

РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ЗАЗОРОМ

Листопад І.О., Кісь В.М. к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Розглянуто розрахунковий метод визначення посадок з зазором в підшипниках ковзання для вкладишів і шийок колінчастих валів в двигунах внутрішнього згорання

Вступ. Експлуатаційно - технологічні показники двигунів визначаються, в основному, їх працездатністю, тобто їх станом, при якому значення усіх їх параметрів, які характеризують здатність виконувати задані функції, відповідають встановленим вимогам. У зв'язку з цим обґрунтування методів вибору посадок дозволить підвищити ефективність, надійність, довговічність їх роботи під час експлуатації [1].

Дослідження. Як в українській так і у зарубіжній літературі багато уваги надається дослідженню надійної праці циліндро - поршневої групи двигуна. Незважаючи на великі динамічні навантаження на кінематичні вузли, при обертанні колінчастих валів використовуються підшипники ковзання [2,3]. Надійність і ресурс кінематичного механізму перетворення руху багато в чому визначає міжремонтний ресурс двигуна і витрати на його ремонт. Збільшення міжремонтного ресурсу двигуна із - за зносу підшипників ковзання може істотно знизити експлуатаційні витрати і знизити собівартість ДВС.

Вирішення проблеми. У підшипнику ковзання поверхні втулки валу і опорної поверхні підшипника утворюють фрикційний контакт, в якому виникає, залежно від умов роботи, один з видів тертя - рідинне, графітове або напівсухе тертя. Підшипники ковзання кінематичного механізму ДВС конструюються на роботу в умовах рідинного тертя [2, 4].

Проте великі і імпульсні навантаження, що передаються від поршня, не завжди дозволяють забезпечити рідинне тертя, і в деякі моменти в кінематичному вузлі може виникати граничне або навіть напівсухе тертя. Робота підшипників посилюється ще і тим, що при застосуванні типових систем мастила не усі підшипники знаходяться в рівних умовах.

В таких умовах робота підшипника відбувається з постійним зношуванням фрикційної поверхні, в першу чергу, опорної поверхні вкладиша. При великому зношенні, коли зазор між втулкою вала і вкладишем досягає граничної величини, різко порушуються умови мастила, підшипник переходить в режим напівсухого тертя і щоб уникнути різкого зношування двигун повинен бути виведений в ремонт для заміни вкладишів.

Теоретичний розрахунок рухомої посадки заснований на гідродинамічній теорії змащення і зводиться до визначення такого клинового зазору між валом і підшипником, в якому міг би поміститися шар мастила, потрібний для

забезпечення умов рідинного тертя товщини (рис. 1). Товщина масляного шару залежить від кутової швидкості і в'язкості мастила. Чим більше ці параметри, тим більше товщина шару мастила (h_{\min}). Але зі збільшенням радіального навантаження F_r на цапфу товщина масляного шару h_{\min} зменшується. При сталому режимі роботи товщина h_{\min} масляного шару повинна бути більше суми шорсткості цапфи R_z в і шорсткості вкладиша R_{z0} , (рис. 1). Найбільш поширеним типом відповідних рухомих сполук є підшипники ковзання, що працюють з мастилом. Для забезпечення найбільшої довговічності необхідно, щоб при сталому режимі підшипники працювали з мінімальним зносом. Це можливо в тому випадку, коли поверхні цапфи і вкладиша підшипника будуть розділені шаром мастила, а тертя між металевими поверхнями буде замінено на тертя між шарами мастила.

Розглянемо методику розрахунку одного з найбільш поширених типів рухомих сполук вал-підшипник ковзання. В стані спокою під дією сили тяжіння вал знаходиться в крайньому нижньому положенні (рис. 1). При обертанні вала сили тертя захоплюють мастило у вузьку клиноподібну щілину між валом і отвором, виникає тиск, в залежності від нього і в'язкості мастила вал як би спливає, спираючись на шар мастила і кілька зміщується у бік обертання.

Рідинне тертя між тертьовими поверхнями буде стійким, якщо товщина шару мастила в самому вузькому місці h_{\min} буде більше деякого критичного значення. У результаті дослідів було встановлено, що найкращі умови роботи підшипника досягаються при $h_{\min} = 0,25S$ (S - зазор між валом і підшипником в стані спокою). Коефіцієнт корисної дії підшипника ковзання в цьому випадку буде найбільшим, а коефіцієнт тертя виходить найменшим.

З гідродинамічної теорії змащення відомо співвідношення між l і S в підшипниках ковзання кінцевої довжини:

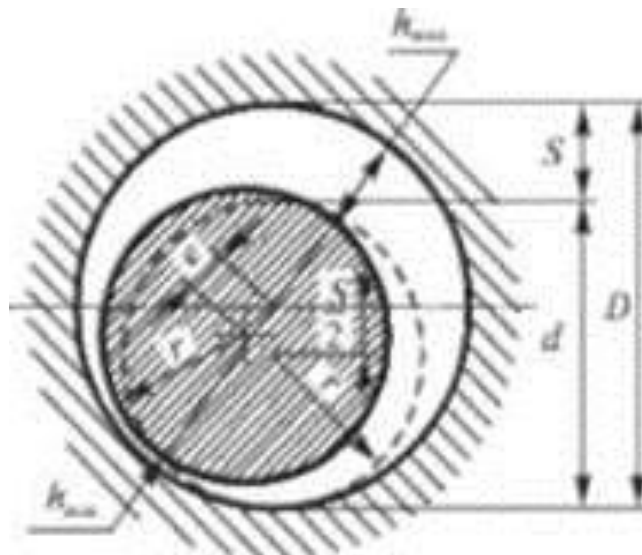


Рисунок 1 - Схема до розрахунку посадок з зазором в підшипниках ковзання

Початкова умова розрахунку інтервалу функціональних зазорів - необхідність забезпечення режиму рідинного тертя. Ця умова може бути записана у вигляді:

$$h_{\text{найм}} \geq h_{\text{min}}^{\text{ж.т.}}, \quad (1)$$

де $h_{\text{найм}}$ – найменший зазор в місці найбільшого зближення поверхонь валу і підшипника в оберненому стані, м;
 $h_{\text{найм}}^{\text{ж.т.}}$ – найменша товщина шару мастила, що забезпечує режим рідинного тертя поверхонь вала і вкладиша в процесі обертання, м;

Приймають:

$$h_{\text{min}}^{\text{ж.т.}} = k (Rz_{\text{в}} + Rz_{\text{о}} + 2), \quad (2)$$

де $Rz_{\text{в}}$, $Rz_{\text{о}}$ - величина шорсткості валу і отвору; k – коефіцієнт запасу дорівнює $k=2$.

З урахуванням існуючих методів обробки і функціональних вимог до шорсткості поверхонь тертя підшипників ковзання можна прийняти для поверхонь вкладишів (отворів і валів $Rz_{\text{о}}$, $Rz_{\text{в}}$) значення в межах від 1,5 до 6,3 мкм, для поверхонь валу - від 0,1 до 5,0 мкм.

Розрахунок найменшого $S_{\text{найм}}$ та найбільшого $S_{\text{найб}}$ функціональних зазорів, при яких вихідна умова задовольняється, ведеться методом послідовних наближень:

$S_{\text{найм}}$, $S_{\text{найб}}$ - задається орієнтовними значеннями, якщо співвідношення (1) не виконується, орієнтовні значення зазорів необхідно змінити: $S_{\text{найб}}$ - у бік збільшення, $S_{\text{найм}}$ - у бік зменшення, і знову перевіряється співвідношення (1). Процес наближення повторюється до тих пір, поки умову рідинного тертя не буде виконано. Для кожного з них $h_{\text{найм}}$ обчислюється і перевіряється співвідношення (1).

Інший шлях - зменшення шорсткості в розумних межах Rz на першому етапі і приймаються з наступних міркувань:

$$S = 2 h_{\text{найм}}. \quad (3)$$

Але це відповідає неусталеному режиму роботи, т. я. шар мастила позбавлений клиновидної форми. Обов'язково повинен бути ексцентриситет у взаємному положенні вала і вкладиша.

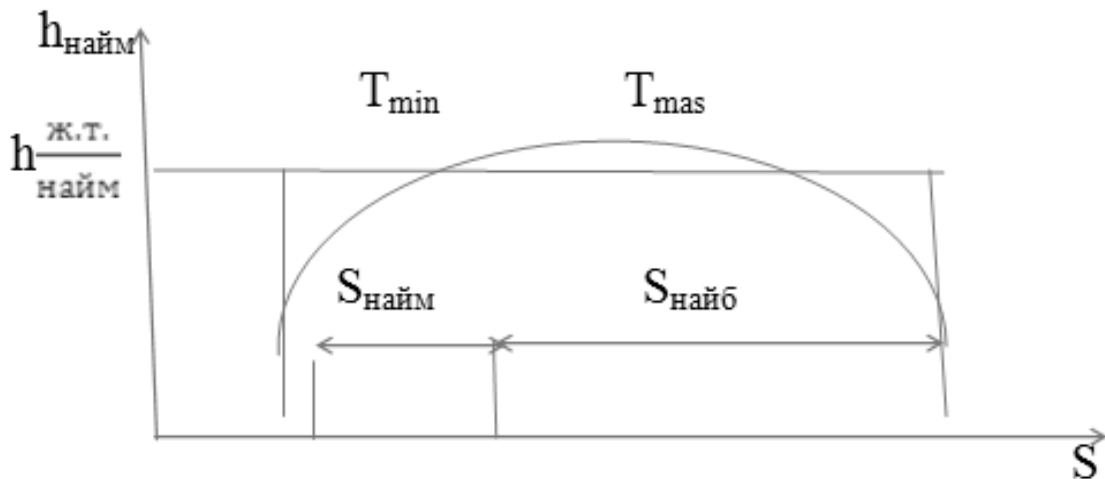


Рисунок 1 – Залежність $h_{\text{найм}} = f(S)$

Тому на першому етапі можна прийняти:

$$S_{\text{найб}} = 3 h_{\text{найм}}^{\frac{\text{ж.т.}}{\text{найм}}}, \quad (4)$$

де $S_{\text{найб}} = 400$ мкм (граничне значення зазору, за яким розрахункові залежності не дотримуються).

Дійсна товщина шару мастила при заданих проміжках визначається за виразом, що одержуються з геометричних співвідношень:

$$h_{\text{найм}} = \frac{S}{2} (1 - \chi), \quad (5)$$

де замість S підставляється значення зазору що перевіряється.

Відносний ексцентриситет χ визначається по залежності, що зв'язує χ з коефіцієнтом завантаженості C_R підшипника і з відносними розмірами $\frac{l}{d}$ підшипника.

При цьому:

$$C_R = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}, \quad (6)$$

де $p = \frac{R}{ld}$ середній тиск у підшипнику, Па; R - навантаження; l - довжина і d - діаметр підшипника; $\psi = \frac{S}{d}$ - відносний зазор.

Кутова швидкість обертання валу (рад/с):

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (7)$$

де n – число обертів валу в хвилину;

μ – динамічна в'язкість мастила (Па/с); μ_{50} - динамічна в'язкість мастила при 50°C ; t - температура мастила.

Можна прийняти: $t = 100^\circ\text{C}$ і $t = 50^\circ\text{C}$ при $S = S_{\text{найм}}$ і $S = S_{\text{найб}}$.

Після визначення меж інтервалу функціональних зазорів приступають до вибору стандартної посадки.

Посадка вибирається по системі ЄСДП. Умови вибору посадки можуть бути сформульовані наступним чином:

- 1 Доцільність дотримання принципу переваги;
2. $S_{\text{найм}} \leq S \leq S_{\text{найб}}$, де S - зазори стандартної посадки (необхідна умова);
3. З метою забезпечення найбільшого запасу на зношування посадка по зазору повинна бути близькою до нижньої межі функціональних зазорів - $S_{\text{найм}}$;
4. Повинні бути враховані особливості застосування посадок системи отвору і посадок системи валу.

По таблиці для мастила І - 20А знаходимо значення динамічної в'язкості при температурі $t = 50^\circ\text{C}$:

$$\mu_{50} = 0,015 - 0,020.$$

При розрахунку граничних значень функціонального зазору приймаємо: температуру мастила при $S_{\text{найм}}$ ф- 100°C ; температуру мастила при $S_{\text{найб}}$ ф- 50°C .

Тоді динамічна в'язкість мастила:

- при найменшому функціональному зазорі:

$$\mu_{100} = \mu_{50} \left(\frac{50^0}{t}\right)^3 = 0,015 \left(\frac{50}{100}\right)^3 = 1,88 \cdot 10^{-3} \text{ Па/с};$$

- при найбільшому функціональному зазорі:

$$\mu_{50} = \mu_{50} \left(\frac{50^0}{t}\right)^3 = 0,02 \left(\frac{50}{50}\right)^3 = 0,02 \text{ Па/с}.$$

Кутова швидкість обертання вала в підшипнику:

$$\omega = \frac{3,15 \times 2500}{30} = 261,6 \text{ рад / с}.$$

Середній тиск у підшипнику:

$$P = \frac{P_1}{l d} = \frac{500}{0,1053 \times 0,09} = 5,28 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Найменша товщина шару мастила в підшипнику, що забезпечує режим рідинного тертя, тобто надійне розклинювання поверхонь вала і вкладиша в процесі обертання.

Приймаємо:

– за умов обробки цапфи вала шліфуванням $Rz_b = 1,6$ мкм;

– за умов обробки вкладиша тонким расточуванням $Rz_o = 3,2$ мкм;

– поправки на відхилення умов праці від заданих $Ra = 2$ мкм, коефіцієнт запаса $k=2$.

Тоді:

$$h_{\min}^{\text{ж.т.}} = k (Rz_b + Rz_o + 2) = 2(1,6 + 3,2 + 2) = 13,8 \text{ мкм}.$$

Найменший функціональний зазор:

$$S_{\text{наим.ф.}} = 3 \cdot 13,6 = 40,8 \text{ мкм}.$$

Приймаємо в якості найбільшого функціонального зазору $S_{\text{наиб.ф.}} = 400$ мкм (граничне значення зазору, за яким розрахункові залежності не дотримуються).

Зробимо перевірочний розрахунок.

Для цього необхідно знайти величину відносного зазору. Наименший функціональний зазор:

$$S_{\text{нм.ф.}} = 3 \cdot 13,6 = 40,8 \text{ мкм}.$$

Приймаємо в якості найбільшого функціонального зазору $S_{\text{наиб.ф.}} = 400$ мкм (граничне значення зазору, за яким розрахункові залежності не дотримуються). Виконуємо перевірочний розрахунок.

Для цього необхідно знайти величину відносного зазору:

$$\psi = \frac{S}{d} = \frac{40,8 \cdot 10^{-6}}{9 \cdot 10^{-2}} = 4,53 \cdot 10^{-4}.$$

Знайдемо коефіцієнт навантаженості підшипника при зазорі, рівному

$S_{\text{наиб.ф.}}$:

$$C_R = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{5,28 \cdot 10^4 (4,53 \cdot 10^{-4})^2}{1,88 \cdot 10^{-3} \cdot 261,6} = 0,022031.$$

Враховуючи те, що навантаження на підшипник мале (500 Н), а також те, що $\frac{l}{d} = 1,17$, а $C_R = 0,022$, методом екстраполяції, виходячи з таблиці стандартних вказівок, обчислюємо χ , який виходить приблизно дорівнює $\chi = 0,015$.

В такому разі:

$$h_{\text{найм}} = \frac{S}{2} (1 - \chi) = \frac{40,8}{2} (1 - 0,015) = 20,1 \text{ мкм};$$

$$h_{\text{найм}} > h_{\text{min}}^{\text{ж.т.}} \text{ в такому разі } 20,1 > 13,8.$$

Коефіцієнт навантаженості при зазорі, що дорівнює 400 мкм: Величина відносного зазору:

$$\psi = \frac{S}{d} = \frac{400 \cdot 10^{-6}}{9 \cdot 10^{-2}} = 4,44 \cdot 10^{-3};$$

$$C_R = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{5,28 \cdot 10^4 (4,44 \cdot 10^{-3})^2}{2,02 \cdot 261,6} = 0,1989.$$

Таким же методом χ обчислюємо, отримаємо $\chi = 0,15$.

Тоді:

$$h_{\text{наим}} = (400/2) (1 - 0,15) = 170 \text{ мкм};$$

$$170 > 13,8.$$

Таким чином, визначений інтервал функціональних зазорів:

$$S_{\text{найм.ф.}} = 40,8 \text{ мкм}, \quad S_{\text{наиб.ф.}} = 400 \text{ мкм}.$$

Таким чином, поля допусків і рекомендовані посадки, вибирають з системі отвору стандарту ГОСТ 25347 - 82 "ЄСДП", зазори які задовольняють співвідношенню (1):

$$\frac{H7}{e8} \begin{pmatrix} +0,035 \\ 0 \\ -0,072 \\ -0,126 \end{pmatrix}, \quad \frac{H8}{d9} \begin{pmatrix} +0,054 \\ 0 \\ -0,120 \\ -0,207 \end{pmatrix}, \quad \frac{H8}{e8} \begin{pmatrix} +0,054 \\ 0 \\ -0,072 \\ -0,126 \end{pmatrix}, \quad \frac{H9}{d9} \begin{pmatrix} +0,087 \\ 0 \\ -0,120 \\ -0,207 \end{pmatrix}.$$

З наведених посадок вибираємо посадку $-\frac{H7}{e8}$, що забезпечує найбільший запас на знос.

Поле допуску отвору : $H7^{(+0,035)}$ мм.

Поле допуску вала : $\varnothing 90e8 \left(\begin{smallmatrix} -0,072 \\ -0,126 \end{smallmatrix} \right)$ мм.

Наименьший зазор: $S_{\text{наим.м.}} = EJ - es = 0 - (-0,072) = 0,072$ мм.

Наибольший зазор: $S_{\text{наим.м.}} = ES - ei = 0,035 - (-0,126) = 0,161$ мм.

Запас на износу: $Zz = 0,400 - 0,161 = 0,239$ мм.

Список використаних джерел

1. Теория поршневых и комбинированных двигателей /. [Текст] Под ред. А. О. Орлина, М. Г. Круглова – М.: Машиностроение. 1983. – 372 с.
2. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. [Текст] / М. В. Коровчинский. - М.: Машиностроение, 1959, 186 с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ. [Текст] / И. В. Крагельский - М.: Машиностроение, 1968 - 480 с.
4. Кугель Р.В. Испытание на надежность машин и их элементов. [Текст] / Р. М. Кугель - М.: Машиностроение, 1982, 181 с. 5. Повышение износостойкости на основе избирательного переноса. Под редакцией Гаркунова Д.Н. М.: Машиностроение, 1977, 121 с.

Анотация

РАСЧЕТ ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ЗАЗОРОМ

Листопад И.А., Кись В.Н.

Рассмотрен расчетный метод определения посадок с зазором в подшипниках скольжения для вкладышей и шеек коленчатых валов в двигателях внутреннего сгорания

Abstract

CALCULATION OF LANDINGS PDSINEMM SLIP C GAP

I. Listopad, V. Kiss

Considered the calculation method for the determination of landings with a clearance in the bearings for bearings and journals of crankshafts in internal combustion engines