

УДК 631.37

МЕТОД ОЦІНКИ ЗНОСОСТІЙКОСТІ УПОРНОГО ПІДШИПНИКА КОЧЕННЯ В МЕХАНІЗМІ ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОМОБІЛЯ

Диха О.В., д.т.н., проф., Бабак О.П., к.т.н., доц.

Хмельницький національний університет

Аулін В.В., д.т.н., проф., Гриньків А.В., к.т.н.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Abstract

A method for estimating the wear resistance and reliability of the thrust bearing in the vehicle clutch mechanism is proposed. The algorithm of the method has been developed and the fundamentals of the formula for evaluation, the installation for rolling friction tests, are given. A wear model and formulas for determining its parameters are proposed. The main indicators of reliability are considered and formulas for their calculation are given. Examples of calculation for thrust bearings 8204 and 8211 are given.

Keywords: thrust bearing, clutch gear, wear model, wear resistance, reliability

Вступ

Підшипники кочення (ПК) є основним видом опор обертових деталей машин. Це найбільш досконалий вузол тертя. В даний час технологія і устаткування ПК втілили все краще, що досягнуто технічної думкою. У той же час термін служби ПК не є достатнім і потребує постійного збільшення. Причини через які відбувається передчасний вихід з ладу і які впливають на термін його служби наступні:

- в 70% випадків – погане мастило підшипників, недостатність і неприйнятність мастильного матеріалу;
- в 18% випадків – забруднення підшипників, проникнення твердих або рідких частинок, що призводять до пошкодження герметизуючих ущільнень і витіку мастила з підшипника;
- в 10% – неправильний монтаж підшипників, погана регулювання, перегрів, дефекти геометрії;
- в 2% випадків – інші причини: використання підшипників з невідповідними навантаженнями; контактна корозія, дефекти регулювання підшипника; проходження електричного струму через підшипник.

У разі, якщо зазначені причини відмов усунені і підшипники працюють в нормальних умовах, то сучасні наукові уявлення про роботу підшипників кочення і статистичний аналіз говорять про те, що основною причиною їх відмови (більше 90% випадків) є втома, утомне зношування або осповідного зношування – пітінг. Приблизно 3...5% відмов пов'язано з окислювальним зношуванням. Решта 5% – на абразивну, корозійну, електроерозійне та інші види зношування.

Аналіз попередніх досліджень

Відомі спроби наближеної оцінки зносу ПК [1]. Однак ці методики не дають можливості враховувати основні фактори, що впливають на знос, такі як зазори і параметри моделі зношування.

Відсутність методів розрахунків ПК на знос пояснюється відсутністю у вітчизняній і зарубіжній літературі рішень контактних задач для квазігерцівської схеми контакту, тобто для схеми, в якій по одній осі розмір площинки контакту малий, а за іншою – дорівнює розмірам тіл кочення. У роботах відомих фахівців з контактної механіки [2] розглядаються контактні завдання для підшипників кочення, без урахування впливу жолобу на розподіл тиску. Відомі роботи по оптимізації форми жолоба [4] в ПК виконані експериментальними і наближеними чисельними методами. Розв'язок завдань, з урахуванням зносу [3, 6], виконані без урахування зміни форми жолобу в ПК. В останніх відомих дослідженнях [7, 8] рішень завдань для ПК, з урахуванням зносу доріжок кочення, також немає.

Постановка проблеми

Розрахунки на знос будь-яких вузлів тертя на відміну від розрахунків на міцність в даний час знаходяться в стадії зародження і розвитку. Головна причина тут полягає в тому, що традиційні методи експериментального визначення параметрів моделей зношування не дозволяють мати достовірні бази даних як через їх розкид даних і тривалості випробувань, так і внаслідок їх значної вартості. У той же час, на ці параметри впливають матеріали та умови мащення, температура, швидкість ковзання і ще десятки чинників.

Щоб зробити можливим оперативне визначення параметрів моделей, необхідні методи їх оперативного визначення. У даній роботі запропоновано методи, засновані на використанні зразків з початково-точковим контактом.

Створення методів розрахунків на знос підшипників кочення ускладнюється в порівнянні з вузлами ковзання через декілька додаткових обставин.

По-перше, при створенні цих методів необхідно мати способи розрахунку контактних тисків при великих, порівнянних з радіусом, розмірах майданчика контакту.

По-друге, необхідно мати метод оперативного визначення прослизання в контакті і шляхи тертя ковзання кульки по жолобу в умовах кочення з проковзуванням.

По-третє, необхідний достовірний метод визначення параметрів моделі зношування в умовах кочення з проковзуванням.

У даній роботі здійснюється спроба подолати всі зазначені труднощі при створенні розрахунково-експериментального методу оцінки зносу упорних підшипників кочення.

Мета та завдання

Метою роботи є розробка методу оцінки зносу упорних підшипників.

Розв'язуються наступні завдання:

- з'ясувати структуру методу;
- визначити умови роботи УПК;
- обґрунтувати параметри моделі зношування;
- з'ясувати формули для розрахунків УПК на зносостійкість і надійність;
- здійснити практичні розрахунки середнього зносу УПК.

Результати вирішення основних завдань

1 Загальна структура методу.

Визначення зносу і надійності упорного шарикопідшипника (УПК) виконується послідовно в 5 етапів (рис.1).

1. Вивчення конструкцій ПК і технологій підвищення зносостійкості доріжок кочення. Вибираються варіанти технологій для порівняння і оцінки абсолютного ресурсу.

2. Проведення розрахунків умов роботи підшипника: сил, що діють на підшипник і максимальних тисків в контакті, переміщень та експериментально визначається величина проковзування і шляхи тертя ковзання в контакті.

3. Визначення параметрів k_w , m моделі зношування пари тертя кочення:

– розробляється методика випробувань на знос при коченні з проковзуванням за схемою упорного ПК;

– проводяться випробування і отримують експериментальні дані по залежності ширини доріжки кочення від шляху тертя (шляху ковзання);

– за спеціальною методикою проводиться обробка результатів випробувань і визначаються параметри k_w і m .

4. Проведення розрахунку зносу УПК:

– за формулами, отриманими з розв'язання прямої контактної задачі для кулі в жолобі, виконується розрахунок зносу;

– виконується порівняння результатів, отриманих для різних варіантів.

5. Визначення ймовірності безвідмовної роботи УПК за величиною зносу при заданому його пробігу.

Результати порівнюються з експлуатаційними даними.

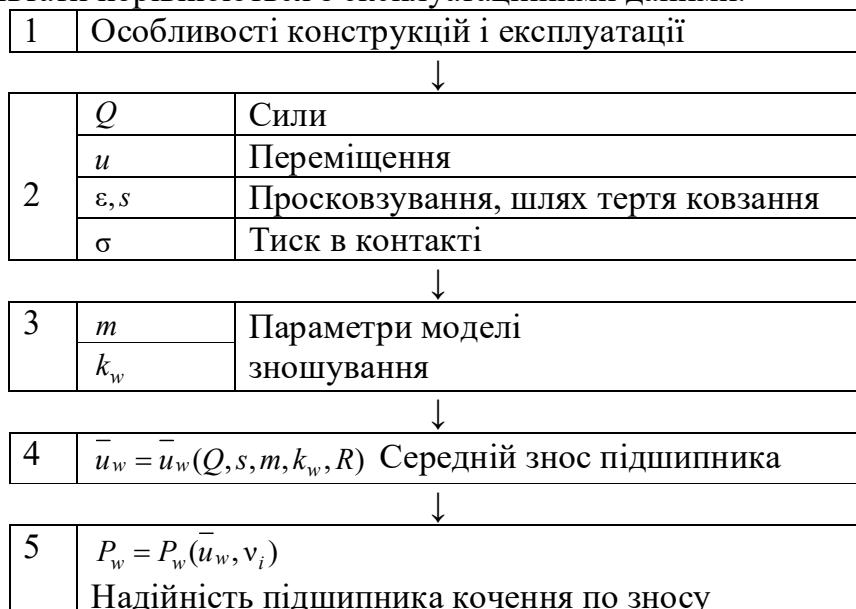


Рисунок 1 Схема розрахунків і випробувань КПК на знос і надійність

2 Визначення умов роботи УПК.

Оцінка навантаження проводиться по кривій втоми. навантаження Q , довговічність L і динамічна вантажопідйомність C задані в стандарті пов'язані рівнянням контактної втоми підшипника:

$$QL^{1/P} = C, \quad (1)$$

C – визначається в Н.; L – в мільйонах обертів або 106 циклів.

З (1) оцінюємо робоче навантаження для упорного ПК:

$$Q = \frac{C}{L^{1/P}} = \frac{C}{L^{1/3}}. \quad (2)$$

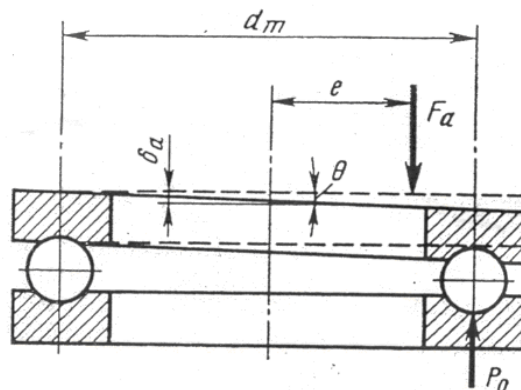


Рисунок 2 Схема упорного підшипника при ексцентрично прикладеному осьовому навантаженні

Таблиця 1 – Значення інтегралів $I_a(\varepsilon)$ и $I_m(\varepsilon)$ для однорядних упорних шарикопідшипників

ε	$2e/d_m$	$I_a(\varepsilon)$	$I_m(\varepsilon)$	ε	$2e/d_m$	$I_a(\varepsilon)$	$I_m(\varepsilon)$
0	1,0000			0,8	0,6995	0,3658	0,2559
0,1	0,9863	0,1196	0,1156	0,9	0,6529	0,3945	0,2576
0,2	0,9318	0,1707	0,1590	1,0	0,6000	0,4244	0,2546
0,3	0,8964	0,2110	0,1892	1,25	0,4338	0,5044	0,2289
0,4	0,8601	0,2462	0,2117	1,67	0,3088	0,6060	0,1871
0,5	0,8225	0,2782	0,2288	2,5	0,1850	0,7240	0,1339
0,6	0,7835	0,3084	0,2416	5,0	0,0831	0,8558	0,0711
0,7	0,7427	0,3374	0,2505	∞	0	1,0000	0

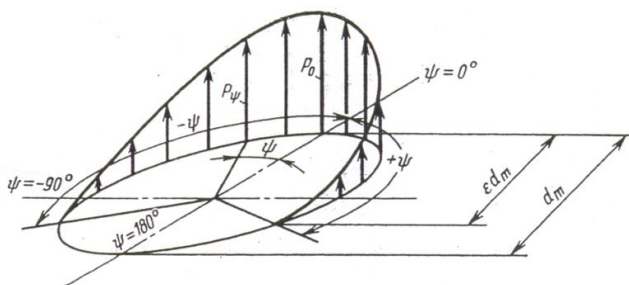


Рисунок 3 Розподіл навантаження на упорний підшипник кочення

Вплив зсуву центру навантаження. Розглядається УПК з умовою ексцентрично (e) прикладеного навантаження (рис.2), при цьому використовується відома методика.

Для сумарного зближення кульки $u(\varphi)$ розташованого під кутом φ , і кілець можна, з урахуванням перекоосу, записати вираз:

$$u_{\varphi} = u_a + \frac{1}{2} d_u \theta. \quad (3)$$

де u_a – зближення центрів кілець; θ – кут перенесення зовнішнього кільця щодо внутрішнього; d_u – діаметр окружності, що проходить через центри кульок.

Для найбільш навантаженого кульки з (3) маємо:

$$u_0 = u_a + \frac{1}{2} d_u \theta, \quad (4)$$

визначаючи u_a з (4):

$$u_a = u_0 - \frac{1}{2} d_u \theta, \quad (5)$$

і підставляючи в (3), отримуємо:

$$u_{\varphi} = u_0 - \frac{1}{2} d_u \theta + \frac{1}{2} d_u \theta \cos \varphi,$$

або

$$u_{\varphi} = u_0 \left[1 - \frac{1}{2} \frac{d_u \theta}{u_0} (1 - \cos \varphi) \right]. \quad (6)$$

Вводячи в цей вираз безрозмірний ексцентриситет:

$$\varepsilon = \frac{ze}{d_u}, \quad (7)$$

маємо

$$u_{\varphi} = u_0 \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]. \quad (8)$$

З огляду на залежність між силою на одну кульку і зближенням з Герцу:

$$u_{\varphi} = cQ_{\varphi}^{2/3}, \quad u_0 = cQ_0^{2/3},$$

з (8) маємо:

$$Q_{\varphi} = Q_0 \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^{3/2}. \quad (9)$$

Умову рівноваги УПК, з урахуванням отриманих результатів, можна записати в дискретному вигляді:

$$Q_n = 2Q_0 \sum_{\varphi=0}^0 \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^{3/2}. \quad (10)$$

Вважаючи, що відриву кульки від нижнього кільця немає, можна замінити дискретне підсумовування безперервним в інтервалі $\pm\pi/2$, тоді з (10) маємо:

$$Q_n = ZQ_0 \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^{3/2} d\varphi, \quad (11)$$

звідси отримуємо, що навантаження на найбільш навантажений кульку дорівнює:

$$Q_0 = \frac{Q_n}{Zk}; \quad k = \frac{Q_n}{ZQ_0},$$

$$\text{де} \quad k = \frac{1}{2\pi} \int_{\pi}^{\pi} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^{3/2} d\varphi. \quad (12)$$

Наведено таблицю цих інтегралів в залежності від ексцентриситетів.

Наприклад, при $Z=0$, $\varepsilon=0,5$, маємо $k=0,2782$, отримуємо

$$\frac{Q_0}{Q_n} = \frac{1}{10 \cdot 0,2782} = 0,3594.$$

Тиск визначаємо різними методами.

Визначаємо тиск по Герцу:

– максимальний тиск в першому наближенні може бути визначено для кулі радіуса R на площині при однакових пружних властивостях:

$$\sigma_0 = 0,388 \left(\frac{QE^2}{R^2} \right)^{1/3}; \quad (13)$$

– радіус площадки контакту:

$$a = 1,109 \left(\frac{QR}{E} \right)^{1/3}; \quad (14)$$

– зміщення центру кульки:

$$u_0 = 1,231 \left(\frac{Q^2}{E^2 R} \right)^{1/3}. \quad (15)$$

Визначаємо тиск за методом приведенного радіуса. Розрахункові формули в цьому випадку можуть бути отримані методом наведеного радіуса. Відповідно до цього методу для розрахунку параметрів контакту σ_0 , a , u_0 необхідно в формули (13), (14), (15) замість величини R підставити приведений радіус R^* , Який визначається за формулами таблиці 2.2.

Наприклад, для кулі і круглого плоского, порожнистого тора, варіант 11 $\frac{SP}{TR3E}$, Приведений радіус визначається за формулою:

$$R^* = (R_1^* R_2^*)^{1/2}; \quad (16)$$

де

$$R_1^* = \frac{R_{11} R_{21}}{R_{21} - R_{11}}, \quad (17)$$

$$R_2^* = R_{11}. \quad (18)$$

Позначення радіусів по табл. 2.

Визначаємо тиск по QH-методу при нульовому зазорі. У разі якщо радіус жолоба і радіус котиться по ньому кулі порівнянні або рівні, розрахунок тисків ведеться за формулами, отриманими QH-методом. Контакт називається квазігерцевським: в одному напрямку майданчик контакту мала $a_1 \ll R$, А в іншому напрямку порівнянна з розмірами кулі $a_2 \cong R$.

Таблиця 2 – Схеми контакту ПК і формули наведеного радіуса

7 SP TR1E	Куля – тор зовнішній порожнистий	$R_1^* = \frac{R_{11}R_{21}}{R_{21} - R_{11}} \quad (2.19, a)$ $R_2^* = \frac{R_{12} + R_{22}}{R_{12} + R_{22}} \quad (2.20, a)$ $R^* = (R_1^* R_2^*)^{1/2} \quad (2.18, a)$
9 SP TR2E	Куля – тор внутрішній порожнистий	$R_1^* = \frac{R_{11}R_{21}}{R_{21} - R_{11}} \quad (2.19, b)$ $R_2^* = \frac{R_{12}R_{22}}{R_{22} - R_{12}} \quad (2.20, b)$ $R^* = (R_1^* R_2^*)^{1/2} \quad (2.18, b)$
11 SP TR3E	Куля – тор круглий порожнистий	$R_1^* = \frac{R_{11}R_{21}}{R_{21} - R_{11}} \quad (2.19, c)$ $R_2^* = R_{11} \quad (2.20, c)$ $R^* = (R_1^* R_2^*)^{1/2} \quad (2.18, c)$

У разі якщо кут контакту жолоба і кулі φ_0 заданий, то розмір півширини площадки контакту в напрямку кочення по:

$$a_0 = \left(\frac{16Q\pi\eta}{2\varphi_0 + \sin 2\varphi_0} \right)^{1/2}, \quad (19)$$

де

$$\eta = \frac{1}{E_*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}. \quad (20)$$

Максимальний тиск визначається:

$$\sigma_{00} = \frac{a_0}{2R\eta}. \quad (21)$$

Визначаємо тиск по QH-методу при малому зазорі:

– кут контакту визначається з рівняння:

$$\frac{2Q\eta}{\pi R\Delta} = \varphi_0 \sin \varphi_0 - \sin \varphi_0, \quad (22)$$

де $\Delta = R_{жс} - R_{ш}$.

Наближено:

$$\varphi_0 = 0,81 \left(\frac{2Q\eta}{\pi R\Delta} \right)^{0,712}; \quad (23)$$

– максимальний розмір площадки контакту (півширина) в напрямку кочення визначається по залежності:

$$a_0^2 = 2R\Delta \left(\frac{1}{\cos \varphi_0} - 1 \right); \quad (24)$$

– максимальне контактний тиск визначається, при $\varphi_0 = 0$:

$$\sigma_{00} = \frac{a_0}{2R\eta} \left(\frac{1 - \cos \varphi_0}{1 - \cos \varphi_0} \right) = \frac{a_0}{2R\eta}. \quad (25)$$

Визначаємо такі характеристики, як прослизання і шлях тертя.

Величина шляху тертя при коченні з проковзуванням дорівнює величині прослизання кульки щодо доріжки кочення. Точний розрахунок шляху тертя ковзання кульки по доріжці кочення утруднений. У зв'язку з цим проводиться експериментальне визначення середньої величини проковзування кульки.

В основі методики визначення величини проковзування лежить визначення різниці в шляху сепаратора і нижнього нерухомого кільця.

Теоретичне значення числа обертів сепаратора УПК n_{cm} при відсутності прослизання між кульками і доріжкою кочення одно в два рази менше числа оборотів верхнього кільця підшипника n .

Дійсне експериментальне число обертів сепаратора $n_{cэ}$ відрізняється від теоретичного на величину:

$$\Delta n = n_{cm} - n_{cэ} = \frac{n_k}{2} - n_c; \quad (26)$$

$$n_{cm} = n / 2.$$

Ця відмінність пояснюється тільки величиною ковзання. Тому в якості величини проковзування можна прийняти величину:

$$\varepsilon = \frac{\Delta n}{n_c} = \frac{n_k}{2n_c} - 1. \quad (27)$$

В якості запобіжного повороту сепаратора приймати не ціле число обертів, а кут повороту теоретичний φ_{cm} експериментальний $\varphi_{cэ}$ (в градусах):

$$\varepsilon = \frac{\Delta \varphi}{\varphi_{cm}} = \frac{\varphi_{cm} - \varphi_{cэ}}{\varphi_{cm}}. \quad (28)$$

Можна також вимірювати і використовувати лінійний шлях, пройдений точкою сепаратора теоретичний l_{cm} і експериментальної $l_{cэ}$, тоді:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{l_{cm} - l_{cэ}}{l_{cm}}. \quad (29)$$

де l_{cm} – довжина кола доріжки кочення.

Шлях тертя S_1 кочення кульок по доріжці кочення за один оберт підшипника визначається по залежності:

$$S_{1k} = \pi D_{ок}, \quad (30)$$

де $D_{ок}$ – діаметр доріжки кочення.

Шлях тертя ковзання S_{1s} (проковзування) кульки по доріжці дорівнює:

$$S_{1s} = S_{1k} \varepsilon, \quad (31)$$

де ε – коефіцієнт проковзування визначається експериментально.

Діаметр доріжки кочення визначається як середнє значення внутрішнього і зовнішнього діаметрів упорного підшипника.

Шлях тертя для доріжки кочення залежить від:

- розміру $2a$ площадки контакту у напрямку руху кульки;
- величини проковзування ε ;
- числа кульок z ;
- числа обертів n (за хвилину) кільця.

Шлях тертя для будь-якої точки кільця упорного підшипника один оберт кільця дорівнює:

$$s_{21} = 2a\varepsilon z, \quad (32)$$

а 1 за хвилину:

$$s_2 = 2a\varepsilon zn. \quad (33)$$

Цікаво зауважити, що шлях тертя ковзання для доріжки кочення кільця не залежить від діаметра D доріжки кочення.

3 Параметри моделі зношування.

В якості базової прийнята модель сталого зношування доріжки кочення в диференціальній формі:

$$\frac{du_w}{ds} = k_w \sigma^m, \quad (34)$$

де u_w – знос доріжки кочення по нормалі до поверхні; S – шлях тертя ковзання або шлях тертя проковзування контактної поверхні кульки щодо контактної поверхні, де m визначається за методикою; σ – контактний тиск; k_w , m – параметри моделі зношування, що підлягають визначенню.

Як схеми випробувань обрана схема кочення кульок упорного підшипника з випробувань площині (рис.4).

В установці для випробувань нижнє (або верхнє) кільце упорного однорядного шарикопідшипника замінюється плоским кільцевим зразком, яке і випробовується на знос (рис.5).

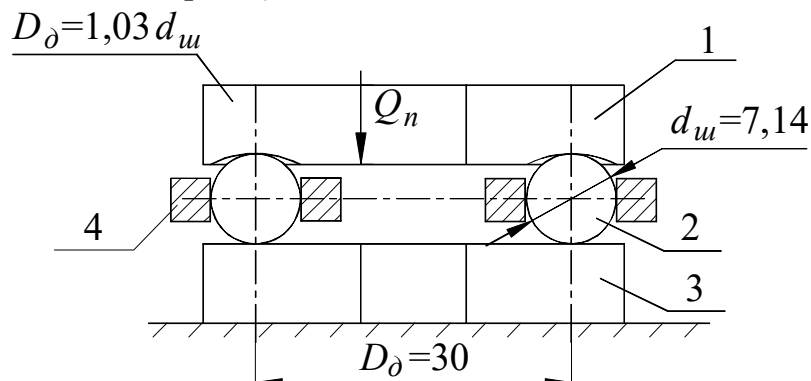


Рисунок 4 Схема випробувань КП: 1 – верхнє кільце упорного КП; 2 – кульки КП; 3 – випробовуваний плоский кільцевий зразок; 4 –

сепаратор КП

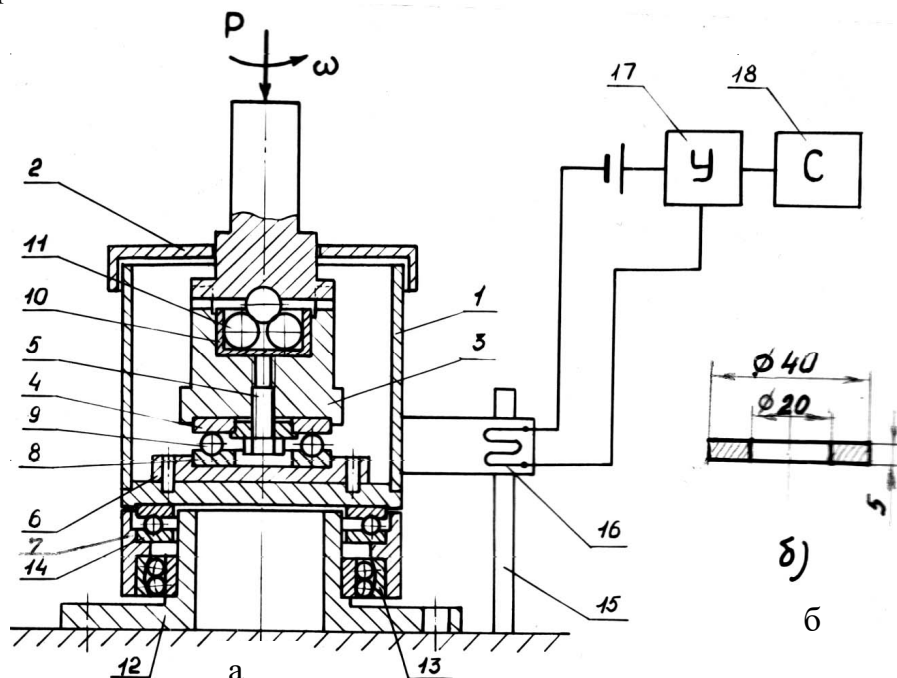


Рисунок 5 – Установка для випробувань на тертя кочення: 1 – верхній корпус; 2 – кришка корпусу; 3 – обойма; 4 – зразок; 5 – гвинт; 6 – нерухома плита; 7 – нижній корпус; 8 – нерухоме кільце упорного підшипника; 9 – кулька підшипника; 10 – стакан; 11 – кульки опори; 12 – підстава; 13 – сферичний підшипник; 14 – упорний підшипник; 15 – опора; 16 – пластина з тензодатчиком; 17 – підсилювач; 18 – самописець КСП-2

Випробовуваний плоский кільцевої зразок 4 (40×30×5) кріпиться у верхній обоймі 3 замість верхнього кільця УКП. Кульки утримуються в системі сепаратором і доріжкою в нижньому кільці УКП. Зразок 4 приводиться в обертання від шпинделя дреля через обойму 3.

Навантаження задається через систему важеля в діапазоні від 60 до 360 кг. На одну кульку доводиться навантаження від 5 до 30 кг.

У нашому випадку випробовувався підшипник № 8204 при загальному навантаженні 180 кг, при числі кульок 12, тобто при навантаженні на одну кульку 15 кг.

Результати вимірювань півширини площадки контакту $a(S)$: Зводяться в таблицю; представляються вигляді графіків; графіки спрямляються вручну або методом найменших квадратів.

Залежність півширини $a(S)$ площадки контакту від фактичного шляху тертя представляється вигляді статистичної апроксимуючої функції:

$$a(s) = Cs^{\beta}, \quad (35)$$

де C, β – параметри функції, які визначаються на основі даних експерименту МНК або по двох точках:

$$(a_1, s_1), (a_2, s_2). \quad (36)$$

Записуючи (35) для кожної точки, отримуємо систему двох рівнянь, з якої маємо:

$$\beta = \frac{\lg a_1/a_2}{\lg s_1/s_2}, \quad (37)$$

$$C = \frac{a_1}{s_1^\beta}. \quad (38)$$

параметри m і k_w визначаються за формулами, які впливають з розв'язку контактної задачі для кулі і жолоба з зносом, виконаного методом вирішення квазігерцевських завдань. Ці формули мають вигляд:

$$m = \frac{2 - 4\beta}{\beta}, \quad (39)$$

$$K_w = \frac{C^{\frac{m}{2}+2} \beta}{R \left(\frac{Q}{\pi B} \right)^m}, \quad (40)$$

де

$$B = \left(\frac{16}{3} Q \eta \pi R \right)^{1/2}, \quad (41)$$

$$\eta = \frac{1}{E_*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}, \quad (42)$$

де Q – навантаження на одну кульку; R – радіус кульки; E_1, E_2, μ_1, μ_2 – модулі пружності та коефіцієнти Пуассона матеріалів кульки і доріжки.

4 Розрахунки УПК на надійність.

Порушення нормальної роботи ПК може відбуватися за двома основними критеріями або з двох причин:

- доріжка кочення зношується і зазор в опорі збільшується до неприпустимо великий величини;
- на доріжці кочення утворюється викришування поверхні (піттинг) як наслідок контактної втоми.

Розрахувати надійність ПК – значить визначити основні показники його надійності.

Для визначення основних показників надійності необхідно мати функцію надійності – залежність ймовірності безвідмовної роботи від тривалості роботи.

Основними показниками надійності є дві координати функції надійності.

Залежно від того яку координату беруть за основну розрізняють два основні показники надійності:

- ймовірність безвідмовної роботи γ при заданому ресурсі (тривалості роботи);
- ресурс по зносу при заданій ймовірності γ безвідмовної роботи (γ – процентний ресурс).

Надійність ПК по контактній витривалості або втоми добре вивчена в основі відомих стандартизованих методів розрахунку ПК лежить крива контактної втоми.

Далі розглядається методика отримання функції надійності ПК по зносу.

В якості опції щільності розподілу ймовірності зносу приймається двопараметрична функція нормального розподілу. Параметри розподілу:

середньоквадратичне відхилення і середнє значення.

Функція надійності по зносу ПК являє собою функцію ймовірності того, що поточний знос u_w не перевищує допустимий u_w^* :

$$P = P(u_w < u_w^*). \quad (43)$$

У разі, якщо ця функція відповідає нормальному розподілу, квантиль розподілу визначається по залежності:

$$u_p = -\frac{n-1}{(n^2 v_{w^*}^2 + v_w^2)^{1/2}}, \quad (44)$$

де u_w^* , u_w – коефіцієнти варіації допустимого і поточного зносу; n – коефіцієнт запасу по зносу:

$$n = \frac{u_w^*}{u_w}. \quad (45)$$

Коефіцієнт варіації допустимого зносу можна покласти рівним нулю:

$$v_{w^*} = 0, \quad (46)$$

тоді формула (2.54) спрощується:

$$u_p = -\frac{n-1}{v_{u_w}}. \quad (47)$$

Коефіцієнт варіації поточного зносу ПК будемо визначати способом послідовного обчислення.

У функції зносу ПК:

$$u_{w0} = \frac{1}{2R} \left[\left(\frac{Q}{\pi B} \right)^m k_w R \frac{m+4}{2} S \right]^{\frac{4}{m+4}}, \quad (48)$$

як випадкових величин будемо вважати: навантаження – Q ; коефіцієнт інтенсивності зносу – k_w ; шлях терті – S .

Нехай для цих величин коефіцієнти варіації v_Q, v_{k_w}, v_S – відомі, потрібно визначити коефіцієнт варіації поточного зносу v_w .

Відповідно до методу послідовного визначення коефіцієнтів варіації маємо:

$$v_{u_w} = \frac{4}{m+4} \left((m v_Q)^2 + v_{k_w}^2 + v_S^2 \right)^{1/2}. \quad (49)$$

Порядок визначення точки функції надійності такої:

– задаємося допустимим значенням зносу і визначаємо поточний його середнє значення по (48); визначаємо коефіцієнт запасу по (45);

– задаємося або знаходимо значення коефіцієнтів варіації зносу ПК по (49);

– за формулою (47) визначаємо квантиль нормального розподілу;

– точка функції залежності визначається по залежності:

$$P = 0,5 + \Phi(u_p), \quad (50)$$

де Φ – функція Лапласа, що визначається за допомогою таблиці, що приводиться в довідниках з математичної статистики;

– виконуючи розрахунки для різних точок поточного зносу, отримуємо

дані для побудови функції надійності.

5 Розрахунок середнього зносу УПК.

Розрахунок на знос підшипника №8204. Загартований підшипник.

Вихідні дані:

$$\begin{aligned} T &= 1000 \text{ годин роботи;} & m &= 10; \\ n &= 1000 \text{ об/хв.;} & k_w &= 1,9 \cdot 10^{-23} \text{ (мм}^2\text{/кг)}m; \\ Q_n &= 180 \text{ кг повне навантаження;} & R &= 3,57 \text{ мм – радіус кульки.} \\ Q &= 15 \text{ кг на кульку;} & \varepsilon &= 0,015 \\ & & z &= 12 \end{aligned}$$

Розрахунок виконується за формулою:

$$a_0^{\frac{m}{2}+2} = \left(\frac{Q}{\pi B}\right)^m K_w R \left(\frac{m}{2} + 2\right) S. \quad (51)$$

В наступному порядку:

– визначається шлях тертя ковзання для доріжки кочення при коефіцієнті ковзання $\varepsilon = 0,015$.

Визначаємо розмір площадки контакту:

$$a_1 = 1,109 \left(\frac{QR}{E}\right)^{1/3} = 1,109 \left(\frac{15 \cdot 3,57}{2,1 \cdot 10^4}\right)^{1/3} = 0,152 \text{ мм.}$$

Шлях тертя ковзання доріжки за хвилину дорівнює:

$$s_2 = 2a\varepsilon zn = 2 \cdot 0,152 \cdot 0,015 \cdot 12 \cdot 1000 = 54,72 \text{ мм/хв.}$$

За 1000 годин $s = s_2 \cdot 60 \cdot 1000 = 54,72 \cdot 6 \cdot 10^4 = 3,28 \cdot 10^6 \text{ мм.}$

– з урахуванням отриманих результатів обчислюємо праву частину виразу:

$$a^{\frac{m}{2}+2} = \left(\frac{15}{\pi 0,2789}\right)^{10} 1,9 \cdot 10^{-23} \cdot 3,57 \cdot 7 \cdot 3,28 \cdot 10^6, \quad a^7 = 0,00336, \quad a_1 = 0,443 \text{ мм.}$$

– глибина канавки або збільшення зазору в підшипнику визначаємо по залежності

$$u_{0w} = \frac{a^2}{2R} = \frac{0,443^2}{7,14} = 0,027 \text{ мм} = 27 \text{ мкм.}$$

Для незагартованого підшипника, при тих же умовах маємо: $m = 13,3$; $k_w = 1,65 \cdot 10^{-23} \text{ мм}^2\text{/кг.}$

Шлях тертя той же $s = 3,28 \cdot 10^6 \text{ мм.}$

Підставляючи в формулу дані для цього випадку, отримуємо:

$$a^{\frac{m}{2}+2} = \left(\frac{15}{\pi 0,2789}\right)^{10} 1,65 \cdot 10^{-23} \cdot 3,57 \cdot 8,65 \cdot 3,28 \cdot 10^6, \quad a^{8,65} = 42,5, \quad a = 1,218 \text{ мм.}$$

При цьому зазор збільшується на величину: $u_{0w} = \frac{a^2}{2R} = \frac{1,218^2}{7,14} = 0,208 \text{ мм} = 208 \text{ мкм.}$

Розрахунок на знос підшипника №8211.

Вихідні дані:

$$T = 1000 \text{ годин роботи;} \quad m = 10;$$

$$n = 1000 \text{ об/хв.};$$

$$k_w = 1,9 \cdot 10^{-23} \text{ (мм}^2\text{/кг)};$$

$$Q_n = 300 \text{ кг повне навантаження};$$

$$R = 6,35 \text{ мм – радіус кульки.}$$

$$Q = 18,75 \text{ кг на кульку};$$

$$\varepsilon = 0,015$$

$$z = 16.$$

Розрахунок виконується в наступному порядку:

– визначається шлях тертя ковзання доріжки кочення: спочатку визначаємо радіус площадки контакту:

$$a = 1,109 \left(\frac{QR}{E} \right)^{1/3} = 1,109 \left(\frac{18,75 \cdot 6,35}{2,1 \cdot 10^4} \right)^{1/3} = 0,198 \text{ мм.}$$

Потім визначаємо шлях тертя за хвилину:

$$s_2 = 2a\varepsilon zn = 2 \cdot 0,198 \cdot 0,015 \cdot 16 \cdot 1000 = 95,04.$$

$$\text{Шлях тертя за 1000 годин: } s = s_2 \cdot 60 \cdot 1000 = 95,04 \cdot 6 \cdot 10^4 = 5,7 \cdot 10^6 \text{ мм.}$$

– розмір площадки контакту через 1000 годин роботи підшипника дорівнює:

$$a_2^7 = \left(\frac{15}{\pi 0,2789} \right)^{10} 1,9 \cdot 10^{-23} \cdot 6,35 \cdot 7 \cdot 5,7 \cdot 10^6, \quad a = 0,521 \text{ мм,}$$

$$u_{0w} = 213,7 \text{ мкм} = 0,2137 \text{ мм.}$$

Отримані результати по зносу можуть бути завищеними, тобто давати знос більший ніж в дійсності, так як досвідчені дані і параметри моделі зношування отримані за підсумками випробувань отриманих в початковий припрацювальний період роботи спряження.

Разом з тим залежності відображають реальну картину процесу і можуть бути використані для оцінки впливу різних чинників на знос: навантаження; пробігу, типу підшипника і ін.

Аналіз залежностей. Залежність зносу (або збільшення зазору) від навантаження для упорних підшипників має вигляд:

$$u_{0w} = \xi_2 Q^{\frac{2m}{m+4}}. \quad (52)$$

При $m = 10$ для загартованого підшипника:

$$u_{0w} = \xi_2 Q^{\frac{20}{14}} = \xi_2 Q^{1,429}. \quad (53)$$

Для оцінки впливу навантаження зручно користуватися відношенням:

$$\frac{u_{0w}(Q_1)}{u_{0w}(Q_2)} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^{1,429}. \quad (2.83)$$

Наприклад, при збільшенні завантаження в 2 рази знос збільшується в 2,7 рази.

Розрахунок ймовірності безвідмовної роботи УПК. Нехай потрібно визначити ймовірність безвідмовної роботи ПК 8211 за 1000 годин роботи.

$$\text{Знос за 1000 годин } u_w = 0,214 \text{ мм.}$$

Розрахунок виконаємо в наступному порядку:

$$\text{– задамося величиною допустимого зносу: } u_w^* = 0,3 \text{ мм,}$$

– задамося коефіцієнтами варіації величин, що впливають на знос:

$$v_Q = 0,3; \quad v_S = 0,3; \quad v_{k_w} = 0,2;$$

– визначимо коефіцієнт варіації зносу ПК:

$$v_{u_w} = \frac{4}{m+4} \left((mv_Q)^2 + v_{KLW}^2 + v_S^2 \right)^{1/2} = \frac{4}{14} \left((10 \cdot 0,3)^2 + 0,2^2 + 0,3^2 \right) = 0,597;$$

– визначаємо коефіцієнт запасу: $n = \frac{u_w^*}{u_w} = \frac{0,3}{0,214} = 1,4;$

– визначаємо квантиль розподілу за формулою:

$$u_P = -\frac{n-1}{v_{u_w}} = -\frac{1,4-1}{0,597} = -0,67;$$

– по таблиці нормального розподілу знаходимо: $\Phi = 0,2514$.

Відповідно маємо надійність або ймовірність безвідмовної роботи: $P = 0,7514$

Це означає, що в розглянутих умовах 75,14% ПК не досягнуть граничного зносу, а 24,9% вийдуть з ладу по зносу.

Висновки

1. Запропоновано метод розрахунку упорного підшипника кочення.
2. Розроблено алгоритм розрахунку упорного підшипника.
3. Наведена сукупність формул для розрахунку триботехнічних показників та схеми контакту підшипників кочення.
4. Побудована математична модель зношування та дано аналітичні вирази для розрахунку її параметрів.
5. Наведені формули для оцінки зносостійкості і надійності упорного підшипника та проведені розрахунки для конкретних упорних підшипників кочення.

Література

1. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. М.: Машиностроение, 1983. 343 с.
2. Галахов М.А., Бурмистров А.И. Расчет подшипниковых узлов. М.: Машиностроение, 1988. 272 с.
3. Галахов М.А., Усов П.П. Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения. М.: Наука, 1990. 280 с.
4. Пинегин С.В., Орлов А.В., Табачников Ю.Б. Прецезионные опоры качения и опоры с газовой смазкой. М.: Машиностроение, 1984. 216 с.
5. Расчет и выбор подшипников качения. Справочник. М.: Машиностроение, 1974. 56 с.
6. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.
7. Аргатов И.И., Дмитриев Н.И. Основы теории упругого дискретного контакта. С-П.: Политехника, 2003. 233с.
8. Аргатов И.И. Асимптотические модели упругого контакта. М.: Наука, 2005. 445 с.