

УДК 621.822.5:532.516.5

Канд. техн. наук Плєскач В. М., д-р техн. наук Ольшанецький В. Ю.

Національний університет «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя

ПРО МЕТОДИКУ ПРОЄКТУВАННЯ ТА ВИКОРИСТАННЯ ПОРОШКОВИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

Мета роботи. Оптимізація методики проектування, розрахунку та використання підшипників ковзання; опрацювання рекомендацій щодо застосування порошкових матеріалів і мастил для виробництва підшипників ковзання.

Методи дослідження. Аналіз існуючих розрахунків підшипників ковзання, ефективності роботи підшипника за умов самозмащування та особливостей використання теорії гідродинамічного змащування для розрахунків підшипників ковзання при наявності рідинного змащування.

Отримані результати. З'ясовано та описано область переважного застосування підшипників ковзання, їх основні елементи; наведені рекомендації стосовно розмірів конструктивних елементів підшипників. Проаналізовані основні види тертя ковзання та їх взаємозв'язок з конструкцією підшипника та умовами експлуатації. Проаналізований можливий склад порошкових матеріалів для підшипників ковзання, взаємозалежність пористості підшипника і в'язкості застосовуваного мастила для забезпечення довговічності його експлуатації. Наведені рекомендації щодо конструкції підшипників в умовах рідинного тертя. Узагальнена методика розрахунку працездатності підшипників ковзання. На підставі теорії гідродинамічного змащування запропоновано методику розрахунку підшипників ковзання для умов рідинного змащування, яка забезпечує оптимальні умови експлуатації.

Наукова новизна. Оптимізований вибір порошкового матеріалу та структури для покращення умов змащування. Наведені аналіз впливу хімічного складу мастила на забезпечення максимальної адгезії цього мастила з поверхнею підшипника, а також математичні залежності, які дають можливість коригувати склад мастила шляхом додавання спеціально підібраних мікродобавок. Узагальнені підходи щодо методики розрахунку порошкових підшипників ковзання, які працюють за різних умов тертя.

Практична цінність. Запропоновані практичні методики проектування і розрахунку підшипників ковзання з порошкових матеріалів.

Ключові слова: підшипник ковзання, порошкові матеріали, види тертя ковзання, крайовий кут змочування, гідродинамічна теорія змащування.

Підшипники ковзання – прості конструктивно і надійні в експлуатації – досить поширені у різних машинах і механізмах за різних умов їх роботи. Одним з найефективніших їхніх видів є порошкові підшипники, які завдяки особливостям використовуваних матеріалів і структури забезпечують відмінні експлуатаційні характеристики як за умов сухого тертя, так і при наявності рідкого мастила. Аналізу конструкції порошкових підшипників ковзання та розрахунку їх працездатності присвячена ця стаття.

Згідно з ДСТУ 3012-95 «Підшипники кочення та ковзання. Терміни та визначення» [1] підшипником ковзання називається «підшипник, який виконує робочі функції на основі тертя ковзання».

Підшипники ковзання використовуються для тихохідних валів та осей невідповідальних механізмів, де підшипники ковзання простіші за конструкцією і дешевші, ніж підшипники кочення; для валів із занадто високою швидкістю обертання (понад 500 рад/с); для валів великого діаметра через відсутність стандартних підшипників кочення; у випадках, коли підшипники за

умовами складання машини повинні бути розніжними (наприклад, опори колінчастих валів); при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі, де підшипники кочення непрацездатні; при потребі у підшипниках малих діаметрів, наприклад, для близько розташованих паралельних валів тощо [2].

Конструктивно порошковий підшипник ковзання складається з металевго корпусу, в який вставляється вкладки (втулка) з порошкового матеріалу. Вкладки становить порожнистий циліндр з буртом або без нього. Між шийкою вала і внутрішньою поверхнею втулки підшипника існує зазор, який дозволяє валу вільно обертатися (рис. 1).

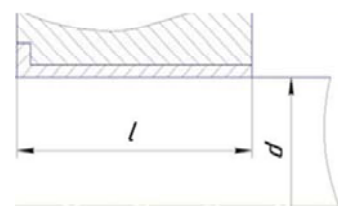


Рис. 1. Конструкція вкладки

Розміри вкладня визначаються залежно від номінального діаметра шийки вала d . Відношення ширини вкладня до діаметра вала у більшості випадків приймається у межах $l/d = 0,5 \dots 1,2$, для коротких слабо навантажених підшипників його можна брати у межах $l/d = 0,3 \dots 0,5$; у деяких випадках, наприклад, для самовстановлювальних підшипників відношення l/d може бути понад 2. Товщина стінки вкладня звичайно становить $\delta = (0,2 \dots 0,25)d$.

Тертя ковзання має місце, коли поверхня одного з тіл зміщується відносно поверхні іншого тіла, що входить у пару тертя.

Залежно від конструкції підшипника та умов експлуатації розрізняють такі види тертя ковзання:

- *сухе* – шийка вала і вкладень підшипника мають безпосередній контакт по всій ширині або на ділянках великої протяжності; рідинний або газовий змащувальний матеріал відсутній;

- *граничне* – поверхні шийки вала і вкладня підшипника стикаються повністю або на ділянках великої протяжності; мастильний матеріал присутній у вигляді тонкої плівки;

- *рідинне* – поверхні шийки вала і вкладня підшипника розділені шаром рідкого мастильного матеріалу, контакт між цими поверхнями відсутній.

Матеріал порошкових підшипників повинен бути гетерогенним і складатися з твердих зерен, рівномірно розподілених у пружнопластичній металевій матриці, а також мати достатню пористість.

Для роботи в умовах сухого тертя перш за все використовуються порошкові матеріали, які за складом повторюють традиційні литі антифрикційні матеріали – бронзи, латуні та деякі матеріали на основі заліза.

Наприклад, пористе залізо (пористість 15...30%) – простий і дешевий матеріал з феритною структурою, але у чистому вигляді використовується рідко у зв'язку зі схильністю до корозії. Найчастіше використовуються більш-менш складні композиції на основі залізних порошоків.

У композиціях залізо-мідь вміст міді може коливатися у межах від 0,5 до 20%, але найчастіше для виготовлення підшипників використовуються матеріали з вмістом міді 5...9%. Мідь значно підвищує пресованість і міцність пористого заліза, покращує процес спікання. Проте антифрикційні властивості таких матеріалів мало відрізняються від властивостей пористого заліза.

Умови граничного тертя виникають у випадку введення у склад порошкового матеріалу мастильних речовин, які створюють на поверхні тертя розділову плівку. Такими порошковими матеріалами можуть бути залізграфіт і бронзографіт.

Залізграфіт – найпоширеніший антифрикційний матеріал на основі заліза, його можлива пористість 25...30%. Дуже часто введення графіту у межах до 1,5% дозволяє зменшити коефіцієнт тертя, але допустимі навантаження і швидкість ковзання не збільшуються. Додавання у залізграфіт міді (декілька відсотків) до-

воляє підвищити фізико-механічні властивості матеріалу і його корозійну стійкість.

Підшипники, пори яких просочені достатньою кількістю мастила, працюють у режимі самозмащування. Мастильний матеріал підводиться до поверхонь тертя з численних капілярів, що виключає утворення сухого тертя і дозволяє витримувати більші навантаження при малих швидкостях без підведення мастила ззовні.

Такі підшипники виготовляються на основі композицій, аналогічних вищезгаданим залізо- і бронзографіту, залізо-мідь-графітових композицій з вмістом графіту 3...4%. При наявності корозійного середовища використовуються підшипники на основі міді й алюмінію. Як мастильний матеріал дуже часто використовують пластичне мастило, у деяких випадках – свинець, дисульфід молібдену та диселенід вольфраму або просочують пори розплавленою сіркою.

Для ефективної роботи підшипника за умов самозмащування необхідно правильно підібрати властивості мастила.

Дуже важливим є використання мастила, хімічний склад якого зможе забезпечувати максимальну адгезію цього мастила з поверхнею підшипника. У роботах [3, 4] наведений новий підхід до розв'язання цієї проблеми. У них наводяться математичні залежності, які дають можливість коригувати склад мастила шляхом додавання мікродобавок, спеціально підібраних у гомеопатичних кількостях. Схильність до утворення суцільного шару мастила на поверхні підшипника відображається критерієм η :

$$\eta(\theta, n) = \frac{1}{\sin \theta / \theta + \frac{1}{\sqrt{n}} \cdot (\sin \theta / \theta)}, \quad (1)$$

де θ – крайовий кут змочування; n – щільність крапель на одиницю площі змочування.

Якщо кут θ прямує до нуля, критерій η наближається до максимуму (одиниці).

Відносний виграш вільної енергії ($\Delta F / F_{\text{псф}}$), а отже й коефіцієнта тертя, внаслідок використання мастила з мікрододатками може бути оцінений за формулою:

$$\frac{\Delta F}{F_{\text{псф}}} = \frac{1 - \cos \theta - \frac{1}{2} \frac{\gamma^{ij}}{\gamma^{ii}} \cdot \sin^2 \theta}{\left[\frac{1}{2} (1 - \cos \theta)^2 \cdot (2 + \cos \theta)^{2/3} \right]} - 1, \quad (2)$$

де γ^{ij} – поверхневий натяг на межі поділу мастила і додатків; γ^{ii} – поверхневий натяг на межі поділу мастила і твердої поверхні.

Важливою характеристикою мастила є також його в'язкість. Оскільки мастило у порах порошкового підшипника утримується за рахунок капілярних сил,

необхідно дотримуватися певного співвідношення між розмірами пор і поверхневим натягом мастила. Чим менше поверхневий натяг мастила, тим меншим повинен бути розмір пор у спеченому вкладні. Коефіцієнт заповнення пор мастилом має бути не нижче 75 % для вкладнів з пористістю не більше 20 % і не нижче 95 % для вкладнів з пористістю понад 25 %.

При високих швидкостях обертання вала температура у зоні тертя підвищується, запас мастила у капілярах швидко витрачається, і для підтримання таких умов праці необхідне підведення рідкого мастила ззовні.

Підшипники, призначені для роботи в умовах рідкого тертя, виготовляють з порошкових матеріалів з достатньою пористістю. За цих умов використовуються спечені матеріали на основі заліза і міді: залізо-мідь (до 20 % міді), залізо-графіт (до 30 % графіту), залізо-мідь-графіт (міді до 2,5 %, графіту до 5 %), пористі бронзи (олова до 10 %, графіту до 4 %). Їх конструкція передбачає рясне подавання мастила у зону тертя.

Можливі різні способи підведення мастила у зону тертя (рис. 2) [5].

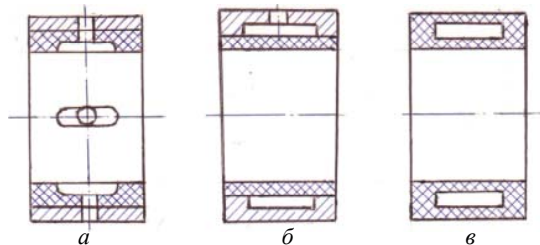


Рис. 2. Способи підведення мастила у зону тертя:

a – через мастильні канавки; *б* – через мастильний резервуар у корпусі підшипника; *в* – через резервуар у тілі порошкового вкладня

У першому випадку (рис. 2*a*) значна частина мастила подається безпосередньо до шийки вала через мастильні канавки, а решта просочується через пори вкладня. Створюється певна нерівномірність змащування. У другому випадку (рис. 2*б*) мастило рівномірно попадає на поверхню шийки через пори вкладня. Запас мастила у третьому випадку (рис. 2*в*) може бути обмежений, тому він використовується у місцях утрудненого доступу або у випадках нетривалого використання вузла тертя.

Нормальну роботу підшипника ковзання визначають тримкість, зносостійкість, робоча температура підшипника, а також відсутність заїдання шийки вала.

Для забезпечення працездатності підшипники ковзання, які працюють у режимі сухого або граничного тертя, розраховують по середньому тиску p і енергетичному параметру pV , який становить добуток середнього тиску на колову швидкість ковзання V .

Середній тиск p розраховується за формулою:

$$p = R/dl, \text{ Па}, \quad (3)$$

де R – навантаження на підшипник, Н; d – діаметр вала, м; l – ширина втулки підшипника, м.

Середній тиск характеризує тримкість підшипника. Для нормальної роботи необхідно, щоб чинний тиск не перевищував допустиму величину: $p \leq [p]$. Підшипники, вали яких обертаються повільно або періодично, розраховуються лише по середньому тиску.

Енергетичний параметр pV розраховується за формулою:

$$pV = RV/dl, \text{ Па}\cdot\text{м/с}, \quad (4)$$

де $V = \pi dn / 60$ – колова швидкість ковзання, м/с; n – частота обертання, об/хв.

Величина параметра pV відбиває теплову напруженість вузла тертя і характеризує ступінь нагрівання підшипника та небезпеку його заїдання. Для нормальної роботи необхідно, щоб енергетичний параметр не перевищував допустиму величину: $pV \leq [pV]$. Таким чином обмежується нагрівання поверхонь тертя.

Допустимі значення $[p]$ і $[pV]$, які наводяться у різних довідниках та інших джерелах (наприклад, у довіднику [6]), залежать від матеріалу і конструкції підшипника і відбивають лише певні середньо статистичні дані. Вони можуть змінюватися у широких межах і при необхідності уточнення визначаються для кожного матеріалу експериментально або за досвідом експлуатації подібних конструкцій.

Рідинне тертя – найсприятливіший режим роботи підшипника ковзання; він виникає при достатньо великих швидкостях обертання вала і постійному підведенні рідкого мастила. Згідно з гідродинамічною теорією змащування при усталеному режимі роботи мастило втягується у клиноподібний зазор і створює гідродинамічний тиск, який врівноважує зовнішнє навантаження (рис. 3). Завдяки цьому вал «плаває» у підшипнику, і поверхні тертя розділені шаром мастила. При одночасному збільшенні навантаження R і частоти обертання n товщина шару мастила не змінюється, тобто зберігається режим рідинного тертя.

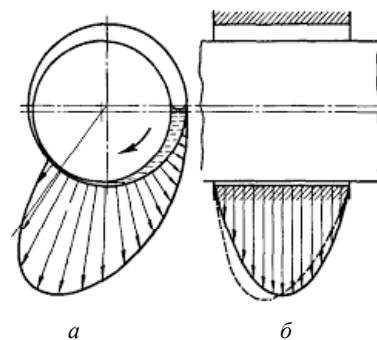


Рис. 3. Розподіл гідродинамічного тиску у підшипнику ковзання у поперечному (*a*) і поздовжньому (*б*) напрямках

Гідродинамічна теорія змащування широко використовується для розрахунків всіляких вузлів тертя, що працюють в умовах рідинного змащування. На її підставі розроблені деякі методи розрахунку підшипників для різних умов роботи [7].

Розрахунок підшипників ковзання на основі гідродинамічної теорії змащування полягає у визначенні мінімально допустимого зазору між валом і підшипником h_{\min} , при якому зберігається надійне рідинне тертя.

Вихідними даними для розрахунку є: радіальне навантаження на підшипник, діаметр вала і ширина підшипника; швидкість обертання вала; динамічна в'язкість мастила при робочій температурі підшипника, а також фактичні розміри і параметри шорсткості вала і вкладки підшипника (рис. 4).

У стані покою між валом і отвором виникає зазор S (рис. 4а), величина якого при складанні визначається фактичними розмірами вала і вкладки. При усталеному процесі роботи підшипника діаметральний зазор по лінії центрів вала й отвору S поділиться на h_{\min} (товщина шару мастила у місці найбільшого зближення поверхонь, рис. 4б) і на $h_{\max} = S - h_{\min}$ (зазор на діаметрально протилежному боці).

Згідно з гідродинамічною теорією змащування між S і h_{\min} існує така залежність:

$$h_{\min} \cdot S = \frac{0,52d^2 \omega \mu}{p} \cdot \frac{1}{d+1}, \quad (5)$$

де h_{\min} – товщина шару мастила у місці найбільшого зближення вала і вкладки підшипника у робочому стані, м; S – діаметральний зазор по лінії центрів вала і вкладки підшипника у стані спокою, м; d – номінальний діаметр шийки вала, м; l – ширина вкладки, м; ω – кутова швидкість обертання вала, рад/с; μ – динамічна в'язкість мастила при температурі 50 °С, Па·с; p – середній тиск у підшипнику, Па.

Середній тиск у підшипнику знаходиться за формулою (3).

Якщо робоча температура підшипника відрізняється від 50 °С і становить t °С, то динамічну в'язкість μ можна знайти за приблизним співвідношенням:

$$\mu \approx \mu_{50} \cdot \left(\frac{50}{t}\right)^3, \quad (6)$$

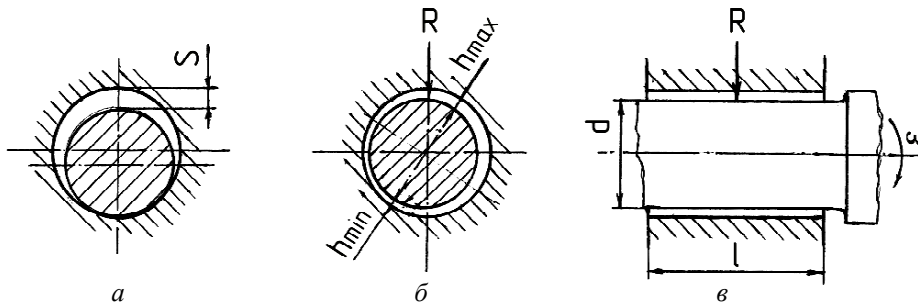


Рис. 4. Розрахункова схема підшипника ковзання:

а – вал у стані покою; б – вал під час обертання; в – розміри вала і підшипника

Список літератури

1. ДСТУ 3012-95 Підшипники кочення та ковзання. Терміни та визначення. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держстандарт України, 1995 – 76 с.

Для остаточного визначення h_{\min} необхідно врахувати фактичні розміри і параметри шорсткості вала і вкладки.

Номінальні розміри шийки вала і вкладки однакові. Тип посадки, призначений конструктором, впливає на величину зазора між валом і підшипником. Величина можливого зазора підшипника визначається граничними відхиленнями кожного учасника пари «вал-владень». Граничні відхилення також визначають можливі мінімальний S_{\min} і максимальний S_{\max} зазори підшипника при складанні.

На величину мінімально допустимого зазору впливають також параметри шорсткості робочих поверхонь отвору R_{zD} і вала R_{zd} .

Визначивши за формулою (3) параметр $h_{\min} \cdot S$, необхідно перевірити призначену посадку на забезпеченість мінімального шару мастила за найнесприятливіших умов:

$$h_{\min} = \frac{h_{\min} S}{S_{\max} + 1,4(R_{zD} + R_{zd})}, \quad (7)$$

Рідинне тертя зберігається у тому випадку, коли шар мастила у місці найбільшого зближення вала з вкладнем у процесі роботи не матиме розривів, тобто

$$h_{\min} \geq kR_{zD} + R_{zd}, \quad (8)$$

де k – коефіцієнт запасу надійності за товщиною шару мастила; залежно від умов експлуатації k обирають у межах від 1 до 2.

Знайдена таким чином величина мінімально допустимого зазора між валом і підшипником h_{\min} забезпечує надійну роботу підшипника ковзання за умов гідродинамічного змащування.

Отже, правильний вибір мастила та матеріалу порошкового підшипника ковзання, його відповідність розрахункам працездатності можуть забезпечити тривалий час надійної експлуатації за найрізноманітніших умов змащування у зоні тертя.

- іальностями 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» уклад. А. К. Скураговський. –Електронні текстові дані 1файл:10,7 МБ – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 38 с.
3. Дурягіна З. А. Структурно-енергетичний стан внутрішніх та зовнішніх меж поділу у металевих системах: монографія / Дурягіна З. А., Ольшанецький В. Ю., Кононенко Ю. І. – Львів : вид. Львівської політехніки, 2013. – 456 с.
 4. Ольшанецький В. Е. О термодинамике взаимодействия сферических включений с движущимися границами зёрен / Ольшанецкий В. Е., Кононенко Ю. И. // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2016. – № 2. – С. 36–38.
 5. Либенсон Г. А. Производство порошковых изделий / Либенсон Г. А. – М. : Металлургия, 1990. – 240 с.
 6. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения : справочник / И. Н. Федорченко и др. ; отв. ред. И. М. Федорченко. К. : Наук. думка, 1985. – 624 с.
 7. Захаров С. М. Гидродинамическая смазка: состояние и перспективы / Захаров С. М. // Трение и износ. – 2010. – № 1. – С. 78–92.

Одержано 23.12.2020

Плескач В. М., Ольшанецький В. Е. О методах проектирования и использования порошковых подшипников скольжения

Цель работы. Оптимизация методики проектирования, расчёта и использования подшипников скольжения; разработка рекомендаций относительно применения порошковых материалов и масел для производства подшипников скольжения.

Полученные результаты. Выяснены и описаны область преимущественного применения подшипников скольжения, их основные элементы; приведены рекомендации относительно размеров конструктивных элементов подшипников. Проанализированы основные виды трения скольжения и их взаимосвязь с конструкцией подшипника и условиями эксплуатации. Проанализированы возможный состав порошковых материалов для подшипников скольжения, взаимозависимость пористости подшипника и вязкости применяемого масла для обеспечения долговечности его эксплуатации. Приведены рекомендации относительно конструкции подшипников в условиях жидкостного трения. Обобщена методика расчёта работоспособности подшипников скольжения. На основании теории гидродинамической смазки предложена методика расчёта подшипников скольжения для условий жидкостной смазки, которая обеспечивает оптимальные условия эксплуатации.

Научная новизна. Оптимизирован выбор порошкового материала и структуры для улучшения условий смазки. Приведены анализ влияния химического состава масла на обеспечение максимальной адгезии этого масла с поверхностью подшипника, а также математические зависимости, которые дают возможность корректировать состав масла путём добавления специально подобранных микродобавок. Обобщены подходы относительно методики расчёта порошковых подшипников скольжения, которые работают в разных условиях трения.

Практическая ценность. Предложены практические методики проектирования и расчёта подшипников скольжения из порошковых материалов.

Ключевые слова: подшипник скольжения, порошковые материалы, виды трения скольжения, краевого угла смачивания, гидродинамическая теория смазки.

Pleskach V., Ol'shanetskii V. About design and use of powder plain bearings

Purpose. Optimization of methods of design, calculation and use of slip bearings; elaboration of recommendations on the use of powder materials and lubricants for the production of slip bearings.

Research methods. Analysis of existing calculations of slip bearings, of efficiency of the bearing under conditions of self-lubrication and features of using hydrodynamic lubrication theory for calculations of slip bearings in the presence of liquid lubrication.

Results. The area of predominant application of slip bearings, their main elements are clarified and described; recommendations on the sizes of structural elements of bearings are given. The main types of slipping friction and their relationship with the bearing design and operating conditions are analyzed.

The possible composition of powder materials for slip bearings, the interdependence of bearing porosity and the viscosity of the oil used to ensure the of its longevity is analyzed. Recommendations for the design of bearings in conditions of liquid friction are given. Generalized methodology for calculating the efficiency of slip bearings is proposed.

Based on the theory of hydrodynamic lubrication, a method for calculating slip bearings for liquid lubrication conditions, which provides optimal operating conditions is proposed.

Scientific novelty. Optimized selection of powder material and structure to improve lubrication conditions is proposed. The analysis of the influence of the chemical composition of the oil to ensure maximum adhesion of this oil with a bearing surface is resulted; the analysis of the influence of the chemical composition of the oil to ensure maximum adhesion of this oil with a bearing surface, as well as mathematical dependencies that make it possible to adjust the composition of the oil by adding specially selected microadditives is resulted. Generalized approaches to the method of calculation of powder slip bearings, which operating under different friction conditions are proposed.

Practical value. Practical methods of designing and calculating slip bearings from powder materials are offered.

Key words: slip bearing, powder materials, types of slipping friction, edge wetting angle, hydrodynamic lubrication theory.