

УДК 621.906
 Н.Т. Зубовецька
 Луцький національний технічний університет

ГІДРОСТАТИЧНА МОДЕЛЬ ШАРУ РІДИНИ ГАЗО-ГІДРАВЛІЧНИХ ІНЕРЦІЙНИХ ПІДШИПНИКІВ ВИСОКОШВИДКІСНИХ РОТОРІВ

Запропоновано гідростатичну модель для оцінки рідкого шару газо-гідролічного інерційного підшипника. Модель описує залежності навантажувальної здатності та жорсткості, які можуть служити для попереднього вибору основних геометричних та швидкісних параметрів підшипників.

Ключові слова: підшипник, гідростатична модель, жорсткість, навантажувальна здатність, швидкохідність

Постановка проблеми. У Луцькому національному технічному університеті проводяться дослідження нових газо-гідролічних інерційних підшипників (ГГП) для надвисокошвидкісних роторів [1-4]. Унікальні характеристики ГГП досягаються лише при забезпеченні достатньої жорсткості і навантажувальної здатності рідкого шару підшипника, тому важним етапом теоретичного дослідження є створення гідростатичної моделі рідкої фази мастила.

Основний зміст дослідження. Математична модель рідкого шару ГГП базується на наступних припущеннях: 1) тертя між рідким і газовим шарами відсутнє; 2) рідина змочує втулку, але не змочує шип; 3) явища зсуву в рідині відсутні; 4) інерцією потоку рідини в стаціонарному русі нехтуємо.

Математично задача зводиться до визначення інтегралу гідростатичного тиску на поверхнях шипа і втулки при витисненні рідини зміщенням втулки.

Принцип роботи ГГП ілюструє рис. 1, де зображена його розрахункова схема. Розглянемо підшипник в циліндричній системі координат r, φ, z . Конструктивно ГГП містить рухому (з можливістю обертального руху зі швидкістю ω) втулку 1, що встановлена із проміжком (зазором) на шийку нерухомого шипа 2. У проміжку (зазорі) між поверхнею шипа 2 і гільзою 1 розміщені кільцевий шар рідини 3 у попередньо розрахованій кількості, а також шар газу 4. При отриманні гідростатичної моделі вважаємо, що швидкість будь-якої частинки рідини в коловому напрямку $V = r\omega$. Значення радіальних складових швидкостей по всій площі шару рідини рівні нулю. Це справедливо при малих значеннях e . Таким чином, траєкторії частинок рідини - це кола радіусом r . Відцентрова сила, яка діє на елементарну частинку рідини dm :

$$dF = dm \cdot (r\omega)^2, \quad (1)$$

де $dm = \rho \cdot d\varphi \cdot dr \cdot dz$ - елементарна маса частинки рідини; ρ - густина рідини. Тоді

$$dF = \rho r^2 \omega^2 \cdot d\varphi \cdot dr \cdot dz.$$

Сила $F(r)$ елементарного стовпа рідини довжиною $r - r_1$ (рис. 1):

$$F(r) = \rho \omega^2 d\varphi dz \int_{r_1}^r r^2 dr = \frac{\rho \omega^2}{3} (r^3 - r_1^3) d\varphi dz.$$

Тиск в шарі рідини на радіусі r :

$$p(r) = \frac{\rho \omega^2 (r^3 - r_1^3)}{3r} = \frac{\rho \omega^2}{3} \left(r^2 - \frac{r_1^3}{r} \right), \quad (2)$$

де r_1 - відстань від центра O обертання втулки до поверхні шипа.

В точці A шару рідини мінімальний тиск $p=0$, при цьому радіальна координата цієї точки:

$$r_A = r_1 = R_1 - e. \quad (3)$$

Далі треба визначити функцію $r(\varphi)$ в інтервалі $\varphi = (0, \pi)$, тобто відстань від т. O до поверхні шипа в функції кутової координати φ . Проведемо коло Ω із т. O радіусом $R_1 - e$ і пряму a через т. O (див. рис. 1).

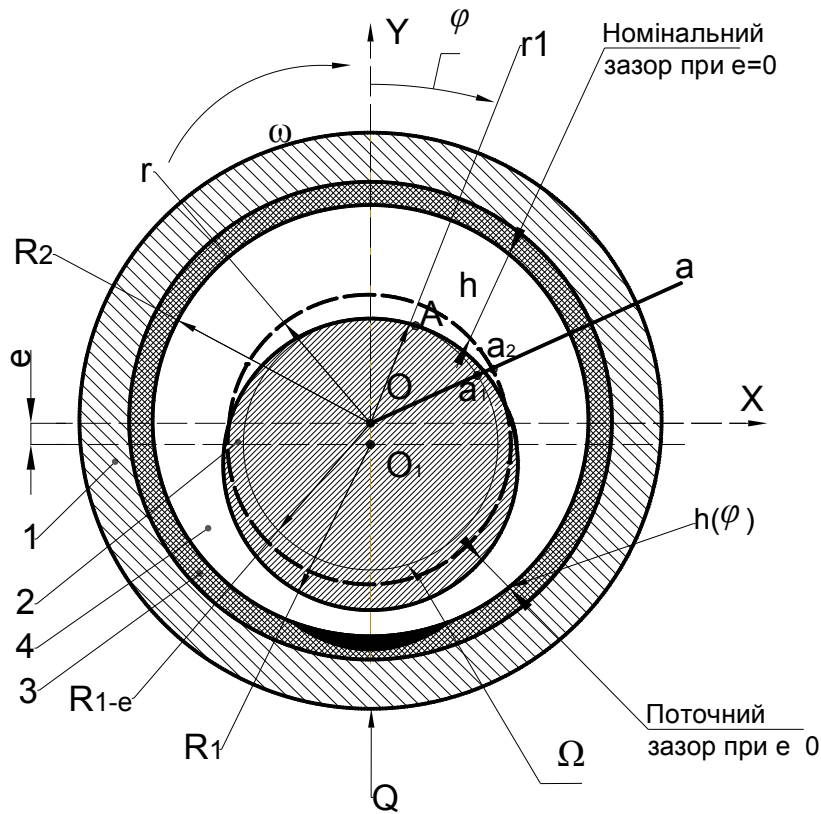


Рис. 1. Розрахункова схема ГГП

Коло Ω є колом нульового тиску. Точки a_1 і a_2 – точки перетину прямої a та кіл радіусом, відповідно, $R_1 - e$ в т. O та $R_1 e$ в т. O_1 . З геометричної задачі отримаємо координати точок a_1 і a_2 :

$$\begin{aligned} x_{a_1} &= \frac{R_1 - e}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi}}; & y_{a_1} &= \frac{(R_1 - e) \operatorname{ctg} \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi}}; \\ x_{a_2} &= \frac{(R_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi} - e) \operatorname{tg} \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi}}; & y_{a_2} &= \frac{R_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi} - e}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Приріст радіусу r відносно величини $R_1 - e$ на поверхні шипа 2 дорівнює довжині відрізка $a_1 a_2$. З врахуванням (4) після перетворень отримуємо:

$$\Delta r(\varphi) = a_1 a_2 = e \mp \frac{e}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = e \left(1 \mp \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} \right).$$

Звідси радіальна координата т. a_2 на поверхні шипа:

$$r_{III}(\varphi) = R_1 - e + \Delta r(\varphi) = R_1 \mp \frac{e}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}}.$$

Підставляючи останній вираз до (2), враховуючи що $r = r_{III}(\varphi)$, отримаємо вираз для тиску на поверхні шипа при його зміщенні e :

$$p(\varphi) = \frac{\rho \omega^2}{3} \left[\left(R_1 \mp \frac{e}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} \right)^2 - \frac{(R_1 - e)^3}{\left(R_1 \mp \frac{e}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} \right)} \right],$$

де знаки "±" змінюються з "-" на "+" при переході φ через π/2.

Позначаючи $\varepsilon = e/R_l$ – відносний ексцентриситет, залежність тиску на поверхні шипа отримаємо у вигляді:

$$p(\varphi) = \frac{\rho\omega^2 R_1^2}{3} \left[\left(1 \mp \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} \right)^2 - \frac{(1 - \varepsilon)^3}{\left(1 \mp \frac{e}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} \right)} \right], \quad (5)$$

Елементарна сила dW на дузі $r \cdot d\varphi$ в проекції на вісь y дорівнює:

$$dW_y = p(\varphi)r \cdot dz \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi.$$

Навантажувальна здатність, яка дорівнює інтегралу тиску (2) по поверхні шипа, буде:

$$\begin{aligned} W &= -2 \int_0^L \int_0^\pi p(\varphi)r \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot dz = \\ &= -\frac{2\rho\omega^2 R_1^3 L}{3} \int_0^\pi \left[\left(1 \mp \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} \right)^3 - (1 - \varepsilon)^3 \right] \cos \varphi \cdot d\varphi, \end{aligned} \quad (6)$$

де L - довжина підшипника в напрямку координати z .

Прийmemo для порівняльних розрахунків довжину підшипника рівною його діаметру $L=2R_l = d$ і виразимо кутову швидкість через частоту обертання n $\omega = \pi n/30$, с^{-1} . Виражаючи W через параметр швидкохідності dn , а також з врахуванням розмірностей: W , Н; dn , $\text{мм} \cdot \text{хв}^{-1}$; ρ , $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$; d , мм, отримаємо:

$$W = -0,21 \cdot 10^{-15} \rho (dn)^2 d^2 \int_0^\pi \left[\left(1 \mp \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} \right)^3 - (1 - \varepsilon)^3 \right] \cos \varphi \cdot d\varphi. \quad (7)$$

Враховуючи, що $\int_0^\pi -(1 - \varepsilon)^3 \cos \varphi \cdot d\varphi = 0$ і $\varepsilon \leq 0,5$

$-\int_0^\pi \left(1 \mp \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} \right)^3 \cos \varphi \cdot d\varphi \approx \pi^2 \varepsilon$, формула (7) запишеться у вигляді:

$$W = 0,205 \cdot 10^{-14} \rho (dn)^2 d^2 \varepsilon, \text{ Н}. \quad (8)$$

Звідси диференціюванням (8) по e з врахуванням $\varepsilon = 2e/d$ отримаємо вираз для оцінки жорсткості рідинного шару мащення:

$$J = \frac{dW}{de} = \frac{2We}{d} = 0,41 \cdot 10^{-14} \rho (dn)^2 d, \text{ Н/ì} \quad (9)$$

Для попередньої порівняльної оцінки характеристик ГГШ прийmemo $\rho=900$ $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$, $d = 30, 50$ і 100 мм. На рис. 2 наведені графіки зміни W і J від параметру швидкохідності dn при відносному зміщенні шипа $\varepsilon = 0,001$ при різних діаметрах: 30, 50 і 100 мм.

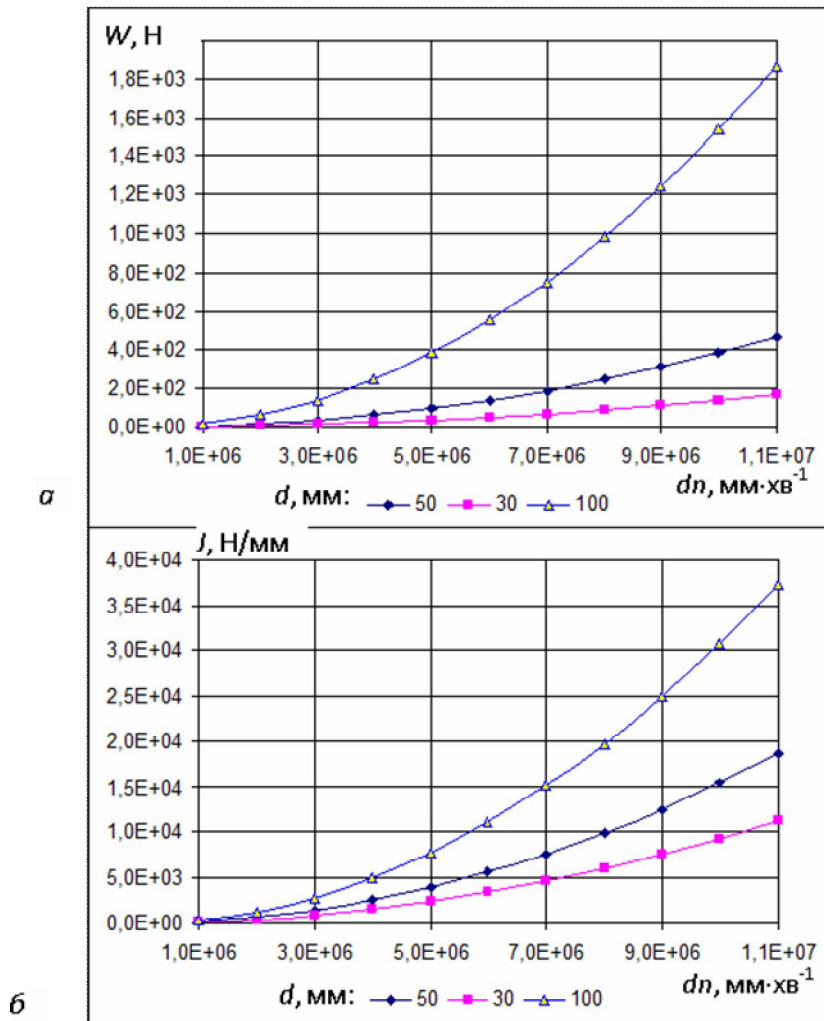


Рис. 2. Графіки зміни W (а) і J (б) від параметру швидкохідності dn при відносному зміщенні шипа $\varepsilon = 0,001$ і діаметрах шипа: 30, 50 і 100 мм.

Висновки. Розрахунки показали, що при параметрі швидкохідності $dn > 5 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹ навантажувальна здатність W і статична жорсткість J рідинного шару достатньо високі і такі що забезпечують стійку роботу газового шару ГГПІ. При цьому вони зростають зі збільшенням діаметру ГГПІ. Ці результати підтвержені експериментальними дослідженнями [5]. Отримані залежності можуть служити для попереднього вибору основних геометричних і швидкісних параметрів ГГПІ.

1. Шейнберг С.А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С.А. Шейнберг, В.П. Жедь, М.Д. Шишеев // М.: Машиностроение. – 1969. – С. 336.
2. Захаров П.О. Оцінка навантажувальних характеристик газо-гидравлічного інерційного підшипника / П.О. Захаров., М.Д. Ткачук // Наукові нотатки: міжвуз. збірн. (за напрямом Інженерна механіка).). – Луцьк: Ред.-вид. ЛДТУ. –1999. – Вип. 5. – С. 81-90.
3. Захаров П.О. Оцінка швидкохідності радіальних газо-гидравлічних інерційних підшипників по втратах на тертя / П.О.Захаров, Н.Т. Зубовецька // Матеріали V міжнародної науково-методичної конференції «Інтеграція освіти, науки і виробництва». – Луцьк. – 2001. – С. 89-93.
4. Захаров П.О. Теоретичне обґрунтування вибору основних параметрів модельного газо-гидравлічного інерційного підшипника / П.О. Захаров, Н.Т. Зубовецька, В.І. Шваб'юк // Машинознавство. – 2002. – №11(65). – С. 33-36.
5. Зубовецька Н.Т. Навантажувальна здатність і енергетичні характеристики високошвидкісних радіальних газо-гидравлічних інерційних підшипників: дисертація кандидата технічних наук: 26.05.10 / Зубовецька Наталія Тарасівна. – Луцьк., – С. 190.