натурному спряженнях;

A_{ym} , A_{yn} – відповідно трибологічні властивості мастила у модельному та натурному спряженні.

Величина V_{pn} визначається через частоту обертання вала n_ϵ за виразом [9]:

$$V_{pn} = \pi n_\epsilon \frac{D_0^2 - D_w^2}{120 D_0}, \quad (13)$$

а величина P_{pn} – через осьову силу F_a , що діє на підшипник, згідно з допущенням про її рівномірний розподіл по роликах зони радіального навантаження:

$$P_{pn} = F_a / 7S. \quad (14)$$

Експериментальна перевірка критеріальних співвідношень (6) та (12) проводилась за результатами визначення зносу модельного і натурального трибоспряжень на випробувальних стендах, що презентовані в роботі [1]. Співставлення результатів випробувань показує, що розходження зносів натурального і модельного сепараторів та зносів натурального і модельного торців роликів не перевищує відповідно 27 і 22 %. Отже, отримані результати, згідно [4], є цілком прийнятні, а критерії подоби (4) і (10), на основі яких вибрані режими випробувань, треба вважати достовірними.

Висновки

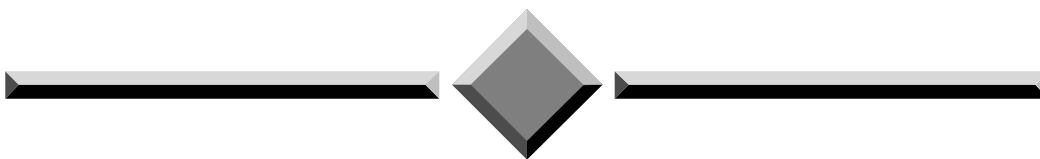
1. Вперше отримано критерії зносу трибоспряджень “кільця сепаратора – базуюче кільце” та “торець ролика – борг кільця” роликотідшипників букс колісних пар вагонів, на основі яких можна вибрати режими форсованих випробувань.

2. Експериментальна перевірка отриманих критеріїв зносу дослідних спряджень на прикладі циліндричних роликотідшипників букс колісних пар вагонів встановила їх достовірність, що дає можливість використання критеріїв для дослідження та вдосконалення деталей роликотідшипників важких режимів експлуатації.

Література

1. Гайдамака А.В. Метод випробування на знос трибоспряджень роликотідшипників важких режимів експлуатації. 1.Способи та обладнання // Проблеми трибології. – 2011. – № 1. – С. 19-24.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
3. Евдокимов Ю.А. Условия моделирования процессов граничного трения и износа в подшипниках скольжения. – Тр. РИИЖТа. –1972. – Вып. 84. – С. 3-62.
4. Веников А.В. Теория подобия и моделирования. – М.:Высш. шк. – 1976. – 470 с.
5. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
6. Справочник по триботехнике: В 3т. Т.2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
7. Браун Э.Д. Моделирование трения и изнашивания в машинах. / Э.Д. Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В.Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.
8. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н.Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
9. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.
10. Гайдамака А.В. Повышение грузоподъемности и снижение сопротивления вращению тяжело нагруженных роликотідшипников за счет изменения конструкции и материала сепаратора: Дис...канд. техн.наук. – Харьков, 1988. – 209 с.
11. Войтов В.А. Конструктивная износостойкость узлов трения гидромашин. Ч II. Методология моделирования граничной смазки в гидромашинах: Монография. – Харьков: Центр Леся Курбаса, 1997. – 152 с.

Надійшла 20.03.2011



ЧИТАЙТЕ

журнал

“Problems of Tribology”

во всемирной сети

INTERNET !

<http://www.tup.km.ua/science/journals/tribology/>