

УДК 621.822.43

І.М. Хоменко, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

А.К. Кобринець, канд. техн. наук

НТУУ «КПІ», м. Київ, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У РАДІАЛЬНОМУ ПІДШИПНИКУ КОВЗАННЯ

І.М. Хоменко, канд. техн. наук

Черниговский государственный технологический университет, г. Чернигов, Украина

А.К. Кобринец, канд. техн. наук

НТУУ «КПИ», г. Киев, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РАДИАЛЬНОМ ПОДШИПНИКЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

I.M. Khomenko, PhD in Technical Sciences

Chernihiv State Technological University, Chernihiv, Ukraine

A.K. Kobrynets, PhD in Technical Sciences

NTUU "KPI", Kyiv, Ukraine

MODELING OF HYDRODYNAMIC PROCESSES IN RADIAL SLIDER BEARING

Наведено програму моделювання гідродинамічних процесів у радіальному підшипнику ковзання за наявності джерела мастила. Проведено розрахунки гідродинамічних параметрів у підшипнику з використанням запропонованої програми та пакета API WinMachine Plain. Розбіжність отриманих результатів не перевищує 9 відсотків.

Ключові слова: моделювання гідродинаміки, радіальний підшипник ковзання.

Приведена программа моделирования гидродинамических процессов в радиальном подшипнике скольжения при наличии источника смазки. Проведены расчеты гидродинамических параметров в подшипнике с использованием предложенной программы и пакета API WinMachine Plain. Расхождение полученных результатов не превышает 9 процентов.

Ключевые слова: моделирование гидродинамики, радиальный подшипник скольжения.

Shown program simulation of hydrodynamic processes in radial sliding bearings in the pressure of sources of oiling. The calculations of hydrodynamic parameters in the bearing of the proposed program and package API WinMachine Plain. The discrepancy of the results does not exceed 9 percent.

Key words: modeling of hydrodynamics, radial slider bearings.

Вступ. При розробленні машинобудівних конструкцій у більшості випадків розрахунки ведуть на основі нормування допустимих коефіцієнтів запасу міцності, які враховують, з одного боку, недосконалість методів розрахунку, а з іншого – розсіювання характеристик навантаженості і міцності. Так, при проектуванні радіальних підшипників ковзання широко використовується методика визначення середніх значень тиску від зовнішнього навантаження, що діє на площу проекції вкладиша на діаметральну площину перетину підшипника (метод контактних напружень). Указаний метод досить простий і спирається на більшою або меншою мірою перевірену статистику показників роботи підшипників ковзання.

Разом з тим підшипники працюють в умовах рідинного мащення; при цьому в'язке мастило має забезпечити повний розділ поверхонь спряження підшипник-вал, одночасно створюючи під час свого руху необхідну вантажопідйомність підшипника.

На цьому етапі досліджень залишаються маловивченими гідродинамічні процеси в умовах роботи радіальних підшипників з граничними зазорами, при яких визначальним у трибологічному процесі стає гідродинаміка у шарі мастила між поверхнями спряження підшипник-вал.

Постає завдання більш глибокого дослідження факторів і параметрів, які впливають на показники роботи радіального підшипника ковзання з метою вдосконалення методів їх розрахунку, наближених до умов роботи реальних конструкцій підшипників у сучасному машинобудуванні.

Мета і завдання дослідження. Згідно з метою дослідження ставилось завдання:

- розробити математичні моделі і програми для проведення досліджень на електронних обчислювальних засобах;
- провести моделювання з метою визначення залежностей функціональних параметрів спряження підшипник-вал від його конструктивних особливостей, режимів роботи, ступеня зносу.

Важливим завданням є обґрунтування граничних умов при розв'язуванні гідродинамічних рівнянь руху в'язкої рідини у зазорі спряження підшипник-вал. Відоме математичне розв'язання Зоммерфельдом рівняння Рейнольдса для підшипника нескінченної довжини не відповідає дійсному розподілу тиску в'язкої рідини у зазорі реального підшипника ковзання. Так, за Зоммерфельдом, у дифузійній частині підшипника (розширення зазору) за напрямом обертання вала маємо від'ємні значення тиску мастила, симетричні за величинами і характером розподілу додатним значенням тиску у конфузійній частині (звуження зазору). Фізично у реальних підшипниках таке явище неможливе: абсолютний тиск не може бути меншим тиску насиченої пари мастила при робочій температурі; доступ повітря через зазори торців підшипника у зоні розрядження в підшипнику не може виникнути тиск, менший за атмосферний. На практиці при визначенні рівнодійних по колу підшипника сил шляхом інтегрування у зоні з від'ємним тиском, останній приймають рівним нулю. Проте у випадках, коли методи розрахунку дозволяють визначити кут охоплення мастилом цапфи вала, інтегрування ведуть у межах указанного кута (можливі випадки $1/3 \pi \dots 2 \pi$).

В осьовій канавці або в точці підводу мастила у підшипнику створюється мастильним насосом надлишковий тиск сталого значення (гідростатичний тиск). Він може впливати на розподіл тиску мастила у підшипнику, що мало б враховуватись при розрахунках підшипника.

У багатьох випадках (підшипники з полімерних матеріалів, металорізальних верстатів, у ланцюгових, ремінних передачах, корінних підшипниках колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння тощо, а також при значних зовнішніх навантаженнях на вал) маємо практично фіксоване положення лінії центрів спряження підшипник-вал. Тобто шип вала притискується до підшипника в одному місці, і не займає у процесі роботи різні положення в підшипнику, як це має місце у динамомашиних, турбогенераторах або інших подібних до них за умовами роботи машинах.

На основі комплексних теоретичних досліджень, моделювання фізичних процесів, аналізу отриманих результатів і порівняння їх з експериментальними даними запропоновано моделі процесів, що відбуваються в радіальних підшипниках ковзання, і методи інженерного розрахунку для випадків, в яких переважно працюють радіальні підшипники ковзання у сучасних машинах, а саме:

- з примусовим постачанням мастила (наявність джерела мастила) при змінному положенні лінії центрів спряження підшипник-вал нескінченної і скінченної довжини;
- при фіксованому положенні лінії центрів спряження підшипник-вал за відсутності і наявності джерела мастила;
- для короткого радіального підшипника ковзання з джерелом мастила.

При моделюванні виявлені й обґрунтовані критерії гранично допустимих змін технологічних показників процесспроможності спряження підшипник-вал, що дозволило обґрунтувати гранично допустимі зазори спряження підшипник-вал, використовуючи взаємозв'язок між величиною зазору у спряженні і технологічними показниками процесспроможності спряження, перш за все – вантажопідйомністю підшипника.

Сучасна гідродинамічна теорія підшипника ковзання [2], як правило, базується на рівняннях Рейнольдса, які несуттєво відрізняються в конкретних задачах (рідинне мастило, газорідинне або просто газове мастило тощо).

Теоретичні основи гідродинаміки в'язких рідин закладені І. Ньютоном, Л. Ейлером, Ж. Даламбером і І. Лагранжем. Проте основні диференціальні рівняння, які використовують у сучасних інженерних розрахунках, вперше отримані О. Рейнольдсом, А. Нав'є, Д. Стоксом.

Внесок кожного з названих авторів показано у фундаментальній роботі Г. Ламба „Гідродинкаміка” [1]. У подальшому питання гідродинаміки в'язких рідин розглядалися у роботах Л. Лойцяньського [2], Л. Ландау і Є. Ліфшиця [3], Н. Сльозкіна [4] та ін.

Основні положення гідродинамічної теорії нестискуваної в'язкої рідини впливають з робіт вищеназваних авторів.

Рівняння Рейнольдса, як одна з основних математичних моделей для ізотермічної задачі при дослідженні гідродинаміки в'язкої нестискуваної рідини в радіальних підшипниках, має такий вигляд:

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\delta^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\delta^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \cdot \frac{\partial \delta}{r \cdot \partial \theta}, \quad (1)$$

де r – радіус шипа вала; θ – кут охоплення мастилом вала в підшипнику, який відраховується від лінії центрів і максимального зазору в підшипнику;

$\delta = c \cdot (1 + \chi \cos \theta)$ – змінний зазор між підшипником і валом; c – радіальний зазор між підшипником і валом; $\chi = \rho / \delta$ – відносний ексцентриситет вала в підшипнику; ρ – ексцентриситет вала в підшипнику; z – вісь, що співпадає з поздовжньою віссю підшипника; α – кут, який визначає положення лінії центрів підшипника і вала.

Відомі два основні шляхи розв'язання рівняння (1).

Перший – нехтує впливом потоку мастила в осьовому напрямку (вісь z); тобто розв'язує плоску задачу Куетта для підшипника нескінченної довжини. Рівняння Рейнольдса у цьому випадку має вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\delta^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6U \cdot r \cdot \frac{\partial \delta}{\partial \theta}, \quad (2)$$

а його розв'язок, отриманий Зоммерфельдом за умови повного охоплення цапфи вала мастилом, має такий вигляд:

$$p(\theta, \infty) = \frac{6\mu \cdot U \cdot r \cdot \chi \cdot (2 + \chi \cdot \cos \theta) \sin \theta}{c^2 (2 + \chi^2) (1 + \chi \cdot \cos \theta)^2}. \quad (3)$$

На рис. 1 наведено результати розрахунку і графік розподілу тиску в підшипнику нескінченної довжини згідно з функцією Зоммерфельда. Розрахункові параметри такі (тут і далі – система СІ): $U = 8$ м/с; $\mu = 0,01$ Н·с/м²; $\chi = 0,95$; $r = 0,035$ м;

$c = 0,0002$ м; $A = \frac{6\mu U r}{c^2} = 4,2 \cdot 10^5$ Н/м².

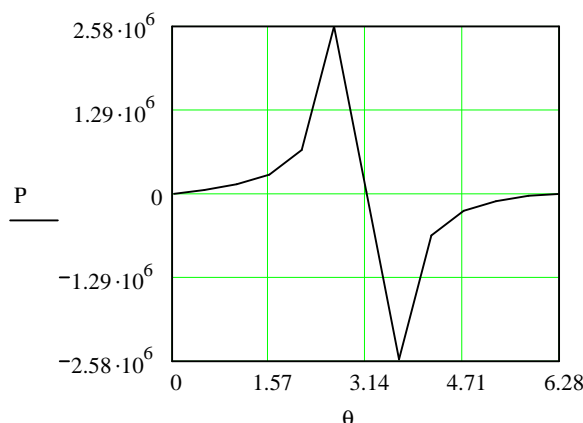


Рис. 1. Розподіл тиску в підшипнику по колу за функцією Зоммерфельда

Як видно з рис. 1, в інтервалі кутів $\theta = 0 \dots \pi$ маємо зону від'ємного тиску, у розрахунках підшипників в указаній зоні рекомендують приймати тиск рівним нулю [5].

Метод наближеного розв'язання рівняння Рейнольдса вперше розробив А. Стодола, який запропонував визначати функцію розподілу тиску в підшипнику у вигляді добутку двох функцій, кожна з яких залежить від однієї координати:

$$p(\theta, z) = p(\theta) \cdot f(Z), \quad (4)$$

де $p(\theta)$ – функція розподілу тиску по колу підшипника; $f(Z)$ – функція розподілу тиску вздовж осі підшипника, яка задавалась у вигляді параболи.

М.І. Яновський, використавши метод Стодоли, а також Р. Шибель, що використав варіаційний метод, для підшипника скінченної довжини запропонували функцію:

$$P(\theta, z) = C \cdot p(\theta) \cdot f(Z), \quad (5)$$

де коефіцієнт C – відношення гідродинамічного тиску підшипників скінченної і нескінченної довжини.

В.М. Гутьяр знаходив розподіл тиску вздовж осі підшипника за гіперболічним косинусом, отримавши поправочні коефіцієнти, які не залежать від положення шипа вала в підшипнику.

Д. Кристоферсен, А. Камерон, В. Вуд для розв'язання рівняння Рейнольдса використовували метод кінцевих різностей. Г.Г. Баранов використав метод найменших квадратів, відшукуючи розв'язок у формі, запропонованій Дуффінгом:

$$P(\theta, z) = \sum p_i(\theta) \cdot f_i(Z). \quad (6)$$

А.К. Дьячков провів детальне дослідження підшипника ковзання скінченної довжини при динамічному навантаженні. О. Пінкус виконував розрахунки методом сіток і отримав розв'язки для підшипників з частковим охопленням шипа вала мастилом. М.В. Коровчинський розв'язував рівняння Рейнольдса методом послідовних наближень з аналізом впливу різних факторів.

Для підшипників скінченної довжини розподіл тиску у шарі мастила також прийнято визначати завдяки корегуванню функції Зоммерфельда за допомогою гіперболічних, параболічних або інших функцій.

Якщо скористатись коригуючою функцією, запропонованою Роде [6], то розподіл тиску в підшипнику скінченної довжини визначається функцією:

$$p(\theta, z) = p(\theta, \infty) \cdot \left(1 - \frac{r}{ch\left(\frac{\lambda \cdot z}{2r}\right)} \right), \quad (7)$$

де λ – характеристичне число, граничні значення якого:

$$\lambda^2_1 = \frac{2 + \chi^2}{(1 - \chi)(2 - \chi)}; \quad \lambda^2_2 = \frac{2 + \chi^2}{(1 + \chi)(2 + \chi)};$$

l – довжина підшипника; z – координата вздовж осі підшипника, що відраховується від його середини.

При розрахунках радіальних підшипників ковзання ГОСТ ІСО 7902-1 2001 [7] регламентуються такі характеристики і параметри: число Рейнольдса, при якому забезпечується ламінарний потік мастила в підшипнику; параметр Зоммерфельда, яким характеризується несуча здатність підшипника; витрати мастила через підшипник; втрати потужності на тертя; параметри теплового балансу.

Результати дослідження. Розподіл тиску у плоскому клиновому зазорі, схему якого наведено на рис. 2 і яким модельовано радіальний підшипник ковзання нескінченної довжини, виражається функцією:

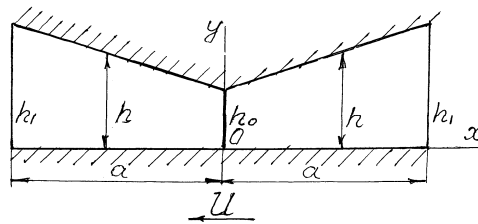


Рис. 2. Схема клинового зазору

$$p(x) = \frac{1}{h(x)^2 (h_1^2 - h_0^2)} \cdot p_n \left[h(x)^2 (h_1^2 + h_0^2) - (h_0 h_1 + h(x)^2) \right] + \frac{x}{|x|} \cdot \frac{6\mu U a \left[h(x)(h_1 + h_0) - (h_0 h_1 + h(x)^2) \right]}{h(x)^2 (h_1^2 - h_0^2)}, \tag{8}$$

де $h(x) = h_0 \left(1 + \frac{k \cdot \text{sign} x \cdot x}{a} \right)$.

Розподіл тиску в клиновому зазорі згідно з формулою (8), що наведено на рис. 3, аналогічний розподілу тиску в радіальному підшипнику ковзання нескінченної довжини.

Можна зробити висновок, що у радіальному підшипнику ковзання гідродинамічний тиск, що виникає при обертанні вала у підшипнику на в'язкому мастилі за наявності клинового зазору між цапфою вала і підшипником, виникає лише у конфузорній частині підшипника, тобто у місці звуження зазору і по суті залежить від конфігурації зазору.

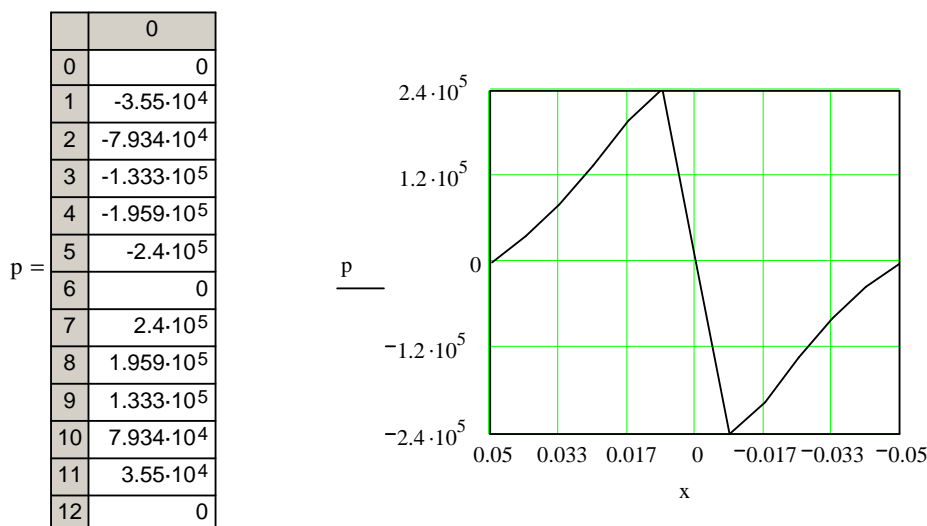


Рис. 3. Розподіл тиску в'язкої рідини вздовж клинового зазору

Змінити характер розподілу тиску мастила у підшипнику можна завдяки зовнішньому впливу, а саме – введенням джерела мастила.

Джерело мастила доцільно вводити в зоні мінімального тиску, що пов'язано з необхідністю задовольняти тій умові при визначенні гідродинамічного тиску – $p(\pi) = p(0) = 0$. Тиск мастила джерела являє собою гідростатичну компоненту тиску в підшипнику, а також дозволяє керувати охопленням шипа вала мастилом, впливати на розподіл тиску по колу підшипника.

У зоні джерела мастила, що являє собою отвір або канавку (кишеню) в подушці підшипника, тиск мастила визначається тиском мастильного насоса і є сталою, заданою величиною. Щоб задовольнити наведеним вище граничним умовам, використана функція Хевісайда $\Phi(\theta)$, яка в цій задачі має такі значення: при $-\infty < \theta < -\frac{b}{2}$ і $\infty > \theta > \frac{b}{2}$

$\Phi(\theta) = 1$; при $-\frac{b}{2} < \theta < \frac{b}{2}$ $\Phi(\theta) = 0$; b – ширина канавки джерела мастила, виражена в одиницях центрального кута θ ; $f(\theta) = 1 - \Phi(\theta)$.

На рис. 4 наведено алгоритм визначення і результати (у вигляді графіка і таблиці) розподілу гідростатичної складової тиску мастила.

Вплив різних експлуатаційних факторів і параметрів на розподіл тиску по колу підшипника нескінченної довжини (корегуюча функція, наприклад (7), практично не впливає на вказаний розподіл) досліджувався на підшипнику нескінченної довжини з джерелом мастила.

Функція розподілу гідростатодинамічного тиску в підшипнику, отримана в результаті додавання функцій гідродинамічного тиску, що виникає при обертанні вала в підшипнику на в'язкому мастилі і за наявності клинового зазору між цапфою вала і підшипником, і гідростатичного тиску в підшипнику, який створюється тиском джерела мастила, має такий вигляд:

$$p(\theta) := \frac{-6\mu \cdot U \cdot r \cdot \chi \cdot (2 - \chi \cdot \cos(\theta)) \cdot \sin(\theta)}{c^2 \cdot (2 + \chi^2) \cdot (1 - \chi \cdot \cos(\theta))^2} \cdot \Phi(\theta) + \left[\frac{pn}{a} \cdot \left(a - \frac{\theta}{|\theta|} \cdot \theta \right) \cdot \Phi(\theta) + f(\theta) \cdot pn \right] \quad (9)$$

$$pn := 5 \cdot 10^5 \quad a := 0.1 \quad b := 0.01 \quad N := 80 \quad i := 0..N \quad x_i := -0.1 + 0.1 \cdot a \cdot i \cdot 0.25$$

$$\Phi(x) := \Phi\left(\frac{x}{|x|} \cdot x - \frac{b}{2}\right) \quad f(x) := 1 - \Phi(x) \quad p(x) := \frac{pn}{a} \cdot \left(a - \frac{x}{|x|} \cdot x\right) \cdot \Phi(x) + f(x) \cdot pn$$

$$p_i := p(x_i)$$

| | |
|----|-----------------------|
| | 0 |
| 0 | 0 |
| 1 | 1.25·10 ⁴ |
| 2 | 2.5·10 ⁴ |
| 3 | 3.75·10 ⁴ |
| 4 | 5·10 ⁴ |
| 5 | 6.25·10 ⁴ |
| 6 | 7.5·10 ⁴ |
| 7 | 8.75·10 ⁴ |
| 8 | 1·10 ⁵ |
| 9 | 1.125·10 ⁵ |
| 10 | 1.25·10 ⁵ |
| 11 | 1.375·10 ⁵ |
| 12 | 1.5·10 ⁵ |
| 13 | 1.625·10 ⁵ |
| 14 | 1.75·10 ⁵ |
| 15 | 1.875·10 ⁵ |

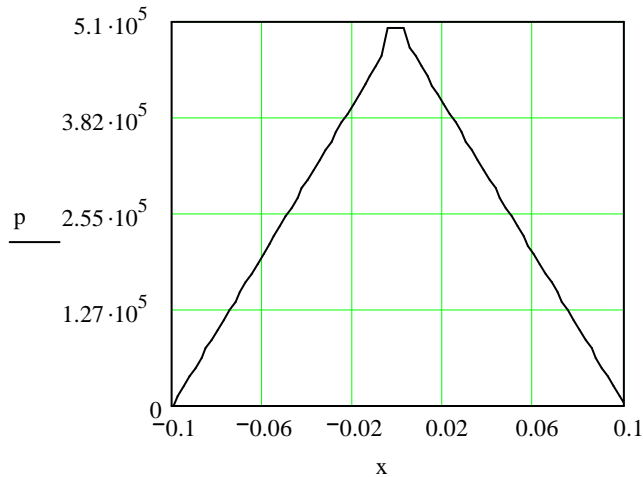


Рис. 4. Розподіл гідростатичного тиску мастила у клиновому зазорі

Графік розподілу тиску мастила по колу в підшипнику згідно з функцією (9) наведено на рис. 5.

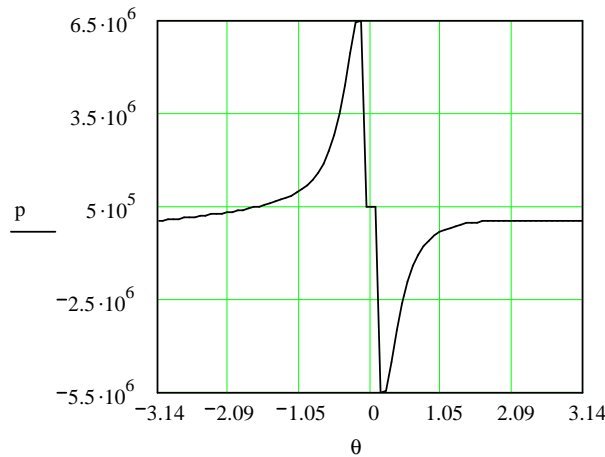


Рис. 5. Розподіл тиску мастила по колу в підшипнику нескінченної довжини за наявності джерела мастила

При програмуванні дослідної моделі враховано переваги максимального подрібнення функцій. Розподіл тиску, гідростатичний тиск та розв'язок Зоммерфельда винесені в окремий клас – **Hydrodynamic Functions. cs**.

На рис. 6 наведено блок-схему головної функції розробленого програмного модуля (Form1.cs).



Рис. 6. Блок-схема Form1_Load

Інтерфейс користувача наведено на рис. 7 (зліва на право – графіки: функції Зоммерфельда, гідростатичного тиску, гідростатодинамічного тиску за наявності джерела мастила).

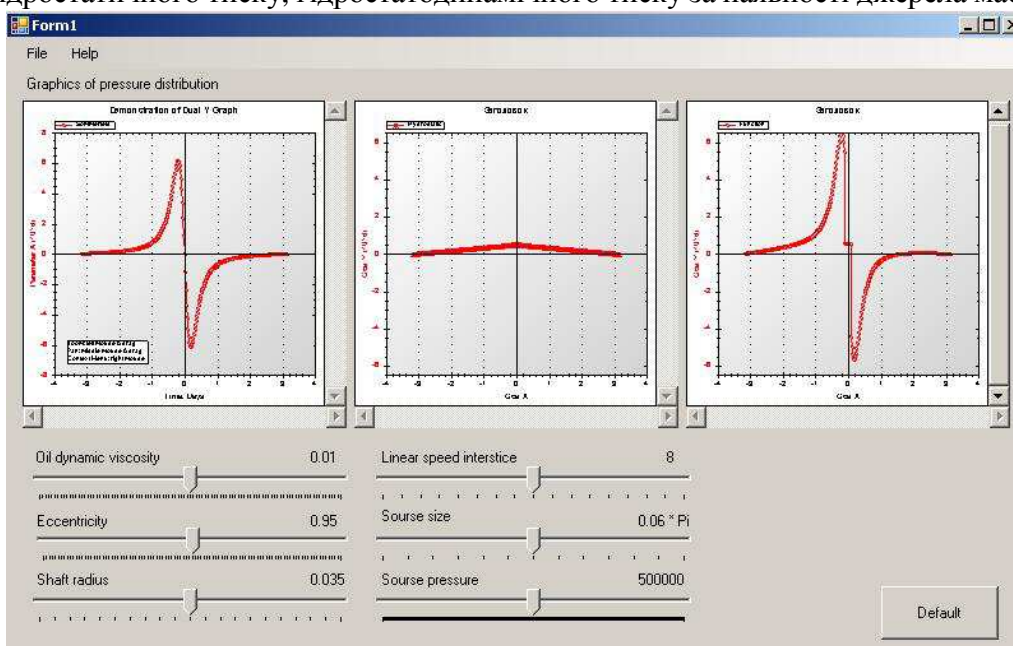


Рис. 7. Інтерфейс програмного продукту

Розроблена програма пропонує користувачеві ввести всі необхідні параметри, згідно зі специфікацією розрахунку підшипника: μ – динамічна в’язкість мастила; χ – відносний ексцентриситет вала в підшипнику; r – радіус шипа вала; U – швидкість точок на поверхні шипа вала; b – ширина джерела мастила; p_n – гідростатичний тиск мастила джерела. Кінцевий список параметрів може бути розширений. Рекомендовані межі зміни параметрів: $\mu = 0,005 \dots 0,015$ Па·с; $\chi = 0,9 \dots 0,999$; $r = 0,025 \dots 0,045$ м; $U = 0 \dots 16$ м/с; $b = 0 \cdot P_i \dots 0,12 \cdot P_i$ рад.; $p_n = 0 \dots 10^6$ Па.

Програмні значення параметрів, використаних при ініціалізації програми:

$m_dynamViscosity = 0,01$;
 $m_relativeEccentricity = 0,95$;
 $m_radialInterstice = 0,0002$;
 $m_shaftRadius = 0,035$;
 $m_linearSpeedInterstice = 8$;
 $m_sourceParametr = 0,06 \cdot \text{Math.PI}$;
 $m_staticPressure = 500000$.

На рис. 8 і 9 наведено результати побудови загальної функції, що враховує гідродинамічну та гідростатичну складову тиску в мастильному шарі підшипника, а також залежності тиску мастила в підшипнику від величини тиску і ширини джерела.

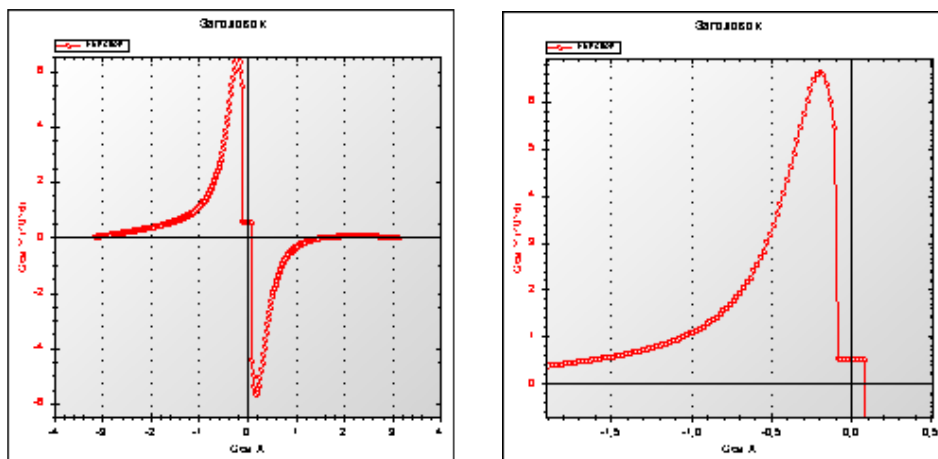


Рис. 8. Розподіл тиску в підшипнику нескінченної довжини (гідростатодинамічний тиск)

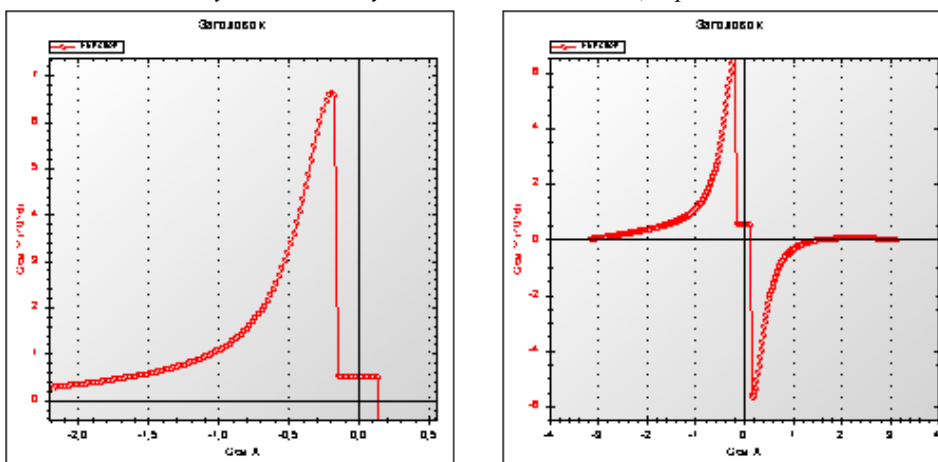


Рис. 9. Зміна мірила графіка (тиску і ширини джерела мастила)

Для аналізу точності запропонованих методів моделювання гідродинамічних процесів у радіальних механічних конструкціях було обрано залежності діаметрального зазору від діаметра валів конструкцій (рис. 10).

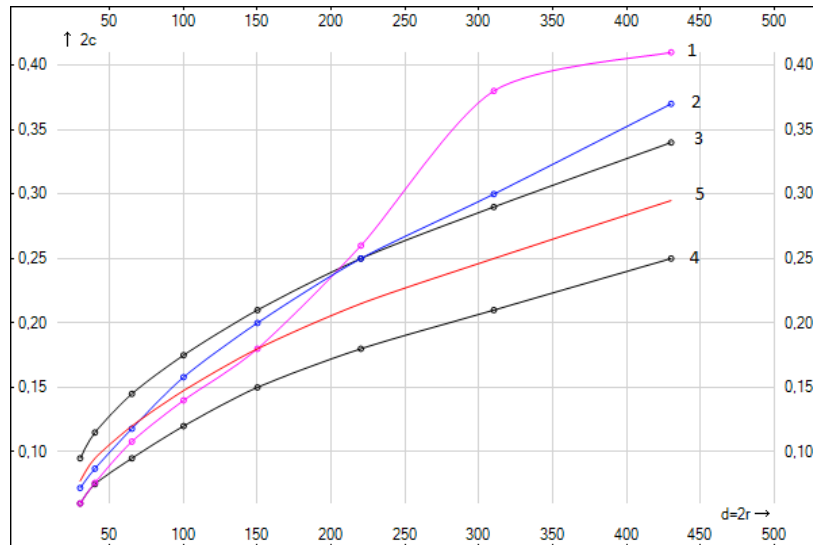


Рис. 10. Залежності діаметрального зазору від діаметра вала:

1 – розрахунок, отриманий у пакеті WinMachine APM Plain; 2 – запропонований нами метод;
3 і 4 – «коридор» статистичних даних; 5 – матсподівання залежності зазору від діаметра вала

Відносні похибки для залежностей на інтервалі розмірів валів від 30 до 430 мм наведено на рис. 11.

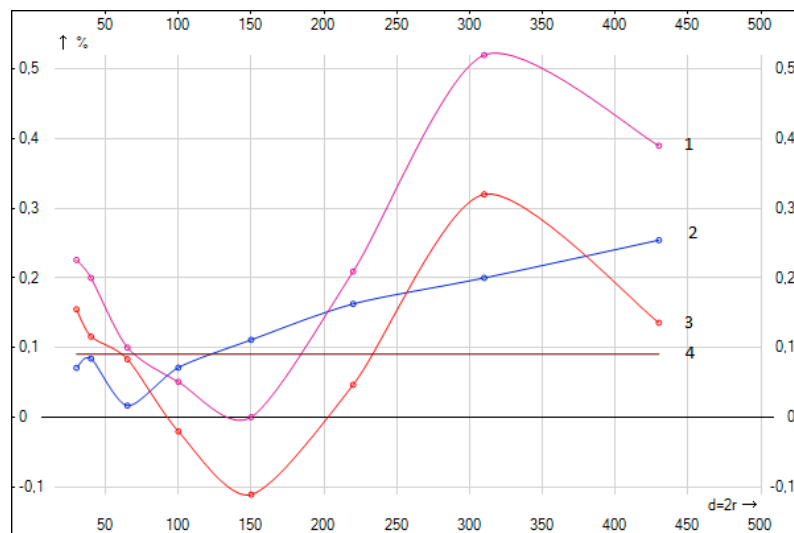


Рис. 11. Відносні похибки залежності діаметрального зазору від діаметра вала:

1 – відносна похибка для розрахунків, отриманих у пакеті WinMachine APM Plain;
2 – відносна похибка для розрахунків за методами, запропонованих у цій роботі;
3 – різниця відносних похибок; 4 – середня різниця відносних похибок

Середнє підвищення точності розрахунку діаметрального зазору залежно від діаметра вала на інтервалі розмірів валів від 30 до 430 мм становило 9 відсотків. Слід зазначити, що інтервал обрано максимальним (теоретично допустимим для розрахунку у програмному пакеті). Для практичного виробництва найчастіше використовують вали діаметром до 150 мм.

На інтервалах розмірів, які найчастіше використовуються у виробництві (30...150 мм), підвищення точності становило – 4,4 відсотка у порівнянні з результатами, отриманими за методом скінчених елементів у пакеті APM WinMachine (рис. 12).

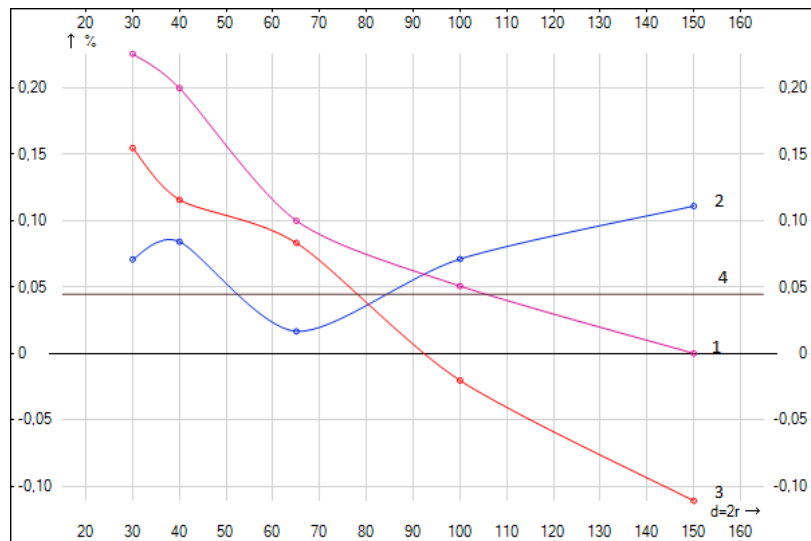


Рис. 12. Відносні похибки залежності діаметрального зазору від діаметра вала:
 1 – відносна похибка для розрахунків, отриманих у пакеті WinMachine APM Plain;
 2 – відносна похибка для розрахунків за методами, запропонованими нами;
 3 – різниця відносних похибок; 4 – середня різниця відносних похибок

Висновки

1. Зазор між підшипником і цапфою вала можна моделювати, як поєднання двох клинових зазорів (конфузору, де зазор звужується, і дифузору, де він розширюється). Розподіл тиску в конфузотно-дифузотному зазорі при розв'язуванні плоскої задачі за величинами і характером аналогічний розподілу тиску згідно з функцією Зоммерфельда.

2. При роботі радіального підшипника ковзання з джерелом мастила тиск у шарі мастила слід розглядати як суперпозицію гідростатичного тиску мастила самого джерела, так і гідродинамічного тиску, який виникає при обертанні вала в підшипнику на в'язкому мастилі за наявності клинового зазору між цапфою вала і підшипником.

3. Запропонована методика і програма розрахунку гідростатодинамічних параметрів радіального підшипника ковзання, що враховує наявність у підшипнику джерела мастила, може бути використана також для визначення гранично допустимого радіального зазору в спряженні підшипник-вал, що є важливою експлуатаційною характеристикою як указанного спряження, так і машини в цілому.

4. Порівняння результатів розрахунку гідростатодинамічних параметрів радіального підшипника ковзання, отриманих завдяки розробленій програмі і з допомогою пакета WinMachine APM Plain, показало їх розбіжність у межах 4,4...9,09 відсотків; менше значення розбіжності відповідає інтервалу розмірів валів, найбільш поширених у практиці, а саме – від 30 до 150 мм.

Список використаних джерел

1. Ламб Г. Гидродинамика : пер. с англ. / Г. Ламб. – М. ; Л. : Гостехиздат, 1947. – 986 с.
2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа : учебник для вузов / Л. Г. Лойцянский. – Изд. 6-е, перераб. и доп. – М. : Наука, 1987. – 840 с.
3. Ландау Л. Д. Теоретическая физика : учебное пособие : в 10-ти т. Т. 6. Гидродинамика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – 4-е изд., стер. – М. : Наука, 1988. – 736 с.
4. Слезкин Н. А. Динамика несжимаемой жидкости / Н. А. Слезкин. – М. : Гостехиздат, 1955. – 376 с.
5. Вибрации в технике : справочник : в 6-ти т. / ред. совет : академик В. Н. Челомей (пред.). – М. : Машиностроение, 1980. – Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. проф. Ф. М. Диментберга и проф. К. С. Колесникова. – 544 с.
6. Роде. Граничные оценки для решения уравнения Рейнольдса / Роде // Проблемы трения и смазки. – 1973. – № 1. – С. 112-114.

7. *ГОСТ ИСО 7902-1-2001*. Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 1. Метод расчета. – Минск : Из-во межгосударственного совета по стандартизации, метрологии и сертификации, 2001. – 27 с.