

УДК 621.822.5

Плескач В.М.¹

¹доц. НУ «Запорізька політехніка»

ПОРОШКОВІ ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

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. Конструктивно порошковий підшипник ковзання складається з металевго корпуса, в який вставляється вклядень (втупка) з порошкового матеріалу. Вклядень становить порожнистий циліндр з буртом або без нього Між шийкою вала і внутрішньою поверхнею втупки підшипника існує зазор, який дозволяє валу вільно обертатися

Матеріал порошкових підшипників повинен мати пружнопластичну металеву матрицю і достатню пористість. Його хімічний склад обирається залежно від умов тертя ковзання.

Для роботи в умовах сухого тертя використовуються порошкові матеріали, які за складом повторюють традиційні литі антифрикційні матеріали: наприклад, пористе залізо (пористість 15...30%), залізо-мідні композиції з вмістом міді у межах від 0,5 до 20%. Якщо підшипники працюють у режимі самозмашування, у їх численних порах знаходиться мастильний матеріал. Такі підшипники виготовляються на основі залізо– і бронзографіту, залізо-мідь-графітових композицій з вмістом графіту 3...4%. Як мастильний матеріал дуже часто використовують пластичне мастило. Підшипники, призначені для роботи в умовах рідинного тертя, виготовляють з порошкових матеріалів з достатньою пористістю 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 примусове рясне подавання мастила у зону тертя [1,2].

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

Середній тиск p розраховується за формулою

$$p = R/dl, \text{ Па}, \quad (1)$$

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

$$pV = RV/dl, \text{ Па} \cdot \text{м/с}, \quad (2)$$

де $V = \pi d n / 60$ – 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.

За умов рідинного тертя розрахунок підшипників ковзання на основі гідродинамічної теорії змащування [3] полягає у визначенні мінімально допустимого зазора між валом і підшипником $h_{\min}$, при якому зберігається надійний шар мастила.

У стані покою між валом і отвором виникає зазор S , величина якого при складанні визначається фактичними розмірами вала і вклада. При усталеному процесі роботи підшипника по лінії центрів вала й отвору виникає мінімальний зазор $h_{\min}$ (товщина шару мастила у місці найбільшого зближення поверхонь). Згідно з гідродинамічною теорією змащування між S і $h_{\min}$ існує така залежність:

$$h_{\min} \cdot S = \frac{0,52 d^2 \omega \mu}{p} \cdot \frac{1}{d+1}, \quad (3)$$

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

Величина діаметрального зазору підшипника S визначається граничними відхиленнями кожного учасника пари «вал – владень».

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