

# Гідродинамічна теорія змащення

6.1 Гідродинамічний розрахунок підшипника

6.2 Тепловий розрахунок підшипника

### 6.1 Гідродинамічний розрахунок підшипника

Для динамічно навантажених підшипників ДВЗ (рис. 6.1) всі параметри, які входять до рівняння (5.10) залежать від часу і координат. Замкнених рішень рівнянь (5.11), (5.13), (5.14) немає. В теорії змащування використовують різні приблизні методи прями чисельні та аналітичні. В деяких випадках достатньо точним є розрахунок нестационарно навантаженого підшипника колінчастого вала з урахуванням некруглості підшипника або вала наявності маслорозподільних пристроїв, зміни температури масла та залежності його від температури та тиску.

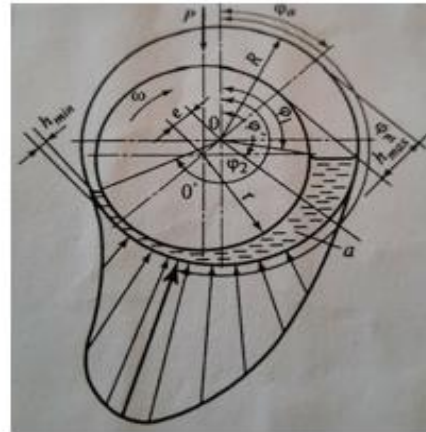


Рисунок 6.1 – До розрахунку підшипника ковзання

Більш точні результати одержані при розрахунку з врахуванням деформацій вузла тертя. В цьому випадку систему диференціальних рівнянь вирішують ітераційним методом. Процес послідовних наближень закінчують, коли наближення як по характеристиках деформованого стану, так і по параметрах транспорту руху будуть відрізнятися один від другого не більше як деяка наперед задана величина.

При використанні аналітичних методів розподілу тиску приблизно представляють у вигляді подвійного ряду, т.ч.

$$p = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N a_{mn} \cdot D_m(\varphi) \cdot L_n(x),$$

де  $D_m, L_n$  – лінійно-незалежні функції відповідних координат.

Для визначення коефіцієнтів використовують різні методи: наприклад, метод Рітца, Гальоркіна, а також метод найменших квадратів та інші.

При умові, що масло не стискається, режим течії ізотермічний, а вал і підшипник не деформуються, тобто мають ідеальну циліндричну поверхню і осі їх паралельні.

Зазор у будь-якому перетині під кутом  $\varphi$  до лінії центрів в циліндричній системі координат описується такою формулою:

$$h = r \cdot \psi \cdot (1 - \chi \cdot \cos\varphi),$$

де  $\chi = \frac{e}{\delta}$  – відносний ексцентриситет;

$R, r$  – радіуси підшипника і вала;

$e$  – зміщення осі вала відносно осі підшипника;

$\psi = \frac{\Delta}{d}$  – відносний зазор;

$\Delta, \delta$  – діаметральний та радіальний зазори.

Гідродинамічний тиск в довільній точці шару масла по довжині циліндричного підшипника може виражатися наступною залежністю

$$p = 6\eta \cdot v \cdot \frac{c}{r \cdot \psi^2} \cdot I \cdot \phi_{1x} \left[ 1 - (2x/l_w)^m \right], \quad (6.1)$$

де  $c$  – коефіцієнт, враховуючий зниження тиску внаслідок витікання масла через торцеві зазори підшипника;

$l$  – довжина підшипника;

$x$  – координати від середини до поперечного перерізу який розглядається;

$I_{\phi x}$  – закон зміни гідродинамічного тиску по куту;

$m$  – постійна, яка визначається по експериментальним кривим для подібних підшипників при заданому зазорі.

Рівнодіюча  $P$  проекцій елементарних сил гідродинамічного тиску на лінії дії зовнішніх навантажень

$$P = l \cdot \int_{\phi_1}^{\phi_2} p \cdot [-\cos(\phi_s + \phi)] \cdot r d\phi. \quad (6.2)$$

Після підстановки значення  $p$  з рівняння 6.1 та інтегрування одержуємо

$$P = \eta \cdot \omega \cdot r \cdot l \cdot \frac{\Phi}{\psi^2}. \quad (6.3)$$

де  $\omega = v/r$ ,  
 $\Phi$  – безрозмірна величина, яка називається коефіцієнтом навантаженості підшипника

$$\Phi = \frac{2k \cdot \psi^2}{2\omega}, \quad (6.4)$$

де  $k = \frac{P}{dl}$  – навантаженість на одиницю площі проекції шийки.

Розміщення шийки, що повертається в короткому підшипнику залежить від значення  $l/d$ , тобто для визначеної завантаженості підшипника є свій відносний ексцентриситет  $\chi$ . Для розрахунку підшипника побудовані графіки  $\Phi = f(\chi)$ . Тому при визначенні по (6.4) значення  $\Phi$ , по кривим знаходять  $\chi$  (рис.6.2), а знаючи відносний ексцентриситет визначають мінімальний зазор між шийкою і підшипником

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi). \quad (6.5)$$

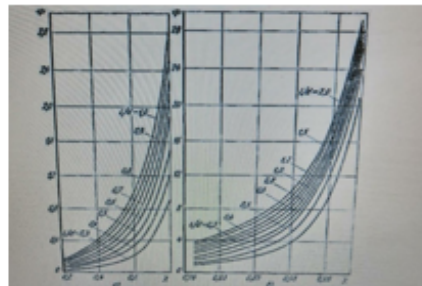


Рисунок 6.2 – Залежність відносного ексцентриситета  $\chi$  від коефіцієнта навантаження  $\Phi$  підшипника:  
 а – середні значення  $\chi$ ; б – великі значення  $\chi$ .

В дійсності мінімальна товщина шару масла повинна бути більше деякого критичного значення  $h_{кр}$  на 2 мкм

$$h_{min} \geq h_{кр} + 2 \text{ мкм},$$

де  $h_{кр} = h_1 + h_T + h_2 + h_3 + h_4$ .

Тут  $h_1$  і  $h_T$  - висоти мікронерівностей поверхонь вала підшипника;

$h_2$ ,  $h_3$  і  $h_4$  - величини, які враховують відповідно перекіс, несоосність, деформацію та відхилення профілю.

Приведені формули та графіки описують стаціонарний режим роботи підшипників, при якому на шийку діє постійна по величині і напрямку сила. Виконано багато дослідницьких робіт, які показують правомірність застосування приведених формул та графіків для підшипників ковзання ДВЗ, які працюють в нестаціонарних умовах при змінних режимах змащування (змінних по величині та напрямку).

Таким чином, задача конструювання та розрахунку підшипників ковзання є визначення діаметрального зазору, відношення  $vd$ , сорту масла, тиску подачі, матеріалу антифрикційного шару вкладишів, при яких було б забезпечено рідинне тертя і невисокий температурний режим роботи підшипників.

Вихідними даними для розрахунку підшипників ковзання є діаметр і довжина, частота обертання колінчастого вала, сорт масла, температура навколишнього середовища, тиск і температура масла на вході у підшипник, матеріал антифрикційного шару.

Маючи годографи навантажень за цикл

$$K_{\varphi} = \frac{1}{72} \cdot \sum_{i=1}^{72} K_i,$$

у випадку розрахунку через 10 градусів повороту колінчастого вала. Як видно з годографів навантаження в деякі моменти часу можуть значно перевищувати  $K_{\varphi}$ . Однак, як показав досвід, короточасне перевантаження, тобто перехід в область напіврідкого змащування не являється небезпечним.

Суттєве значення для надійної роботи підшипників має вибір відношення  $vd = 0,6 \dots 0,8$ . При  $vd < 0,3$  можливі розриви і перегрів масляного шару з-за різкого зменшення масла, що проходить через навантажену частину підшипника. Збільшення співвідношення  $vd$  більше одиниці також є недоцільним в зв'язку з різними умовами підтримання розрахункової товщини масляного шару на краях і середині підшипника.

## 6.2 Тепловий розрахунок підшипника

Далі розрахунок підшипника зводиться до визначення кількості масла, що проходить через підшипник, а також втрати потужності на тертя. Знаючи відносний ексцентриситет вала в підшипнику визначають коефіцієнт  $q_1$  (рис. 6.3, а) торцевих втрат масла по графіку залежності від  $\chi$  та від відношення  $l/d$  при куті охопту  $\varphi_2 = \varphi_1 = 180^\circ$ .

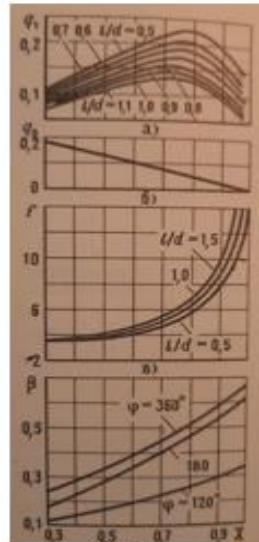


Рисунок 6.3 – До визначення коефіцієнта  $q_1$

Коефіцієнт втрат масла на  $q_0$  на виході з навантаженої частини масла підшипника з циліндричною розточкою також визначається по графіку (рис. 6.3,б).

Кількість масла, яка проходить через зазор між валом і підшипником

$$q_{\pi} = (0,375 / \delta) \cdot \sqrt{\eta_{sp} / (\rho \omega)},$$

де  $\delta$  – радіальний зазор у підшипнику [м];

$\eta_{sp}$  – середнє значення динамічної в'язкості масла [Па·с];

$\rho$  – густина масла [кг/м<sup>3</sup>];

$\omega$  – кутова швидкість обертання вала [с<sup>-1</sup>].

Коефіцієнт опору  $f$  обертання валу з врахуванням тертя в неробочій зоні зазору підшипника при змащенні через верхню половину вкладиша визначається по графіку (рис.6.3, в). Знаючи його та коефіцієнт витрат масла можна визначити приріст температури в шарі масла

$$\Delta t = f \cdot \omega \cdot \eta_{av} / (c_M \cdot \rho \cdot \psi^2 q),$$

де  $c_M$  – питома теплоємність масла [Дж/(кг·К)].  
Температура масла на вході в підшипники

$$t_{in} = t_o + \Delta t \frac{q_o}{q_i}$$

Середня температура масла в шарі

$$t_{av} = t_{in} + 0,5 \Delta t.$$

Тоді кількість масла, яке необхідне для забезпечення працездатності підшипника

$$Q_M = 0,5 \cdot \psi \cdot \omega \cdot l \cdot d^2 (q_i + q_o),$$

$$\text{де } q_o = \beta \cdot \Phi \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^2 \cdot \left(\frac{p_{av}}{\kappa}\right).$$

Коефіцієнт  $\beta$  визначають по діаграмі (рис.6.3,г) в залежності від кута обхвату  $(\varphi_2 - \varphi_1)$  і відносного ексцентриситету  $\chi$ .

Втрати потужності на тертя у підшипнику

$$N_{tr} = 10^{-3} f \cdot \omega^2 \cdot d^2 \cdot l \cdot \eta_{av} / (2\psi) \quad [\text{кВт}].$$

Розрахунок  $t_{av}$ , а отже,  $\eta_{av}$  проводять в декілька ітерацій для різних значень середньої в'язкості масла.

#### Контрольні запитання

1. Які параметри необхідно задати для розрахунку підшипника ковзання?
2. Як визначають відносний ексцентриситет між шийкою вала і підшипником?
3. Як визначають середнє навантаження підшипника?
4. Яка мета теплового розрахунку підшипника?
5. Для чого визначають втрату потужності на тертя у підшипнику?