

Диха О.В.Хмельницький національний університет,
м. Хмельницький, Україна**ДО МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ РЕЖИМУ
ТЕРТЯ У ЗМАШЕНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ
ОПОРАХ КОВЗАННЯ**

Підшипники ковзання є одним з найважливіших структурних елементів машин та складають основну частку вузлів тертя. Відмови техніки, як правило, відбуваються внаслідок відмов підшипників (наряду з відмовами інших вузлів) і, таким чином, обмежують довговічність машини в цілому.

Підшипники ковзання в залежності від виду мащення працюють в умовах граничного та рідинного тертя. При граничному змащуванні поверхні вала та підшипника торкаються повністю або на ділянках великої протяжності. Мастило знаходиться на металічних поверхнях лише у вигляді адсорбованої плівки. Відомі інженерні методики [1 - 4] розрахунку таких підшипників: при переважному зношуванні підшипникової втулки (пряма пара), переважному зношуванні вала (обернена пара) та при одночасному зношуванні вала та підшипника (змішана пара).

Традиційною конструктивною схемою підшипника ковзання (ПК) є пряма пара тертя, в якій роль антифрикційного елемента (АЕ) виконує втулка підшипника ковзання.

В оберненій парі тертя [4] цапфа є тим елементом спряження, який у більшій мірі, ніж втулка, підлягає зношуванню. Відомі різні конструктивні рішення такого типу ПК. Частіше всього АЕ виконують у вигляді кільцевої втулки, яка закріплена на цапфі, або обмащують цапфу тонким шаром твердого мастильного матеріалу. При розрахунку ресурсу такого ПК [4] встановлюється додаткова умова: втулка в процесі експлуатації не зношується, тобто ресурс спряження повністю визначається зносом цапфи (ідеальна обернена пара), який не повинен перевищувати заданого допустимого значення.

Якщо значення зносостійкості матеріалів цапфи і втулки мало відрізняються, то припущення про відсутність зносу одного з цих елементів є грубим. У цьому випадку знос спряження визначається зносом як втулки, так і цапфи (змішана пара).

У методиках [1 - 4] приймається механізм зношування у вигляді руйнування-утворення граничних шарів, утворених в результаті взаємодії мастильного матеріалу з металічними поверхнями спряження. Але за певних умов роботи підшипникового вузла [5] мастильний шар може повністю розділити контактуючі металеві поверхні і тоді, вказані вище методики, не можуть бути використані для оцінки зносу у підшипнику ковзання. Існує граничне значення товщини шару мастила при якому відбувається перехід до рідинного тертя. Воно встановлюється в залежності від матеріалів пари, розмірів деталей, умов експлуатації та якості виготовлення. З досвіду експлуатації встановлено, що при найважливіших умовах її величина не повинна бути меншою 5 мкм.

Таким чином на стадії конструкторського пропрацювання підшипникового вузла перед розрахунком потрібної довговічності по зносу необхідно провести оцінку товщини шару мастила в підшипнику за прийнятими геометричними, навантажувальними, кінематичними та іншими параметрами спряження. В даній роботі представлений приклад розрахунку режиму тертя в опорі ковзання, адаптований до застосування в інженерній практиці. За основу прийняті основні положення по розрахунку гідродинамічних підшипників ковзання, представлені в роботі [5].

Радіальним гідродинамічним середньонавантаженим підшипником ковзання слід вважати опору вала, яка має повністю або частково циліндричну поверхню і працює в режимі рідинного тертя при достатній швидкості обертання вала. Схема такого підшипника показана на рис. 1. Вантажопідйомність підшипника забезпечується гідродинамічним тиском за рахунок в'язкого зсуву в мастильному шарі, який розділяє поверхню вала та вкладишів підшипника.

Основою метода розрахунку товщини масляного шару є рівняння Рейнольдса, яке розв'язується для граничних умов утворення та розриву мастильного шару, та рівняння теплового балансу.

Основними припущеннями при розв'язанні вказаного рівняння приймають:

- підшипник та цапфа вала є абсолютно жорсткими, їхні осі паралельні, а поверхні ковзання мають циліндричну форму;
- навантаження на вал стаціонарне;
- мастильна рідина нестислива, а її потік у зазорі підшипника є ізотермічним. Режим потоку – ламінарний.

При реалізації методики розрахунку за формулами і алгоритмом, наведеним в табл. 1,

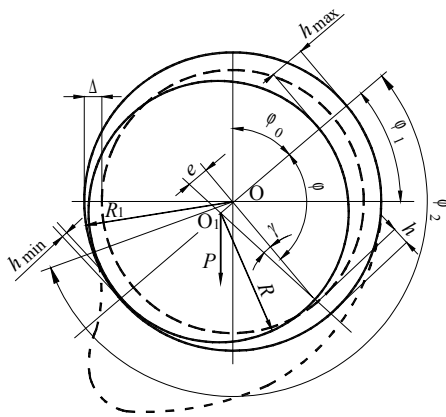


Рис. 1 – Розрахункова схема гідродинамічного підшипника ковзання

приймались наступні позначення:

A_D – кількість тепла, яка віддається шаром мастила в навколишнє середовище теплопередачею та випромінюванням, ккал/с;

A_F – кількість тепла, еквівалентне роботі тертя в підшипнику, ккал/с;

A_Q – кількість тепла, відведеного мастилом, що витікає з торців підшипника, ккал/с;

N – потужність, витрачена на подолання тертя в підшипнику, Вт;

F – загальна сила тертя в підшипнику, Н;

M – момент від сили тертя F , Н · м;

P – навантаження на підшипник, Н;

Q – витрати мастила в підшипнику, м³/с;

c – питома теплоємність мастила, ккал/Н · °С;

d – діаметр цапфи вала, м;

f – коефіцієнт тертя всього підшипника;

h_{\min} – мінімальна товщина мастильного шару, мкм;

h_w – відносна товщина шару мастила;

κ – коефіцієнт теплопередачі, ккал/м² год · °С;

l – довжина підшипника в осьовому напрямку, м;

λ – відносна довжина підшипника, $\lambda = l/d$;

n – частота обертання вала, об/хв;

p_m – питома навантаження на підшипник, $p_m = P/dl$, Па;

p_n – тиск, під яким подається мастило, Па;

q – коефіцієнт витрат мастила в підшипнику;

q_1 – коефіцієнт витрат мастила з навантаженої зони підшипника;

q_2 – коефіцієнт витрат мастила з ненавантаженої зони підшипника;

t_1 – температура шару мастила на вході в підшипник, °С;

t_s – температура навколишнього середовища, °С;

t_m – середня температура мастильного шару, °С;

V – колова швидкість цапфи, м/с;

ζ – коефіцієнт навантаження;

γ – питома вага мастила, Н/м³;

μ – динамічна в'язкість мастила, Па · с;

Δ – діаметральний зазор у підшипнику, мм;

e – ексцентриситет, м;

χ – відносний ексцентриситет, $\chi = 2e/\Delta$;

Ψ – відносний зазор, $\Psi = \Delta/d$;

ω – кутова швидкість, рад/с.

Для розрахунку як початкові дані задаються геометричні розміри підшипника: d , l ; температурно-в'язкісна залежність мастила $\mu(t)$, тобто сорт мастила; режим навантаження – P , ω . Розрахунок має за мету визначення режиму тертя в підшипнику. Це вирішується шляхом розрахунку відносної товщини шару мастила h_w , який розділяє безпосередній контакт твердих тіл у зоні тертя.

За початковими даними визначається коефіцієнт навантаження та відповідний йому відносний ексцентриситет χ для декількох припущених значень середніх температур мастильного шару t_m . Після отримання значення χ визначаються коефіцієнти витрат на тертя f/Ψ та витрат мастила q . Умова теплової рівноваги $A_F = A_Q + A_D$ дозволяє визначити значення λ , а разом з ним інші характеристики: h_{\min} , h_w , f/Ψ , q .

Покажемо реалізацію методики розрахунку режиму тертя в циліндричній опорі ковзання на конкретному прикладі.

Визначимо режим тертя в підшипнику ковзання за наступними вихідними даними:

- розміри підшипника: $d = 80 \cdot 10^{-3}$ м, $l = 85 \cdot 10^{-3}$ м, $\Psi = 2,4 \cdot 10^{-3}$;

- висота нерівностей профілю шипу та вкладиша $R_a = 0,8$ мкм;

- режим роботи підшипника: $P = 10000$ Н, $n = 100$ об/хв, $t_1 = 30$ °С, $t_s = 25$ °С;

- змащування здійснюється під тиском $p_n = 5 \cdot 10^4$ Па індустріальним мастилом И-45.

Визначаємо члени рівняння теплового балансу в підшипнику для трьох припущених значень середніх температур мастильного шару.

Таблиця 1

Таблиця розрахункових величин

Розрахункова величина	Позначення та розрахункова формула	Отриманий результат		
Середня температура шару мастила, °С	t (задається)	35	40	45
Динамічна в'язкість, Па · с	μ (початкові дані)	0,100	0,07	0,052
Коефіцієнт навантаження	$\zeta = \frac{P\psi^2}{\mu \omega dl}$	8	11,5	15,38
Відносний ексцентриситет	χ (рис. 3)	0,900	0,925	0,950
Характеристика тертя	f/ψ (табл. 2)	1,180	0,954	0,729
Коефіцієнт тертя	f	$2,8 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт торцевих витрат мастила	q_1 (рис. 4)	0,0537	0,0490	0,0448
	β (табл. 3)	0,573	0,592	0,612
	$q_2 = \beta \zeta \frac{jd}{3l} \frac{p_n}{p_m}$	0,13	0,20	0,28
	$q = q_1 + q_2$	0,18	0,25	0,30
Кількість мастила, яка проходить крізь підшипник, м ³ /с	$Q = q \frac{ld^2\psi\omega}{2}$	$1,2 \cdot 10^{-6}$	$1,7 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot 10^{-6}$
Кількість тепла, що виділяється, ккал/с	$A_F = \frac{fPV}{4270}$	$2,75 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^{-3}$
Кількість тепла, відведеного мастилом, ккал/с	$A_Q = Qc\gamma (t_m - t_1)$ ($c\gamma = 410$ ккал/°С м ²)	$2,46 \cdot 10^{-3}$	$6,97 \cdot 10^{-3}$	$8,2 \cdot 10^{-3}$
Кількість тепла, відведеного у навколишнє середовище, ккал/с	$A_D = \frac{kdl\pi (t_m - t_e)}{3600}$ ($k = 14$ ккал/м ² · год · °С)	$8,3 \cdot 10^{-4}$	$1,24 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^{-3}$

Необхідні для реалізації алгоритму розрахунку графіки, таблиці та діаграми наведені нижче.

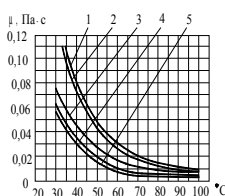


Рис. 2 – Графік залежності в'язкості мастила від температури:

1 – турбінне Т-48;

2 – індустріальне И-45;

3 – турбінне Т-30, індустріальне И-30;

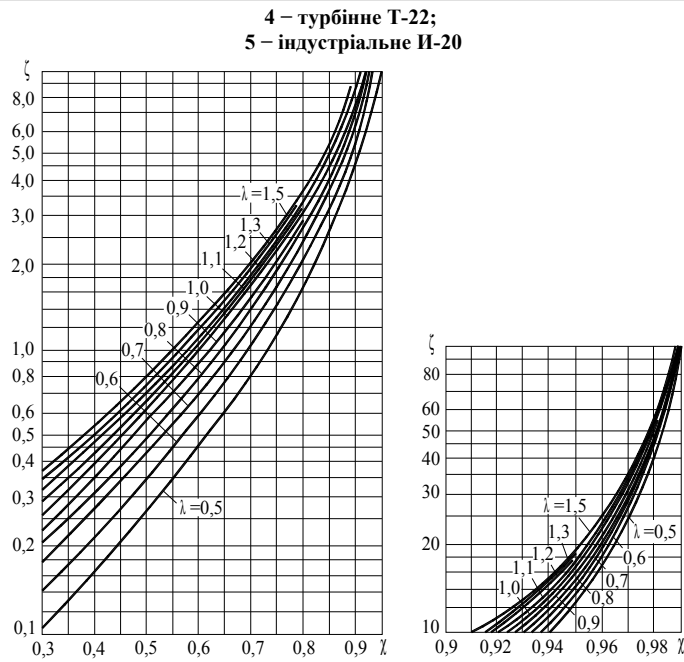


Рис. 3 – Діаграма коефіцієнтів навантаженості

Таблиця 2

Визначення параметра f/ψ

χ / λ	0,25	0,5	0,75	1,0	1,250	1,5
0,2	206,5	53,74	29,11	20,8	17,0	14,6
0,25	180,3	39,8	23,8	16,3	14,2	12,8
0,3	147,8	33,7	18,9	13,8	10,8	10,1
0,35	100,0	25,3	15,5	10,1	8,45	8,5
0,4	70,89	19,87	12,92	8,41	6,99	6,01
0,45	59,8	17,2	10,0	6,83	6,2	5,1
0,5	48,3	15,53	8,53	5,9	5,4	4,28
0,55	33,7	11,5	7,1	5,01	4,8	4,02
0,6	28,01	8,94	6,01	4,23	3,89	3,28
0,65	24,7	7,2	5,3	3,85	3,3	3,1
0,7	19,3	6,01	4,25	3,1	2,8	2,65
0,75	14,8	4,5	3,5	2,65	2,3	2,2
0,8	10,23	3,60	2,46	2,04	1,84	1,75
0,85	6,92	2,1	1,9	1,62	1,42	1,35
0,9	3,80	1,74	1,33	1,18	1,07	1,01

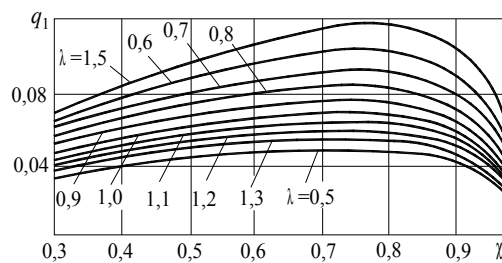


Рис. 4 – Діаграма для визначення коефіцієнта q_1

Таблиця 3

Визначення коефіцієнта β

χ	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,925	0,950	0,975	0,99
--------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-------	-------	-------	------

β	0,246	0,285	0,329	0,380	0,437	0,501	0,573	0,592	0,612	0,632	0,645
---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Після отримання числових значень витрат теплоти в навантаженій і ненавантаженій зонах визначимо середню температуру мастильного шару t_m , як точку перетину кривих $A_f(t)$ та $A_Q(t) + A_D(t)$, тобто графічно розрахуємо рівняння теплового балансу (рис. 5). Визначена температура складає 34 °С.

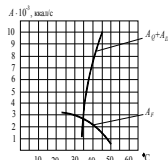


Рис. 5 – Номограма для визначення середньої температури шару мастила

При знайденій температурі:

- динамічна в'язкість мастила $\mu = 0,11 \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- коефіцієнт навантаження:

$$\zeta = \frac{P\psi^2}{\omega \mu dl} = \frac{10000 \psi (2,4 \cdot 10^{-3})^2}{10,47 \cdot 40,11 \cdot 485 \cdot 10^{-3} \cdot 480 \cdot 10^{-3}} = 7,35;$$

- відносний ексцентриситет $\chi = 0,88$;
- коефіцієнт втрат на тертя $f/\psi = 1,2$; $f = 2,88 \cdot 10^{-3}$;

Визначаємо мінімальну товщину мастильного шару:

$$h_{\min} = 0,5 \psi d (1 - \chi) = 0,05 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^{-3} (1 - 0,88) = 1,15 \cdot 10^{-5} \text{ м}; \quad h_{\min} = 11,5 \text{ мкм.}$$

Визначаємо відносну мінімальну товщину шару мастила:

$$h_w = \frac{h_{\min}}{R_{a1} + R_{a2}} = \frac{11,5}{0,8 + 0,8} = 7,18.$$

Визначаємо режим тертя: для рідинного $5 \text{ J } h_w \text{ J } 100$; еластогідродинамічного $1 \text{ J } h_w \text{ J } 10$; змішаного $h_w \text{ J } 5$.

У даному випадку забезпечується рідинне тертя.

Висновок

Проведена адаптація методики розрахунку режиму тертя в циліндричних опорах ковзання для інженерного застосування, представлений алгоритм і приклад реалізації методики.

Література

1. Справочник по триботехнике / под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе : в 3 т. – Т. 1. Теоретические основы. – М. : Машиностроение, 1989. – 400 с.
2. Проников А. С. Надежность машин / А. С. Проников. – М. : Машиностроение, 1978. – 592 с.
3. Блюмен А. В. Расчетная оценка интенсивности изнашивания и ресурса сопряжения вал–штулка с обратной парой трения / А. В. Блюмен, Г. М. Харач, Д. Г. Эфрос // Вестник машиностроения. – 1976. – № 2. – С. 29–32.
4. Солдатенков И. А. Установившийся режим при изнашивании тонкого упругого покрытия в радиальном подшипнике скольжения / И. А. Солдатенков // Трение и износ. – 1986. – № 3. – Т. 7. – С. 452–459.
5. Воскресенский В. А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. – М. : Машиностроение, 1980.

Надійшла 05.10.2010