

ТОВ "НДІ "Редуктор" сприяє замовникам в отриманні комп'ютерної версії або копії на паперовому носії стандартів з нормативної бази ТК-47. Запити треба відправляти за адресами: niireductor@yandex.ru, niiredut@l.com.ua.

Список літератури: 1. ДСТУ 2796-94 Приводи механічні. Методи випробувань. 2. ДСТУ ISO 8579-1 Правила приймання зубчастих передач. Частина 1. Правила випробування на шум. 3. ДСТУ ISO 8579-2 Правила приймання зубчастих передач. Частина 2. Визначення механічних вібрацій редукторів під час приймальних випробувань. 4. ДСТУ ISO 10064-4 Циліндричні зубчасті передачі. Практичні правила приймання. Частина 4. Рекомендації, що стосуються структури поверхні і перевірки плями контакту зубців. 5. Патент України № 59421 від 10.05.2011 р.

Надійшла до редколегії 26.04.12

УДК 621.822

А.В. ГАЙДАМАКА, к.т.н., професор каф. ДМ та ПМ НТУ "ХПІ", Харків

МЕТОД ПРИСКОРЕНОГО РЕСУРСНОГО ВИПРОБУВАННЯ РОЛИКОПІДШИПНИКІВ ВАЖКИХ РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Запропоновано метод форсування ресурсних випробувань роликопідшипників важких режимів навантаження за рахунок утворення контрольованої постійно діючої неспіввідносності кілець, що дозволяє на порядок скоротити термін випробувань. Вибір режиму форсування пропонується виконувати на основі методу аналізу розмірностей змінних моделювання.

Предложен метод форсированных ресурсных испытаний роликоподшипников тяжелых режимов нагружения за счёт образования контролируемой постоянно действующей несоосности колец, позволяющий на порядок сократить срок испытаний. Выбор режима форсирования предлагается выполнять на основе метода анализа размерностей переменных моделирования.

The method of forcing the resource tests of roller bearing heavy load due to the formation of modes controlled permanent misaligned of the rings, that allows to shorten the test procedure. The choice of regime of forcing to perform based on the method of analysis dimensions modeling variables.

Актуальність задачі. Скорочення і здешевлення терміну ресурсних випробувань роликопідшипників важких режимів експлуатації, до яких відносять циліндричні роликопідшипники букс колісних пар вагонів та локомотивів, є актуальною задачею надійності машин. Відомі методи форсування режимів випробування підшипників кочення [1] при збільшенні їх навантаження та швидкості обертання вала не можуть вважатися вдосконаленими. Фізична сутність та математичний апарат метода прогресивного збільшення навантаження підшипника при його ресурсному випробуванні потребує подальшої розробки і уточнення. Недоліком метода збільшення швидкості обертання вала є обмеження працездатності з боку сепаратора, а зміна кінематики підшипника шляхом підбору протилежно спрямованих швидкостей кілець для зупинки сепаратора впливає на змащування деталей та його ресурс і не відповідає дійсним умовам функціонування. Тому прискорювати ресурсні випробування роликопідшипників пропонується більш природнім шляхом – утворенням неспіввідносності кілець [2]. Саме неспіввідносність кілець роликопідшипників спричинює передчасний вихід з ладу через концентрацію контактних напружень [3-9].

Постановка задачі. Ступінь впливу неспіввідносності кілець на ресурс підшипників кочення визначається відомими формулами [10]. Якщо ресурс, наприклад роликопідшипника в умовах співвідносності кілець визначають за виразом

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{10/3}, \quad (1)$$

то ресурс того ж підшипника в умовах неспіввідносності кілець визначається виразом

$$L_{hf} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r \cdot f_\theta} \right)^{10/3}, \quad (2)$$

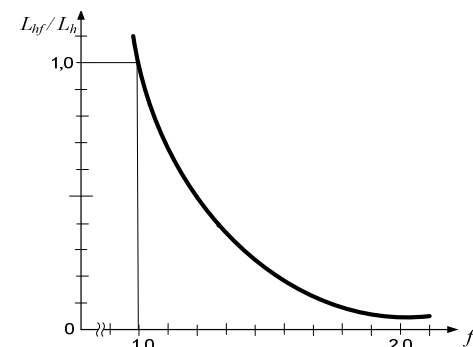
де f_θ – коефіцієнт неспіввідносності кілець; $f_\theta = 1 + \theta/\theta_0$, якщо ролик на всій робочій довжині зберігає контакт з доріжкою кочення; $f_\theta = 2\sqrt{\theta/\theta_0}$, якщо ролик контактує з доріжкою кочення на частині робочої довжини; тут θ – величина кута можливої неспіввідносності кілець; θ_0 – граничний кут неспіввідносності кілець, при якій ролик на всій своїй робочій довжині продовжує зберігати контакт з доріжками кочення $\theta_0 = 1,1 \cdot 10^{-4} F_r / (Z \cdot l^2)$.

З урахуванням (1) і (2) відносний ресурс підшипника визначається як

$$\frac{L_{hf}}{L_h} = \left(\frac{1}{f_\theta} \right)^{10/3} \quad (3)$$

і є спадною функцією коефіцієнта неспіввідносності кілець (див. рисунок).

Встановлена фізична залежність (3) може бути використана для теоретичного обґрунтування метода прискорених ресурсних випробувань підшипників кочення. Режим форсування випробувань роликопідшипників за рахунок утворення контрольованої неспіввідносності кілець визначається на основі теорії подоби та моделювання, оскільки обов'язковою умовою таких випробувань є створення аналогічних видів зношування і отримання лінійної залежності між зношуванням та шляхом тертя [11].



Метою публікації є розробка теоретичного обґрунтування метода форсованих ресурсних випробувань роликопідшипників за рахунок утворення контрольованої неспіввідносності кілець на основі теорії подоби та моделювання.

Основний матеріал. Дослідження [12-18] процесів контактного руйнування поверхневих шарів кочення кілець та роликів підшипників показують

вплив на ресурс чисельних конструкційних, технологічних, експлуатаційних факторів. До конструкційних факторів відносять макро- та мікрогеометрію поверхонь деталей, допуски на розміри, величини зазорів. Технологічні фактори включають марку сталі, твердість та механічні характеристики матеріалу; щільність, розташування, величину та форму дефектів (неметалевих включень, газових пустот та раковин); залишкові напруження. Експлуатаційні фактори визначаються величиною та розташуванням зовнішньої радіальної та осьової сил, їх співвідношенням та можливістю утворення неспіввісності кілець, швидкістю обертання, температурою в контакті, проковзуванням в контакті, способом змащування, якістю обслуговування. При цьому залежність ресурсу підшипника кочення від величини неспіввісності кілець описується функцією, що наведена вище.

З урахуванням викладеного функція ресурсу підшипника кочення має вид:

$$L_r = \varphi(H_i, W_j, R_n, A_m, \varepsilon, E, HRC, h_\mu, G_T, \sigma_0, C_r, \lambda, A_y, Q, f_\theta^{1.03}, c, N_y, F_r, V, S, l, Z, f, t, \Delta t, K_{cp}), \quad (4)$$

де H_i – макровідхилення поверхні (максимальна висота, висота зглажування); W_j – хвилястість поверхні (технологічна, експлуатаційна, поперечна, повздовжня); R_n – шорсткість поверхні (середнє арифметичне відхилення профілю за десятьма точками, середній крок за вершинами локальних виступів); A_m – зазори (радіальний початковий підшипника, осьовий у торцевому контакті, боковий у гнізді сепаратора, радіальний сепаратора); E – модуль пружності матеріалу; ε – коефіцієнт об'ємного розширення; HRC – твердість; h_μ – мікротвердість; G_T – межа текучості; c – коефіцієнт теплоємності матеріалу; λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу; σ_0 – початкове напруження; A_y – триботехнічні властивості мастила; Q – витрата мастила; C_r – динамічна вантажність; F_r – радіальна сила в контакті; f_θ – коефіцієнт неспіввісності кілець; V – колова швидкість обертання; S – площа контакту; f – коефіцієнт тертя ковзання; l – шлях тертя; t – об'ємна температура; Δt – температурний градієнт; K_{cp} – коефіцієнт, що враховує вплив оточуючого середовища (температура, вологість, забрудненість); N_y – кількість циклів навантаження контакту; Z – число роликів у підшипнику.

При натурному моделюванні вагонних буксових роликопідшипників на стенді характеристики макро- та мікрогеометрії поверхонь, фізико-механічні та теплофізичні характеристики матеріалів, умови тертя та змащування, вплив оточуючого середовища припускаються однаковими. При з'єднанні радіальної сили F_r та коефіцієнта неспіввісності кілець f_θ , згідно виразу (3), прийнято $F_{r\theta} = F_r \cdot f_\theta^{1.03}$. Фактор $F_{r\theta}$ в свою чергу з'єднаний з параметром площини S так, що $\sigma_{H\theta} = F_{r\theta}/S$ та з параметром V , утворюючи параметр питомої потужності $W = \sigma_{H\theta} \cdot V$. З урахуванням викладеного вираз (4) спрощується

$$L_h = \tilde{\varphi}(W, C_r, l). \quad (5)$$

Параметри моделювання та їх розмірності наведені в таблиці.

Для трьох базисних змінних W, C_r, l базисний визначник має вид:

Параметр	Розмірність в системі	
	CI	MLT
L_h	c	$M^0 L^0 T^1$
W	$\kappa z / c^3$	$M^1 L^0 T^{-3}$
C_r	H	$M^1 L^1 T^{-2}$
l	m	$M^0 L^1 T^0$

$$D_0 = C_r \begin{vmatrix} M & L & T \\ W & 1 & 0 & -3 \\ 1 & 1 & -2 \\ l & 0 & 1 & 0 \end{vmatrix} = -1.$$

Визначники для побудови критерію ресурсу:

$$L_h \begin{vmatrix} M & L & T \\ 1 & 0 & -3 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 \end{vmatrix} = -1; \quad W \begin{vmatrix} M & L & T \\ 1 & 0 & -3 \\ 1 & 1 & -2 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 1.$$

Відповідно до правил запису формул критерію подоби [11] отримуємо

$$\pi_L = \frac{L_h \cdot W \cdot l}{C_r} = \frac{L_h \cdot \sigma_H \cdot f_\theta^{10/3} \cdot V \cdot l}{C_r}. \quad (6)$$

Згідно з першою теоремою подоби критерій π_L для моделі та оригінала повинен бути однаковим, тобто

$$\pi_{LH} = \pi_{LM}; \quad \frac{L_{hH} \cdot \sigma_{HH} \cdot f_{\theta H}^{10/3} \cdot V_H \cdot l_H}{C_{rH}} = \frac{L_{hM} \cdot \sigma_{HM} \cdot f_{\theta M}^{10/3} \cdot V_M \cdot l_M}{C_{rM}}. \quad (7)$$

Якщо в експерименті прийняти $C_{rH} = C_{rM}$, $V_H = V_M$, то умова моделювання прискорених ресурсних випробувань роликопідшипників за рахунок збільшення f_θ має вид:

$$L_{hH} = L_{hM} \left(\frac{\sigma_{HM}}{\sigma_{HH}} \right) \left(\frac{f_{\theta M}}{f_{\theta H}} \right)^{10/3} \left(\frac{l_M}{l_H} \right). \quad (8)$$

Припускаючи, що в натурному підшипнику відсутня неспіввісність кілець, величини σ_{HH} , σ_{HM} можуть бути знайдені згідно з [10]. Тоді, позначаючи коефіцієнт $\chi_\theta = \sigma_{HM} / \sigma_{HH}$, маємо:

$$\chi_\theta = \sqrt{\frac{l_p}{l_y} \left(1 + \frac{\theta \cdot Z \cdot l_y^2}{9,2\alpha \cdot F_r} \right)},$$

якщо ролик по всій довжині зберігає контакт з доріжкою кочення кілець (мала неспіввісність);

$$\chi_\theta = \frac{Z \cdot l_p^2 \cdot \theta}{9,2\alpha \cdot F_r},$$

якщо на частині робочої довжини ролика утворився зазор між доріжками кочення кілець (велика неспіввісність), де l_p – робоча довжина ролика; l_y – ефективна довжина ролика; α – коефіцієнт деформації, $\alpha = 6,71 \cdot 10^{-7}$ 1/МПа.

Таким чином, остаточно умова моделювання прискорених ресурсних випробувань роликопідшипників має вид:

$$L_{hH} = L_{hM} \cdot \chi_{\theta} \left(\frac{f_{\theta M}}{f_{\theta H}} \right)^{10/3} \left(\frac{l_M}{l_H} \right). \quad (9)$$

Попередній аналіз виразу (7) показав, що він, по-перше, безвимірний, по-друге, забезпечена зворотна пропорційність між зносом L_h і динамічною вантажністю C_r і, по-третє, збережена фізична залежність між відносним ресурсом (L_{hM}/L_{hH}) та зворотною величиною коефіцієнта неспіввідності кілець $(1/f_{\theta})^{10/3}$. При умові, що натурні випробування проводяться із збереженням співвідношення (l_M/l_H) виразу (9) та (3) відрізняються лише величиною коефіцієнта χ_{θ} . Наявність у виразі (9) коефіцієнта χ_{θ} треба вважати обґрунтованим, виходячи із суті фізичних явищ в контактній твердих деформованих тіл.

Експериментальну перевірку достовірності критерію (7) можна здійснити порівнянням ресурсу натурального підшипника у звичайних умовах випробування при відсутності неспіввідності кілець та ресурсу модельного підшипника у форсованому режимі випробування за рахунок утворення неспіввідності кілець. Навантаження та число оборотів необхідно підбирати так, щоб розрахунковий ресурс підшипників був у межах 50...200г, а число оборотів на хвилину складало 0,4...0,6 від гранично допустимого n_{max} для підшипника даного типорозміру [1]. За величиною відхилення L_{hM} від L_{hH} можна робити висновок про достовірність результатів прискорених випробувань.

Висновки:

1. Перевагою запропонованого метода прискорених ресурсних випробувань є відносна простота його реалізації, однак необхідно додатково застосувати пристрій для утворення, вимірювання та контролю величини неспіввідності кілець дослідного підшипника.
2. Величина прискорення ресурсних випробувань визначається співвідношенням кутів неспіввідності кілець модельного та натурального підшипників у межах допустимих їх значень умовами експлуатації.
3. Кваліфікована перевірка достовірності результатів метода прискорених ресурсних випробувань можлива на спеціальних стендах заводу – виробника чи підприємства – споживача підшипників кочення.

Список літератури: 1. *Спришевский А.И.* Подшипники качения. – М.: Машиностроение, 1969. – 632с. 2. Пат. № 57059 України, МПК G 01 N 3/56. Спосіб прискорення ресурсних випробувань підшипників кочення / *А.В. Гайдамака* (Україна). – № u200900061; Заяв. 05.01.2009; Надр. БВ №15, 2009р. – 2с. 3. *Саверский А.С.* Влияние перекаса колец на работоспособность подшипников качения (обзор). – М.: НИИАвтопром, 1976. – 56с. 4. *Квасов В.И., Циханович Л.Г.* Влияние перекасов на долговечность цилиндрических роликоподшипников / Контактно-гидродинамическая теория смазки и её практическое применение в технике. – Г Всероссийская конференция. Тезисы докладов. – Куйбышев, 1972. – С.29-30. 5. *Батенков С.В.* Анализ влияния перекаса колец на долговечность цилиндрических роликоподшипников / Труды ВНИПП. – 1979. – Вып.3. – С.111-121. 6. *Галахов М.А.* Влияние перекаса колец на распределение давления вдоль образующей цилиндрического ролика / Труды ВНИПП. – 1974. – Вып.5. – С.73-80. 7. *Харрис Т.* Влияние перекаса на усталостную долговечность цилиндрических роликоподшипников с закруглёнными роликами // Проблемы трения и смазки. – 1969. – Т.2. – С.91-101. 8. *Зантопулос Н.* Влияние перекаса на долговечность конических роликоподшипников // Проблемы трения и смазки. – 1972. – Т.2. – С.82-89. 9. *Родзевич Н.В.* Выбор и расчёт оптимальной образующей тел качения для роликоподшипников // Машиноведение. – 1970. – №4. – С.83-90. 10. *Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я.* Подшипники

качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 572с. 11. *Веников А.В.* Теория подобия и моделирования. – М.: Высш. шк., 1976. – 470с. 12. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. *В.Н. Нарышкина* и *Р.В. Коротаевского*. – М.: Машиностроение, 1984. – 277с. 13. Подшипниковые узлы современных машин и приборов: Энциклопедический справочник / Под общ. ред. *В.Б. Носова*. – М.: Машиностроение, 1997. – 640с. 14. *Колесников Ю.В., Морозов Е.М.* Механика контактного разрушения. – М.: Наука, 1989. – 224с. 15. *Добромыслов Н.Н., Борисов Ю.С., Лукьянов Д.В.* Расчет показателей безотказности и долговечности крупногабаритных подшипников качения по критериям контактной усталости и износа // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1990. – №2. – С.67-72. 16. *Абдуллаев А.И., Гарибов М.А.* Уточнение расчета ресурса подшипника качения с учетом свойств смазочного материала // Проблемы машиностроения. – 1994. – №3. – С.24-27. 17. *Народецкий М.З.* Научно-исследовательские работы в области теории расчета подшипников качения // Труды ВНИПП. – 1981. – №2. – С.3-13. 18. *Черменский О.Н.* Учет качества металла в расчетах контактной долговечности деталей машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1993. – №3. – С.61-69.

Надійшла до редколегії 23.04.12

УДК 621.91.02; УДК 621.83

А.А. ГРЯЗЕВ, магистр каф. компьютерных наук ВНУ им. В. Даля, Луганск;
И.А. КИРИЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. каф. метрологии ВНУ им. В. Даля;
М.А. КАШУРА, асп. каф. технологии машиностроения и инженерного консалтинга ВНУ им. В. Даля;
С.Г. КИРИЧЕНКО, аспирант каф. технологии машиностроения и инженерного консалтинга ВНУ им. В. Даля;
А.В. ВИТРЕНКО, ассистент каф. организации перевозок на железнодорожном транспорте ВНУ им. В. Даля;
В.А. ВИТРЕНКО, д.т.н., проф., зав. каф. технологии машиностроения и инженерного консалтинга ВНУ им. В. Даля

ПРИТИРКА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Рассматривается притирка цилиндрических зубчатых колес при помощи специальных гиперболических притирок с использованием абразивных паст или жидких смесей.

Розглядається притирка циліндричних зубчастих коліс за допомогою спеціальних гіперболоїдних притирів з використанням абразивних паст чи рідких сумішей.

It is considered abrading of cylindrical cogwheels by means of special hyperboloid abrasives with use of abrasive pastes or liquid mixes.

Притирка является доводочным процессом, при котором профили зубьев подвергаются искусственному износу посредством специального инструмента – притира с использованием абразивных паст или жидких смесей.

Процесс притирки осуществляется за счет того, что обрабатываемое колесо и притир оси скрещиваются, кроме медленного обкаточного движения имеют дополнительное возвратно-поступательное движение вдоль оси изделия. В качестве притира используют точные чугунные цилиндрические колеса. Число зубьев притира не должно быть кратным или не должно иметь об-