

ЗМАЩУВАЛЬНА ДІЯ ТА МАСТИЛЬНІ МАТЕРІАЛИ

УДК 621. 822. 3

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

ОСОБЛИВОСТІ РОЗПОДІЛУ ТИСКУ МАСТИЛА У РАДІАЛЬНОМУ ПІДШИПНИКУ КОВЗАННЯ

¹Чернігівський державний технологічний університет,
²Національний авіаційний університет, m_kindrachuk@ukr.net
³Національний технічний університет України «КПІ»

Розглянуті особливості розподілу тиску мастила в радіальному підшипнику ковзання скінченної довжини з джерелом мастила. Показана необхідність врахування тиску мастила і конфігурації джерела мастила у розрахунках радіальних підшипників ковзання.

Постановка проблеми. У роботах [1; 2] наведені функції розподілу тиску мастила у радіальних підшипниках ковзання як скінченної довжини ($l > r$), так і короткого ($l \leq r$) підшипників.

Якщо розглядати розподіл тиску мастила по колу посередині ширини підшипника (максимальні значення), а також не враховувати наявність джерела мастила, то для підшипника скінченної або нескінченної довжини розподіл тиску мастила визначається функцією Зоммерфельда, яка має такий вигляд:

$$p(\theta) = \frac{-6\mu \cdot U \cdot r \cdot (2 - \chi \cos \theta) \cdot \chi \sin \theta}{c^2 (2 + \chi^2) (1 - \chi \cos \theta)^2}. \quad (1)$$

У формулі (1) основні параметри такі: $p(\theta)$ – надлишковий щодо атмосферного тиск у шарі мастила в підшипнику; μ – динамічна в'язкість мастила; U – лінійна швидкість точок шийки вала; r – радіус цапфи вала; c – радіальний зазор; $\chi = \rho/c$ – відносний ексцентриситет вала в підшипнику; ρ – ексцентриситет вала в підшипнику; $\delta = c(1 - \chi \cdot \cos \theta)$ – змінний зазор в підшипнику, θ –

кутова координата, яка відраховується від лінії центрів і мінімального зазора у підшипнику.

На рис. 1 наведено графік функції Зоммерфельда ($\theta = -\pi \dots \pi$) для підшипника нескінченної довжини. Всі чисельні дані тут і далі наведені в системі СІ і мають такі значення: $\chi = 0.95$, $\mu = 0.01 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$, $c = 0.0002 \text{ м}$, $r = 0.035 \text{ м}$, $U = 8 \text{ м}/\text{с}$, $N = 12$, $i = 0..N$, $\theta_i = -\pi + i \cdot \pi / 6$.

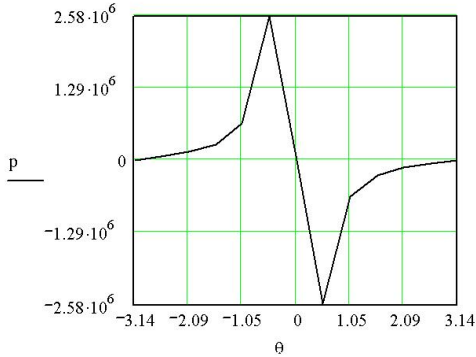


Рис. 1. Розподіл тиску мастила по колу підшипника за функцією Зоммерфельда

Функція розподілу тиску мастила у короткому радіальному підшипнику за відсутності джерела мастила має вигляд [2]:

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

де $Z = z/l$, z – координата, яку обчислюють вздовж осі підшипника від його середини; l – ширина підшипника.

Якщо у формулі (2) прийняти $Z = 0$, то отримаємо функцію розподілу тиску по колу підшипника за тією ж умовою, що і для функції Зоммерфельда, а саме:

$$p(\theta) = \frac{-3 \cdot \mu \cdot U \cdot \chi \cdot \sin \theta \cdot l^2}{4 \cdot r \cdot c^2 \cdot (1 - \chi \cdot \cos \theta)^3}. \quad (3)$$

На рис. 2 наведено графік розподілу тиску мастила посередині короткого радіального підшипника ковзання за відсутності джерела мастила і при тих же вихідних даних.

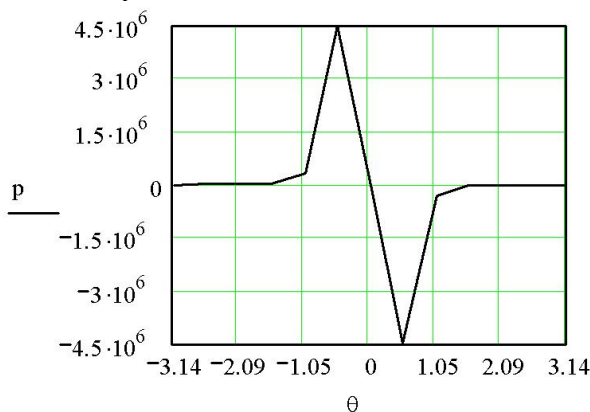


Рис. 2. Розподіл тиску по колу короткого радіального підшипника

З наведених на рисунках 1 і 2 з графіків видно, що в інтервалі кутів $\theta = 0 \dots \pi$ маємо зону від'ємного тиску.

При інтегруванні функцій (1) і (3) по θ у межах $(-\pi \dots \pi)$ у зв'язку з симетрією графіків отримаємо радіальну рівнодійну гідродинамічних сил, що діють на шип вала рівною 0, а дотична рівнодійна – буде зрівноважувати зовнішні сили, які діють на шип вала. Саме такий результат отримав Лойцяньський [3].

Фізично у реальних підшипниках таке явище неможливе: абсолютний тиск не може бути меншим за тиск насиченої пари мастила при робочій температурі; крім того, доступу повітря крізь зазори торців підшипника у зоні розрядження в підшипнику не може виникнути тиск, менший за атмосферний. У розрахунках підшипників в указаній зоні рекомендують приймати тиск рівним нулю [4].

При постачанні у підшипник мастила від джерела мастила характер розподілу тиску мастила по колу підшипника може змінюватись.

Наведене свідчить про доцільність більш детального дослідження факторів, які впливають на розподіл тиску по колу у радіальному підшипнику ковзання і способів впливу на такий розподіл, оскільки від цього суттєво залежать результати розрахунку підшипника.

рахункові параметри мали такі значення: $U = 8 \text{ м/с}$,
 $\mu = 0.01 \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$, $k = 4$, $h_0 = 4 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, $h_1 = 20 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, $a = 0.1 \text{ м}$,
 $N = 12$, $i = 0..12$, $x_i = -a + \frac{a}{6} \cdot i$.

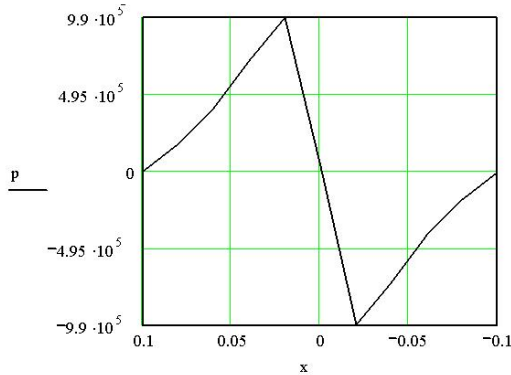


Рис. 4. Розподіл тиску в клиновому зазорі без джерела мастила

Порівнюючи графіки, наведені на рисунках 1, 2, 4, встановлюємо, що за характером розподілу тиску мастила модель клинового зазора, наведеного на рис. 3 (за умови $p_n = 0$), фізично відтворює функції розподілу тиску по колу у радіальному підшипнику ковзання. Тобто характер розподілу гідродинамічного тиску при русі в'язкої рідини у кофузорно-дифузорному зазорі радіального підшипника чи клиновому зазорі подібної конфігурації визначається насамперед конфігурацією конструкції.

На рис. 5 наведені графіки складових функцій (1) і (3) для значення $\chi = 0.95$, а саме:

$$y1(\theta) = -\sin \theta, \quad y2(\theta) = \frac{1}{(1 - \chi \cdot \cos \theta)^3}; \quad y(\theta) = y1(\theta) \cdot y2(\theta).$$

У функціях (1) і (3) ряд розрахункових параметрів не залежать від θ . Оскільки $0 < \chi < 1$, $-1 \leq \cos \theta \leq 1$, то множники $(2 - \chi \cdot \cos \theta)$ і $(1 - \chi \cdot \cos \theta)$ мають лише додатні значення. Отже, залишається множник $\sin \theta$. Він, по суті, і визначає характер роз-

поділу тиску мастила у конфузорно-дифузорному зазорі, який має місце у будь-якому радіальному підшипникові ковзання.

Із наведеного аналізу можна дійти висновку, що у радіальному підшипнику ковзання гідродинамічний тиск, який виникає при обертанні вала у підшипнику на в'язкому мастилі за наявності клинового зазора між цапфою вала і підшипником, можливий лише у конфузорній частині підшипника, тобто у місці звуження зазора.

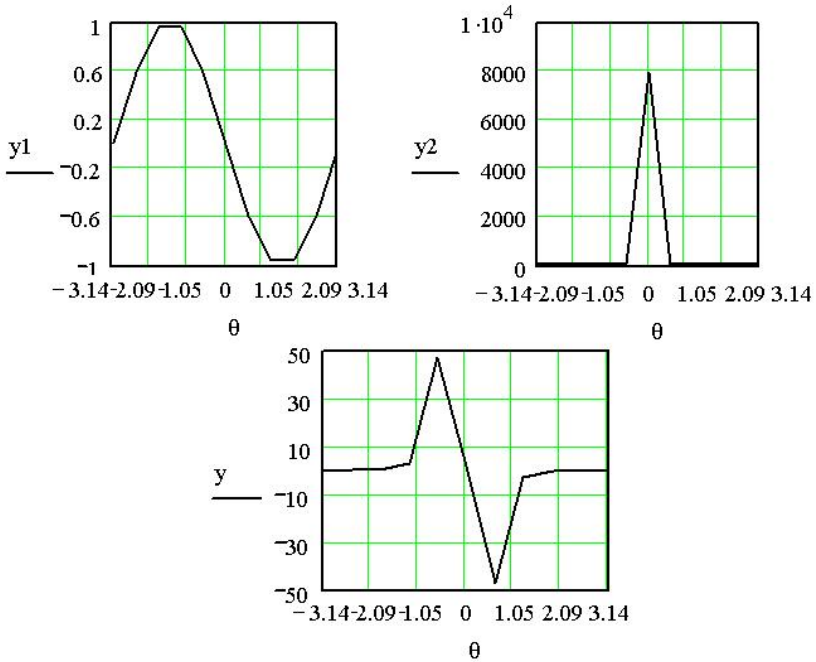


Рис. 5. Складові та графік функції $y = y(\theta)$, яка характеризує розподіл тиску мастила по колу радіального підшипника

Змінити характер розподілу тиску мастила у підшипнику можна лише зовнішнім впливом, що у реальних підшипниках здійснюється введенням джерела мастила.

Функція для визначення розподілу тиску мастила по колу радіального підшипника ковзання з примусовим постачанням мастила у підшипник, яка враховує гідродинамічний і гідростатичний тиск (створюється тиском мастила джерела), має такий вигляд [1]:

$$p(\theta) := \frac{-6\mu \cdot U \cdot r \cdot \chi \cdot (2 - \chi \cdot \cos \theta) \cdot \sin \theta \cdot \Phi(\theta)}{c^2 \cdot (2 + \chi^2) \cdot (1 - \chi \cdot \cos \theta)^2} + \left[\frac{p_n}{\pi} \cdot (\pi - \text{sign}(\theta) \cdot \theta) \cdot \Phi(\theta) + p_n \cdot f(\theta) \right] \quad (6)$$

де p_n – тиск мастила, яке надходить з джерела; $\Phi(\theta) := \Phi(\text{sign}(\theta) \cdot \theta - b/2)$ – функція Хевісайда, яка в даній задачі має значення: при $-\infty < \theta < -b/2$ і $\infty > \theta > b/2$ $\Phi(\theta) = 1$; при $-b/2 < \theta < b/2$ $\Phi(\theta) = 0$, b – ширина канавки джерела мастила, виражена в одиницях центрального кута θ ; $f(\theta) = 1 - \Phi(\theta)$.

Для чисельних розрахунків використані наведені вище значення розрахункових параметрів, а також прийнято, що в зоні джерела вздовж осі підшипника прорізана канавка завширшки $t = 0.007 \dots 0.009$ м, яка відповідає центральному куту кола підшипника $b \approx 0.06\pi$.

На рис. 6 наведені графіки розподілу тиску по колу підшипника при значеннях $p_n = 5 \cdot 10^5$ Па (вгорі) і $p_n = 70 \cdot 10^5$ Па (внизу).

З рис. 6 видно, що при зростанні тиску мастила джерела змінюються і величина, і характер розподілу тиску по колу підшипника. На рис. 6 (вгорі) при $p_n = 5 \cdot 10^5$ Па спостерігаються зони як додатних, так і від'ємних значень тиску при збільшенні максимальних і зменшенні мінімальних значень тиску порівняно з графіком на рис. 1. Маємо також полицю сталого тиску, яка відповідає тиску мастила джерела. При $p_n = 70 \cdot 10^5$ Па (внизу) тиск мастила має лише додатні значення, що свідчить про повне охоплення мастилом цапфи вала. Тобто залежно від величини тиску мастила джерела кут охоплення цапфи вала мастилом змінюється.

Кути початку (θ_1) і закінчення (θ_2) обриву шару мастила, визначені за формулою (6) залежно від величини тиску мастила джерела, наведені у таблиці.

Якщо врахувати, що на елемент вала розміром в одиницю довжини по колу підшипника і на дузі $r \cdot d\theta$ діє сила $p \cdot r \cdot d\theta$, то

проекція цієї сили на лінію центрів $dF_n = p \cdot r \cdot \cos\theta \cdot d\theta$, а на вісь, перпендикулярну лінії центрів, – $dF_\tau = p \cdot r \cdot \sin\theta \cdot d\theta$.

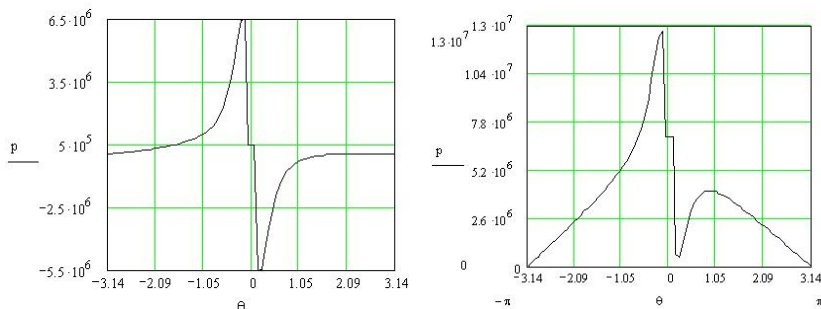


Рис. 6. Розподіл тиску мастила по колу підшипника залежно від тиску мастила джерела

Таблиця

Кути обриву шару мастила при різних значеннях тиску мастила джерела (p_n) у підшипнику

$p_n \cdot 10^5$, Па	θ_1 , рад	θ_2 , рад
5	0.157	1.649
10	0.157	1.021
20	0.157	0.628
40	0.157	0.393
50	0.157	0.314
70	Повне охоплення цапфи вала мастилом	

Радіальна $-F_n$ і дотична $-F_\tau$ – рівнодійні гідродинамічних сил, що діють на шип вала, визначаються по суті інтегруванням по θ наведених функцій розподілу тиску для радіальних підшипників. Одиниці виміру вказаних рівнодійних – Н/м (значення рівнодійних

віднесені до одиниці ширини підшипника, тобто по суті йдеться про інтенсивність гідродинамічних сил).

На рис. 7 наведені графіки залежності дотичної і радіальної рівнодійних гідродинамічних сил, що діють на шип вала, від тиску мастила джерела.

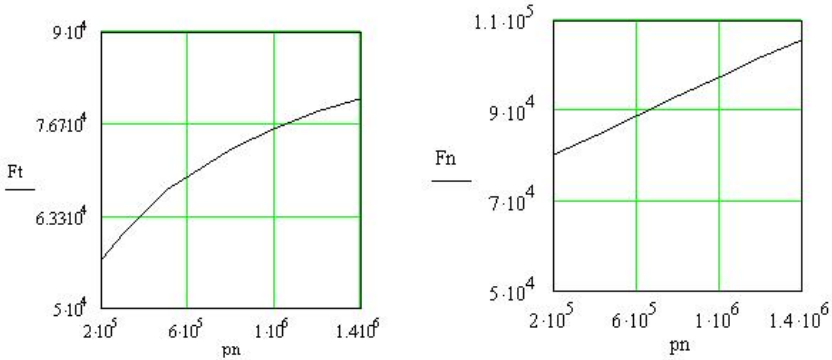


Рис. 7. Залежність дотичної (F_t) і радіальної (F_n) рівнодійних від тиску мастила джерела (p_n)

З графіків на рис. 7 видно, що при зростанні тиску мастила джерела від $p_n = 2 \cdot 10^5$ Па до $p_n = 1.4 \cdot 10^6$ Па дотична рівнодійна збільшується від $5.8 \cdot 10^4$ Н/м до $8 \cdot 10^4$ Н/м, а радіальна – з $7.6 \cdot 10^4$ Н/м до $1.1 \cdot 10^5$ Н/м. Тобто тиск мастила джерела суттєвіше впливає на радіальну рівнодійну гідродинамічних сил. На дотичну складову рівнодійної більшою мірою впливають гідродинамічні сили.

На рис. 8 наведена залежність кута α , що визначає положення лінії центрів підшипника і вала, від величини тиску мастила джерела.

З графіка на рис. 8 видно, що при зростанні тиску мастила джерела від $p_n = 2 \cdot 10^5$ Па до $p_n \approx 9 \cdot 10^5$ Па кут лінії центрів збільшується. Подальше зростання тиску мастила супроводжується зменшенням кута α .

Можливим поясненням указаного вище явища може бути таке. При невисокому тиску мастила джерела положення лінії

центрів визначається переважно дією дотичної складової гідродинамічних сил, яка зміщує шип вала у напрямку обертання вала (як за відсутності джерела мастила). Коли тиск мастила джерела сягає $p_n > 9 \cdot 10^5$ Па (у нашому випадку), на положення лінії центрів більшою мірою впливає гідростатичний тиск мастила: величина радіальної рівнодійної зростає більш інтенсивно, ніж дотичної. Тобто на величину і характер розподілу тиску у підшипнику більшою мірою впливає гідростатична компонента порівняно з дією гідродинамічної складової.

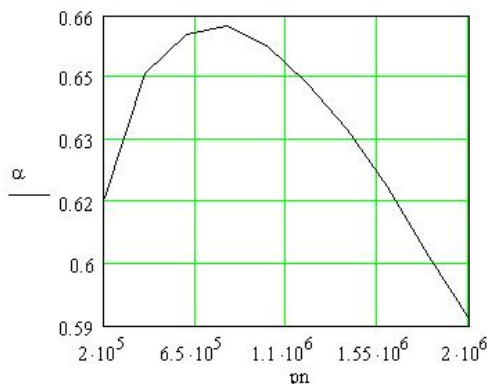


Рис. 8. Залежність кута, який визначає положення лінії центрів, від тиску мастила джерела

Проведені розрахунки радіальної (Wr), дотичної (Wt) і загальної (W) вантажності радіального підшипника ковзання скінченної довжини ($l=2r$) залежно від ширини джерела мастила (b) в підшипнику при таких значеннях розрахункових параметрів: $\mu = 0.01$, $\chi = 0.95$, $U = 8$, $r = 0.035$, $c = 0.0002$, $b = 0.04\pi$, $l = 2r$, $p_n = 5 \cdot 10^5$.

Алгоритм визначення складових і загальної вантажності з використанням програми MathCAD, а також отримані результати наведені нижче:

$$N = 80 \quad i = 0 \dots N \quad \theta_i = -\pi + \frac{\pi \cdot i}{40} \quad \Phi(\theta) = \Phi\left(\frac{\theta}{|\theta|} \cdot \theta - \frac{b}{2}\right)$$

$$f(\theta) = 1 - \Phi(\theta)$$

$$f1(\theta) = \left[\frac{p_n}{\pi} \left(\pi - \frac{\theta}{|\theta|} \cdot \theta \right) \cdot \Phi(\theta) + f(\theta) \cdot p_n \right]; \quad j = 0 \dots N$$

$$z_j = -\frac{l}{2} + \frac{j \cdot l}{80} \quad Z = \frac{z}{l}$$

$$\Phi(Z) = \Phi \left(\frac{Z}{|Z|} \cdot Z - \frac{b \cdot r}{2l} \right) \quad f(Z) = 1 - \Phi(Z)$$

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

$$f3(\theta, Z) = f1(\theta) \cdot \frac{f2(Z)}{p_n};$$

$$p(\theta, Z) = \frac{-6\mu Ur \chi (2 - \chi \cdot \cos \theta) \sin \theta}{c^2 (2 + \chi^2) \cdot (1 - \chi \cdot \cos \theta)^2} \cdot \Phi(\theta) + f3(\theta, Z);$$

$$f(Z) = \left[1 - \frac{\cosh \left(\sqrt{\frac{2\chi}{1-\chi}} \cdot \frac{Z \cdot l}{r} \right)}{\cosh \sqrt{\frac{2\chi}{1-\chi}} \cdot \frac{l}{2r}} \right];$$

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

$$W_\tau = \int_{-\pi}^0 \int_{-0.5}^{0.5} -p(\theta, Z) \cdot r \cdot \sin(\theta) \cdot f(Z) dZ d\theta; \quad W = \sqrt{W_r^2 + W_\tau^2}.$$

На рис. 9 показані графіки залежності W_r , W_τ і W від ширини джерела мастила в підшипнику ($l = 2r$).

Як видно з рис. 9, радіальна складова вантажності підшипника спочатку зростає і при $b = 0.10\pi \dots 0.12\pi$ сягає максимальних значень; у подальшому має місце її поступове зниження. Дотична складова вантажності безперервно зменшується при збільшенні ширини канавки джерела мастила. Для прийнятих розрахункових параметрів максимальні значення загальної вантажності підшипни-

ка перебувають у межах $b = 0.10\pi \dots 0.12\pi$. При цьому характер зміни загальної вантажності підшипника аналогічний характеру зміни її радіальної складової.

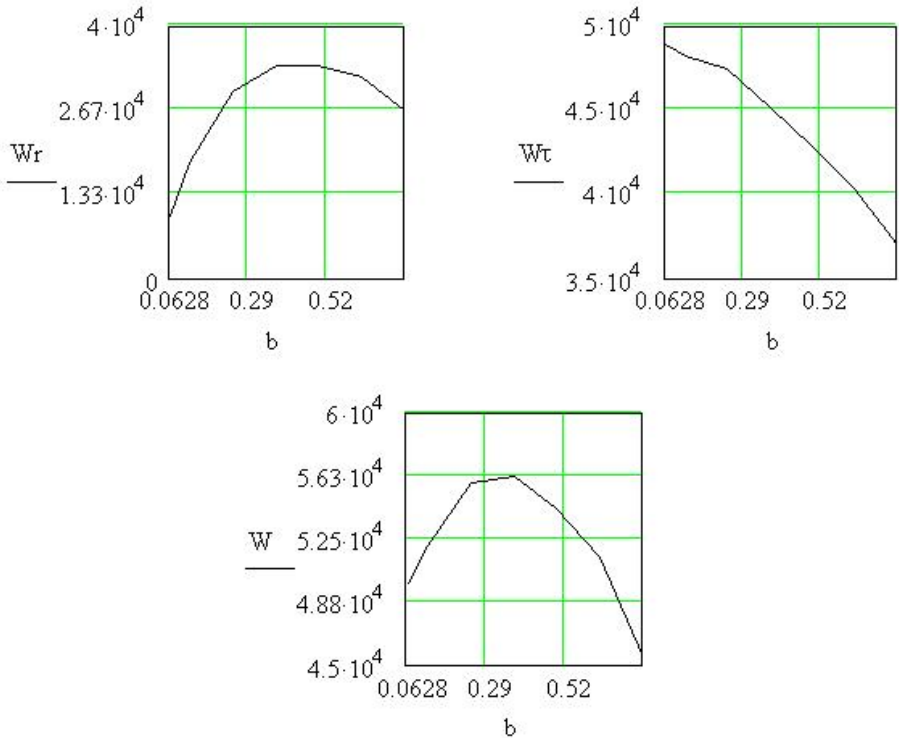


Рис. 9. Графіки залежності радіальної, дотичної і загальної вантажності підшипника від ширини джерела мастила

Висновки. При розрахунках радіальних підшипників ковзання необхідно враховувати особливості розподілу тиску мастила в підшипнику: показники роботи підшипників значною мірою залежать від величини тиску мастила джерела і його конфігурації.

При зростанні тиску мастила джерела зростають: кут охоплення мастилом шипа вала в підшипнику, інтенсивність (Н/м) дотичної і радіальної рівнодійних гідродинамічних сил, що діють на шип вала. Змінюючи конфігурацію або тиск мастила джерела, мо-

жна регулювати як величину, так і характер розподілу тиску мастила по колу підшипника.

Кут, що визначає положення лінії центрів спряження підшипник–вал, залежить як від гідродинамічного тиску мастила, зумовленого в'язкістю мастила і наявністю клинових зазорів у підшипнику, так і від гідростатичного тиску, зумовленого тиском мастила джерела. При цьому при невисоких значеннях тиску мастила джерела кут лінії центрів зростає (переважає вплив гідродинамічної компоненти тиску мастила), а за значних – зменшується (переважає вплив гідростатичної компоненти тиску мастила, яка значною мірою залежить від тиску мастила джерела).

Список літератури

1. Хоменко І.М., Кобринець А.К. Про розрахунок підшипника ковзання з примусовим постачанням мастила. // Вісн. Черніг. держ. технол. ун-ту.– 2008.– № 34. –С. 18–25.

2. Яхно О. М., Кобринець А.К. Хоменко І.М. Гідродинаміка короткого радіального підшипника ковзання // Промислова гідравліка і пневматика.– 2009.– №1.

3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учебн. для вузов. – М.: Наука. Гл. ред. физ. мат. лит., 1987. – 840 с.

4. Кирк, Гантер. Применение теории короткого подшипника при исследовании динамики роторов. Проблемы трения и смазки // Труды американского общества инженеров-механиков. – М.: Мир.– 1976.– №1.– С. 46 – 57.

Стаття надійшла до редакції 05.03.09.