

¹І. М. Хоменко, канд. техн. наук, доц.,
²М. В. Кіндрачук, д-р техн. наук, проф.,
³А. К. Кобринець, магістрант

ГРАНИЧНОДОПУСТИМИЙ ЗНОС МАШИН

¹Чернігівський державний технологічний університет

²Національний авіаційний університет

³Національний технічний університет «КПІ»

Наведено методологію визначення граничнодопустимих зносів машин розрахунково-аналітичним методом. Використання методу показано на прикладі короткого радіального підшипника ковзання.

Вступ. Граничнодопустимими називаються зноси елементів і трибоспряджень машини, за яких подальша її експлуатація економічно недоцільна, або технологічно неможлива. Їх ураховують під час конструювання і виготовлення машин – для визначення їх ресурсу, у процесі експлуатації – для оцінювання технічного стану і доцільності проведення ремонтів, під час проведення ремонтів – для обґрунтованого відбракування зношених деталей.

Функціональні показники роботи трибоспряджень тісно пов'язані з величинами зносу їх елементів і безпосередньо впливають на показники функціонування машини як трибосистеми. У свою чергу, показники роботи машини обмежуються економічними або технологічними критеріями.

Обмеження терміну роботи машини за економічними критеріями зводиться до визначення доцільних термінів експлуатації машини, за яких питомі матеріальні експлуатаційні затрати, включно із затратами на купівлю машини, мінімальні. Дослідження щодо обмеження терміну роботи машини за економічними критеріями є довготривалими, потребують значних матеріальних витрат тощо.

Технологічні критерії можна використовувати під час спеціальних експериментальних досліджень, що наближує їх у сенсі часу і матеріальних затрат до економічних критеріїв. Проте можливий і інший підхід – використання достовірних розрахункових способів (методик), які дозволяють об'єктивно оцінювати функціональні показники роботи трибоспряджень і трибосистем залежно від величин зносу елементів трибоспряджень.

Способи визначення граничнодопустимих зносів машин, а також їх недоліки подано у вигляді схеми (рис. 1).

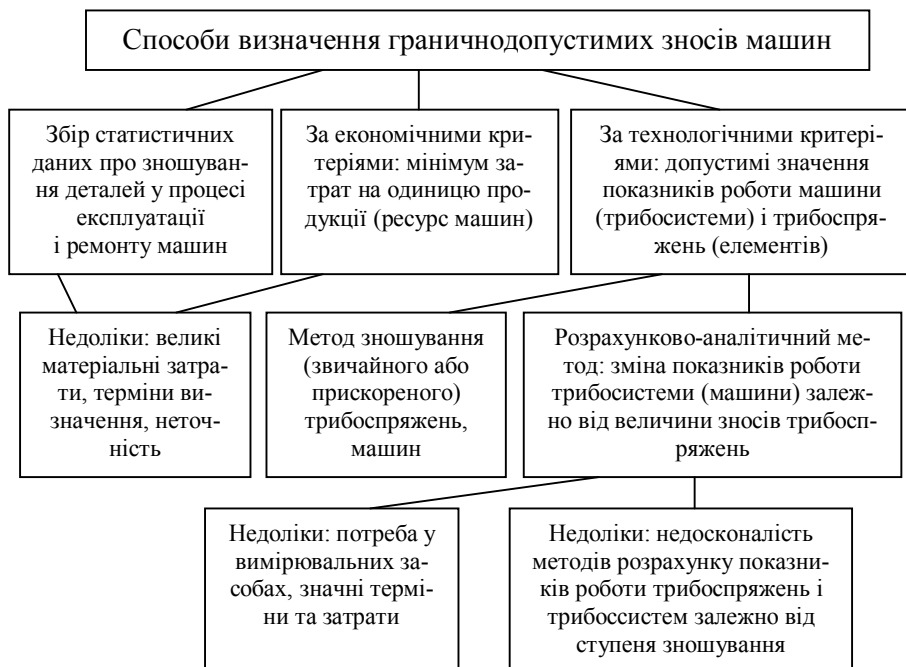


Рис. 1. Схема способів визначення граничнодопустимих зносів машин

Збір статистичних даних, використання економічних критеріїв як способи визначення граничнодопустимих зносів елементів машин на тепер майже не використовують через їх довготривалість проведення, великі матеріальні затрати, запізниті визначення граничнодопустимих зносів в умовах досить швидкого поновлення машин, а також у зв'язку з недостатньою точністю результатів.

Поява потужної обчислювальної техніки (персональних комп'ютерів) дає змогу успішно застосовувати розрахунково-аналітичні методи як більш надійні і оперативні для розв'язування інженерних задач.

Визначаючи граничнодопустимий знос машин, необхідно зосередити увагу на таких характерних, пов'язаних із зносом, особливостях машини:

– зміна показників роботи машини залежить від зносів її рухомих елементів;

– характерні рухи елементів у трибоспряженнях (поступальний, обертальний, плоскопаралельний, контактна взаємодія) притаманні переважній більшості машин.

Тому, розв'язуючи питання методології визначення граничнодопустимого зносу машин, потрібно:

– трибоспряження класифікувати за рухами їх елементів;
– допустимий поріг експлуатації машини визначати за технологічними критеріями, які пов'язані з характерними рухами елементів трибоспряжень і можуть визначатись під час роботи машини;

– технологічні критерії допустимого погіршення показників роботи машини визначати як допустимі погіршення функціональних показників і параметрів трибоспряжень;

– математичні моделі функціонування трибоспряжень відтворювати реальні фізичні процеси, їх зміни у процесі зношування елементів;

– граничнодопустимий знос елементів трибоспряжень (або трибоспряжень в цілому) установлювати з урахуванням технологічних критеріїв, допустимого погіршення показників і параметрів трибоспряжень;

– для оцінювання результатів розрахунково-аналітичного методу використовувати відповідні результати експлуатаційних і експериментальних стендових методів.

У дослідженнях функціональних зв'язків між величинами зносу елементів машини і технологічними критеріями допустимого зносу машини слід враховувати наявність шару мастила між рухомими елементами спряжень. Отже, необхідно акцентувати увагу на дослідженнях гідродинамічних процесів, показників, які визначають роботу спряжень і їх змінювання в умовах зношування. Відомою є діаграма Герсі-Штрибека [1], яка виражає залежність коефіцієнта тертя f від безрозмірного параметра $\mu\omega/p_a$ (μ – динамічна в'язкість мастила; ω – кутова швидкість вала; p_a – питома навантаження на вузол тертя) (рис. 2).

У режимі пуску машини коефіцієнт тертя у трибоспряженнях має найбільше значення (сухе / напівсухе тертя – ліва частина графіка). За невисоких швидкостей ковзання відбувається пружне і пласти-

чне відтиснення, процес мікрорізання, тобто молекулярно-механічна взаємодія між поверхнями тертя. На цьому етапі зношування поверхонь контактної взаємодії підпорядковуються закономірностям молекулярно-механічної теорії І. В. Крагельського [2].

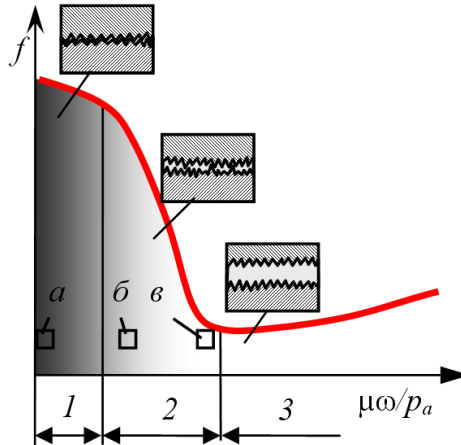


Рис. 2. Діаграма Герсі-Штрибека

На другому етапі у режимі обкатування машини (середина графіка) відбувається відносно зміщення поверхонь контактної взаємодії у трибоспряженнях, більша частина вершин мікронерівностей пружно деформується, а менша – має характер пластичної деформації.

На третьому етапі в режимі нормальної роботи трибоспряжень (права частина графіка) контактні поверхні розділяються під дією гідродинамічного тиску, контакт відбувається лише між окремими мікронерівностями і має пружний характер. Тобто вплив гідродинамічних процесів у шарі мастила в останньому випадку не може бути проігнорованим. Побудова фізико-математичних моделей зазначених процесів є неодмінною передумовою обґрунтування граничнодопустимих зносів елементів машини в умовах мащення; можливість напівсухого / сухого тертя між елементами у спряженнях указує на необхідність визначення їх функціональних показників, змінювання цих показників у процесі зношування машини, критеріїв допустимої зміни і на цій основі – обґрунтування граничнодопустимого зносу елементів, які працюють у таких спряженнях; для елементів, які працюють у спряженнях, як віброударні пари необхідно дослідити механізм локальної контактної взаємодії між

елементами за наявності зазору у спряженні, залежність величини контактних напружень від величини зазорів у шарнірних спряженнях. На основі фізико-математичної моделі ударної контактної взаємодії розробити методику обґрунтування граничнодопустимого зносу елементів у спряженнях.

Методи та результати. Використання розрахунково-аналітичного методу для визначення граничнодопустимого зносу розглянемо на прикладі трибоспряження – короткий ($l < r$) радіальний підшипник ковзання.

Граничнодопустимі зноси радіальних підшипників ковзання оцінюються інтегральною величиною – зазором у спряженні підшипник-шийка вала. При досягненні спряженням граничнодопустимого зносу спочатку замінюють вкладиші підшипника (ремонтні вкладиші), а потім можливі шліфування шийок колінчастого вала й установлення вкладишів відповідного ремонтного розміру. Таким чином, під час ремонтних робіт відновлюється номінальний зазор у спряженні, а тому знос елементів спряження підшипник-вал в процесі експлуатації оцінюють за величиною зазору у спряженні.

Під час розрахунку радіального підшипника ковзання за прототипами часто обмежуються перевіркою лише контактних напружень (переважно вкладишів підшипника). Наприклад, для розрахунку контактних напружень корінних підшипників автотракторних дизельних двигунів рекомендується допустимий тиск на одиницю діаметральної проекції опірної поверхні шийки вала $K = (60 \dots 80) \cdot 10^5$ Па [3]. Для сучасних матеріалів, які використовують у підшипниках ковзання (як правило, свинцевисті бронзи), допустимий тиск на опірну поверхню підшипника може становити $40 \cdot 10^5 \dots 200 \cdot 10^5$ Па. Отже, якщо виходити з допустимих контактних напружень, то з наявних матеріалів можна підібрати такий, який буде задовольняти середнє максимальне значення $p_{\max} \equiv K$.

Поряд з контактними напруженнями, які мають бути меншими за допустимі для матеріалу підшипника за нормальної роботи спряження підшипник-вал, необхідно мати такі гідродинамічні характеристики мастильного шару в підшипнику, за яких забезпечуватиметься як необхідна вантажність підшипника для зрівноваження зовнішнього навантаження, так і мінімальна товщина шару мастила в підшипнику для за-

побігання сухому тертю і швидкому виходу підшипника з ладу. Оскільки мінімальна товщина шару мастила, як правило, детермінована (наприклад, для автотракторних двигунів 3–15 мкм), то як критерій граничнодопустимого зносу спряження радіальний підшипник-вал необхідно брати вантажність підшипника.

Дослідження гідродинаміки короткого радіального підшипника ковзання наведено в праці [4].

У випадку, коли короткий підшипник має джерело мастила у зоні мінімального зазору, розподіл тиску мастила у підшипнику визначають за формулою

$$p(\theta, Z) := \frac{3\mu U \chi \cdot \sin \theta \cdot l^2 (4Z^2 - 1)}{4r \cdot c^2 (1 - \chi \cdot \cos \theta)^3} \Phi(\theta) + f3(\theta, Z), \quad (1)$$

де $p(\theta, Z)$ – функція розподілу гідростатодинамічного тиску мастила (суперпозиція гідродинамічної і гідростатичної складових); $Z = z/l$, z – осьова координата (відраховуються від середини підшипника); l – ширина підшипника; θ – кут охоплення цапфи вала мастилом (відраховання кута θ від мінімального зазору в підшипнику);

$$f3(\theta, Z) := f1(\theta) \cdot \frac{f2(Z)}{pn},$$

$$f2(Z) := \left[\frac{pn}{0.5} \left(0.5 - \frac{Z}{|Z|} \cdot Z \right) \cdot \Phi(Z) + f(Z) \cdot pn \right],$$

$$f1(\theta) := \left[\frac{pn}{\pi} \left(\pi - \frac{\theta}{|\theta|} \cdot \theta \right) \cdot \Phi(\theta) + f(\theta) \cdot pn \right],$$

$$\Phi(\theta) := \Phi\left(\frac{\theta}{|\theta|} \cdot \theta - \frac{b}{2}\right), \quad f(\theta) := 1 - \Phi(\theta).$$

Для врахування розподілу гідростатичного тиску мастила джерела по колу і вздовж осі підшипника використано модифіковану функцію Хевісайда $\Phi(\theta)$ і $\Phi(Z)$.

У розглянутому випадку вона має наступні значення:

якщо $-\pi < \theta < -\frac{b}{2}$ і $\pi > \theta > \frac{b}{2}$, то $\Phi(\theta) = 1$; якщо $-\frac{b}{2} < \theta < \frac{b}{2}$, то $\Phi(\theta) = 0$;

якщо $-\frac{1}{2} < Z < -\frac{rb}{2l}$ і $\frac{1}{2} < Z > \frac{rb}{2l}$, то $\Phi(Z) = 1$; якщо $\frac{rb}{2l} < Z < -\frac{rb}{2l}$, то $\Phi(Z) = 0$;

Гідростатичний тиск мастила, яке надходить у підшипник з точкового джерела, має спадати до нуля по краях підшипника і за максимального радіального зазору в підшипнику. Ці обставини враховано функцією $f_3(\theta, Z)$. Функція задовольняє граничні умови $f_3(\pi, Z) = 0$, $f_3(\theta, -\frac{1}{2}) = 0$, $f_3(\theta, \frac{1}{2}) = 0$, $f_3(0, 0) = pn$ (pn – тиск мастила джерела).

Якщо, наприклад, $r = 0,04$ м, діаметр отвору джерела мастила – 5 мм, то дуга по колу підшипника у радіанах, яка відповідає діаметру отвору джерела мастила, $b \approx 0,04\pi$. За значень параметрів $\mu = 0,005$ Па·с, $\chi = 0,92$, $c = 0,0002$ м, $U = 8$ м/с, $pn = 5 \cdot 10$ Па, $l = r$ графіки функції розподілу гідростатичного (а) і гідростатодинамічного (б) тиску мастила у підшипнику показано на рис. 3, де по осях x, y – відносні частини довжини по колу і ширині підшипника, по осі z – тиск мастила у плоскостях.

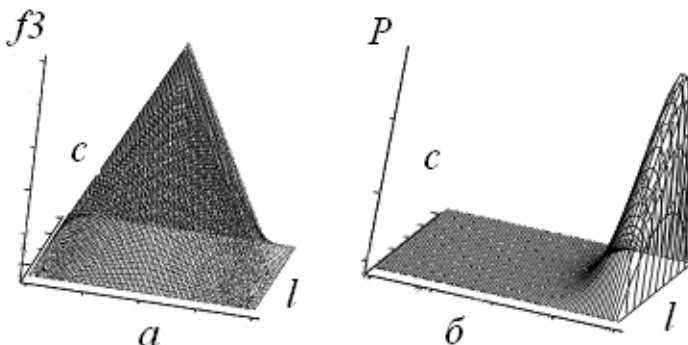


Рис. 3. Розподіл тиску мастила у короткому підшипнику

У процесі роботи радіального підшипника ковзання зазор між втулкою підшипника і цапфою вала в одній половині спряження звужується (конфузор), а в іншій – розширюється (дифузор).

Схему радіального підшипника ковзання і рівнодійні інтенсивності гідродинамічних сил (F_t – дотична, F_n – радіальна) показано на рис. 4.

У зв'язку з тим, що підшипники безпосередньо сполученні атмосферою, зони від'ємного тиску в реальних радіальних підшипниках ковзання немає. Тому, визначаючи рівнодійні гідродинамічні сил інтегруванням функції тиску мастила по колу підшипника у зоні з очікува-

ним від'ємним тиском, надлишковий відносно атмосферного тиск мастила припускають рівним нулю [5]. Ураховуючи наведені зауваження, на рис. 3 показано поле розподілу тиску мастила у короткому підшипнику при інтегруванні функції тиску мастила за θ у межах $-\pi \dots 0$.

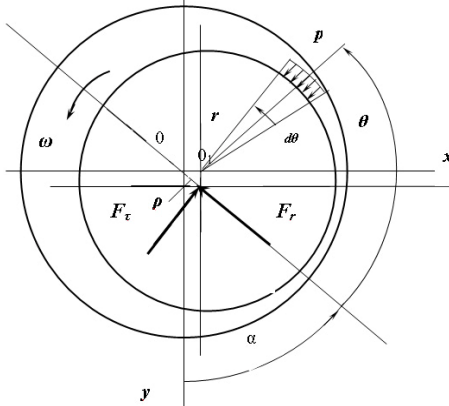


Рис. 4. Схема радіального підшипника ковзання

Вантажність радіального підшипника ковзання зручно визначати чисельним інтегруванням на персональному комп'ютері функції (1) по колу і вздовж осі підшипника. При цьому складові вантажності визначають за такими формулами:

$$- \text{радіальна } W_r = \int_{-\pi}^0 \int_{-0.5}^{0.5} p(\theta, Z) \cdot r \cdot \cos \theta \cdot dz d\theta;$$

$$- \text{дотична } W_\tau = \int_{-\pi}^0 \int_{-0.5}^{0.5} -p(\theta, Z) \cdot r \cdot \sin \theta \cdot dz d\theta;$$

$$- \text{загальна } W = \sqrt{W_r^2 + W_\tau^2}.$$

Графік залежності вантажності підшипника від радіального зазору у sprzęженні підшипник-вал для підшипника з джерелом мастила показано на рис. 5.

Графік залежності гідростатодинамічного тиску мастила на шип вала від величини зазору у sprzęженні підшипник-вал зображено на рис.6.

За детермінованих значень зовнішнього навантаження, або тиску від зовнішніх сил на шип вала із графіків, подібних до зображених на рис. 5, 6, можна визначити граничнодопустимий зазор у sprzęженні підшипник-вал.

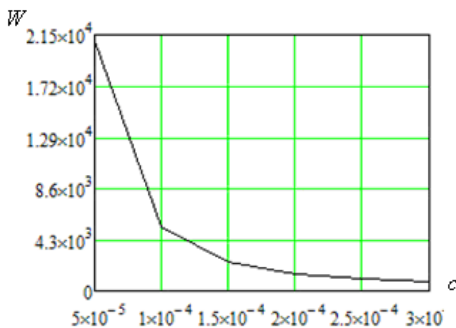


Рис. 5. Залежність вантажності підшипника від радіального зазору у спряженні підшипник-вал

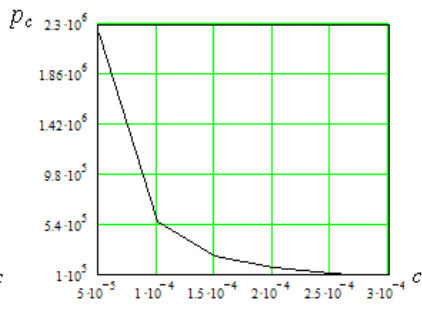


Рис. 6. Залежність тиску мастила на шип вала від радіального зазору у спряженні підшипник-вал

Висновки. Визначати граничнодопустимі зноси деталей і спряжень машин доцільно за розрахунково-аналітичними методами, найбільш надійними й оперативними для розв'язування інженерних задач.

Для визначення граничнодопустимого зазору в спряженні радіальний підшипник-вал як критерій допустимого зазору належить брати вантажність підшипника.

Тиск у шарі мастила підшипника з примусовим постачанням мастила створюється як у результаті подачі в підшипник мастила з певним тиском (за наявності джерела мастила), так і в результаті виникнення гідродинамічного тиску, зумовленого в'язкістю мастила, наявністю клинових зазорів, елементи яких здійснюють відносний рух. У функції (1) для визначення гідростатодинамічного тиску в мастильному шарі підшипника враховано як гідродинамічну, так і гідростатичну складові тиску в підшипнику.

У методі розрахунку вантажності радіального підшипника ковзання враховано функцію (1), яка дозволяє визначати допустимий тиск на підшипник від зовнішнього навантаження, або граничнодопустимий радіальний зазор у спряженні підшипник-вал за заданого зовнішнього навантаження на підшипник.

Список літератури

1. *Шец. С. П.* Изнашивание нестационарно нагруженных радиальных подшипников скольжения / С. П. Шец// Вестн. Брянского ГТУ. Транспортное машиностроение. – Брянск: БГТУ, 2007. – №1(13). – С. 13 – 19.

2. Крагельский И. В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968 – 480 с.

3. Вихерт М.М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей под ред. проф. Ю.А.Степанова /М.М. Вихерт, Р.П. Доброгаев и др. – М.: Машгиз, 1957. – 604 с.

4. Яхно О. М. Гідродинаміка короткого радіального підшипника ковзання // Промислова гідравліка і пневматика / О.М.Яхно, А.К.Кобринець, І.М.Хоменко. – 2009. – №1(23). – С. 42 – 47.

5. Кирк Р. Применение теории короткого подшипника при исследовании динамики роторов. Проблемы трения и смазки: тр. америк. общ-ва инженеров-механиков / Р.Кирк, Е.Гантер. – М.: Изд-во «Мир», 1976. – № 1.– С. 46–57.

УДК 621. 822. 3

Хоменко И.М., Киндрачук М. В., Кобринец А.К. **Предельно допустимый износ машин** // Проблемы тертя та зношування: Наук.-техн. зб. – К.: Вид-во НАУ «НАУ-друк», 2009. – Вип. 52. – С.28–37.

Приведена методологія определения предельно допустимых износов машин расчетно-аналитическим методом. Использование метода показано на примере короткого радиального подшипника скольжения.

Табл. 1, рис. 6, список лит.: 5 наим.

Maximum possible wear of machines

Maximum possible wear of machines Methodology of determination maximum of possible wear machines is resulted by analytic method. The use of method is rotined on the example of short radial slideway.

Стаття надійшла до редакції 22.09.09.