

УДК 621.9.02-271

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИСОКОШВИДКІСНОГО РОТОРНОГО ГАЗО-ГІДРАВЛІЧНОГО ІНЕРЦІЙНОГО ПІДШИПНИКА

Н. Зубовецька

Аспірантка,
Луцький державний
технічний університет,
м. Луцьк

Абстракт: У статті досліджено динамічні характеристики високошвидкісного роторного газогідравлічного інерційного підшипника. Визначено вплив параметрів підшипника на динамічні характеристики системи. Результати дослідження порівняно з результатами аналітичних розрахунків. Висновки: динамічні характеристики підшипника залежать від параметрів підшипника та параметрів системи.

газогідравлічний інерційний підшипник, навантажувальна характеристика, статична жорсткість, демпфування

До опор високошвидкісних роторів гіроскопів, центрифуг, турбодетандерів, шпинделів верстатів для високошвидкісного оброблення тощо ставлять високі комплексні вимоги, зокрема, до точності обертання, статичної і динамічної жорсткостей [1, 2]. Високошвидкісний ротор (ВР) при достатньо малих втратах потужності на тертя повинен сприймати динамічні навантаження без порушення точності, в той же час він сам може бути джерелом вібрацій від дисбалансу, нерівномірної жорсткості та ін. Динамічна якість ВР визначає якісні показники високошвидкісної роторної системи і обумовлена, в першу чергу, статичною жорсткістю і демпфувальною здатністю його опор.

У Луцькому державному технічному університеті розроблено новий тип радіальних опор ВР, які призначені для використання у верстатах високошвидкісного оброблення [3, 4] — газогідравлічні інерційні підшипники (ГГП). ГГП мають унікальні характеристики і поєднують практично всі переваги підшипників інших типів, які використовуються тепер як шпиндельні опори. Сьогодні немає досвіду їх використання, оскільки вони знаходяться лише у стадії дослідження. До того ж ГГП мають низку особливостей, які роблять вибір оптимальних

параметрів для конкретних умов експлуатації нетривіальною задачею.

Раніше проведені дослідження [5, 6] показали, що ГГП забезпечують унікальні характеристики порівняно з іншими типами підшипників, які використовуються в якості опор ВР: малі втрати на тертя при високій статичній жорсткості і швидкохідності. Для ГГП характерним є двофазовий, високошвидкісний коловий газогідравлічний потік мастила під дією значних інерційних (колових і відцентрових) і гідродинамічних сил. Двофазова течія у мастильному шарі ГГП визначає особливості механізму демпфування в ньому. Динамічна жорсткість повинна визначатися з врахуванням двох фаз, а для газового шару важливою характеристикою є також вібростійкість проти виникнення напівшвидкісного вихору і синхронного вихору від дисбалансу [7].

На межі поділу фаз (рідина і газ) у робочому зазорі ГГП відбувається фізико-хімічна взаємодія фаз, які знаходяться в різних агрегатних станах: рідинному і газовому. Характер цієї взаємодії визначається умовами, які відбуваються у фазах і на межі їх поділу: тиск у газі на межі поділу може змінюватися від від'ємного (відносно атмосферного) до декількох мегапаскалів; шари рідини і газу

знаходяться у відносному ковзанні, зазнають деформації зсуву і періодичного високочастотного розширення — стиску; абсолютні колові швидкості частин рідини і газу можуть наближатися до звукових, тобто число Маха для газу $M > 1$; градієнти тиску в радіальному напрямі $\delta p_h / \delta r$ в шарі рідини [6] досягають 10 МПа/мм і більше; різниця гідростатичних тисків на вільну поверхню деформованого шару рідини може досягати декількох МПа/мм.

Тому актуальною задачею є визначення параметрів шару гідро-газового мащення, які найбільше впливають на динамічні характеристики ГПП, з метою їх вибору для конкретних умов роботи підшипника.

Основні теоретичні відомості. Принцип роботи ГПП ілюструє рис. 1, де зображена його схема. Конструктивно ГПП містить рухому (з можливістю обертального руху ω) втулку 1, що встановлена з зазором на шийку нерухомого шипа 2. У зазорі між поверхнею шипа 2 і гільзою 1 розміщений кільцевий шар рідини у попередньо розрахованій кількості, а також шар газу. В подальшому при позначеннях будемо використовувати індекси для параметрів: g — газу, h — рідини, v — втулки, w — шипа.

Основними геометричними параметрами ГПП є (див. рис. 1): $R_g = d/2$ — радіус втулки, що обертається; H — радіальний зазор між втулкою і валом при їх концентричному розташуванні; H_h, H_g — товщини шарів, відповідно рідкого і газового; L — довжина робочої частини підшипника; e — ексцентриситет вала у втулці при прикладанні зовнішнього навантаження на втулку; $\epsilon_g = e/H_g$ — відносний ексцентриситет у газовому шарі мащення. ГПП розглядається в циліндричних координатах (r, φ).

За рахунок ефекту налипання рідини на внутрішню поверхню втулки 1, шар в'язкої рідини втягується в обертальний рух втулки з тією ж частотою ω . В результаті дії на частинки в'язкої рідини відцентрових сил, у шарі h рідини виникає градієнт гідростатичного тиску в напрямі з його вільної поверхні на внутрішню стінку втулки 1. Вільна поверхня шару h при цьому приймає практично ідеальну циліндричну форму. Крім цього, шар h сприяє центруванню втулки, тобто зміщенню фактичної осі обертання втулки на пружних опорах у напрямі осі ідеального циліндра, аж до їх збігу. Втрати на тертя в шарах мащення і навантажувальні характеристики ГПП в цілому визначаються характером взаємодії рідкої і газової фаз на їхній межі.

За умови $V_g = V_h$ — колові швидкості частин газу і частин рідини в тангенціальному напрямі по лінії поділу фаз однакові, тому однакові й відповідні сумарні колові сили їх взаємодій $F_g = F_h$. При ламінарному потоці рідини і газу в зазорі та розмірах приміжових шарів у фазах понад розміри відповідних шарів H_g і H_h епюри швидкостей у цих шарах мають лінійний характер. Колова швидкість частини рідини, яка тягнеться поверхнею втулки, рівна ωR_B , а колова швидкість молекул газу на поверхні шипа завдяки налипанню рівна нулю. При центральному положенні шипа 2 у втулці 1 (див. рис. 1) завдяки взаємодіюванню частин шарів g і h на межі поділу фаз [5]:

$$V_g = V_h = V_c = R_B \omega (1 + \alpha_0), \quad (1)$$

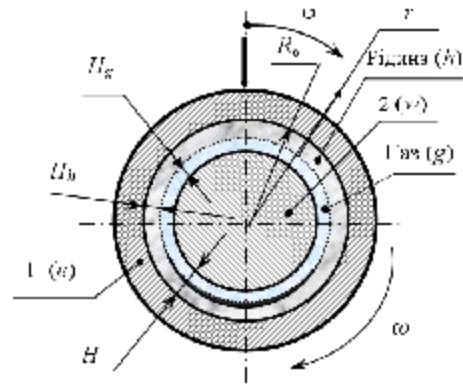


Рис. 1. Схема ГПП

де $\alpha_0 = \mu_g H_h / \mu_h H_g$ — безрозмірний параметр мастильного шару ГПП; μ — коефіцієнти динамічної в'язкості.

У праці [5] показано, що в залежності від умов мащення і режимів роботи жорсткість j_h шару h на один — два порядки вища за жорсткість j_g шару g , тобто шар h можна вважати практично твердим. Тому при $\epsilon_g < 0,8$ властивості ГПП збігаються з властивостями звичайного аеродинамічного радіального підшипника нескінченної довжини. Розходження є лише у факті гальмування вільної поверхні шару h при його взаємодії з шаром g . При $\epsilon_g > 0$ колові сили взаємодії на межі поділу шарів g і h нерівномірні й залежать від кутової координати φ . При високошвидкісному коловому русі шару h за рахунок його інерційності і в'язкості можна вважати $V_h = const$, тобто незалежною від φ . Поточний зазор $h_g(\varphi)$ з достатньою точністю можна апроксимувати формулою [1]

$$h_g(\varphi) = H_g (1 - \epsilon_g \cos \varphi). \quad (2)$$

При ламінарних течіях у шарах мащення тангенціальні сили взаємодії на елементарній дузі $d\varphi$ межі поділу шарів дорівнюють

$$dF_g = \left[\frac{\mu_g R_B L V_{ce}}{h_g(\varphi)} \right] d\varphi; \quad (3)$$

$$dF_h = \mu_h R_B L \left[\frac{R_B \omega - V_{ce}}{H_h} \right] d\varphi. \quad (4)$$

Інтегруючи (3) і (4) з врахуванням (2) по поверхні межі поділу фаз, отримаємо

$$\frac{\mu_g}{H_g} \int_0^{2\pi} \frac{V_{ce}}{1 - \epsilon_g \cos \varphi} d\varphi = \frac{\mu_h}{H_h} \int_0^{2\pi} (R_B \omega - V_{ce}) d\varphi.$$

Звідси, з врахуванням (1), визначимо

$$V_{ce} = \frac{R_B \omega}{\frac{\alpha_0}{\sqrt{1 - \epsilon_g}} + 1}. \quad (5)$$

Порівнюючи V_{ce} і V_c з (1), отримаємо

$$\frac{V_{ce}}{V_c} = \frac{1 + \alpha_0}{\frac{\alpha_0}{\sqrt{1 - \varepsilon_g}} + 1} \quad (6)$$

З (6) бачимо, що ексцентричне положення шипа відносно втулки істотно впливає на гальмування шару при великих ε_g ($\varepsilon_g = 0, 6 \dots 1$) в бік зменшення V_{ce} .

Навантажувальні характеристики. До цих характеристик відносять: несучу здатність W і статичну жорсткість J підшипника, при цьому їх визначають відповідними характеристиками обох шарів мащення (W_h, W_g, J_h, J_g).

Шар h рідини. При ламінарному русі епіюра колових швидкостей частин рідини лінійна (рис. 2). Введемо радіальну координату c (див. рис. 2) з початком на межі поділу шарів, спрямовану в бік внутрішньої поверхні втулки 1 (див. рис. 1).

Колова швидкість частин рідини на віддалі h від межі поділу шарів

$$V_h = V_{ce} + \frac{R_B \omega - V_{ce}}{H_h} \quad (7)$$

Виділимо в шарі h елемент рідини масою dm з розмірами по осях координат $dz, d\rho$ і $(R_B - H_h + \rho)d\varphi$. Його маса

$$dm = \rho_h dz \cdot d\rho (R_B - H_h + \rho) d\varphi,$$

де ρ_h — густина шару рідини, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$.

Елемент dm створює тиск на площадку розміром

$$ds = dz (R_B - H_h + \rho) d\varphi$$

$$dp = \frac{\rho_h V_h^2 d\rho}{(R_B - H_h + \rho)},$$

звідки градієнт тиску в шарі h

$$\frac{dp}{d\rho} = \frac{\rho_h V_h^2}{(R_B - H_h + \rho)} \quad (8)$$

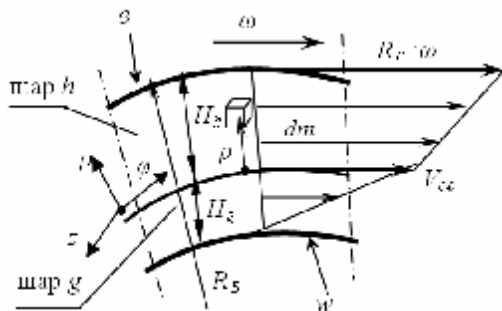


Рис. 2. Схема течії рідини (h) і газу (e) в масляному зазорі ГГП

Інтегруючи (8) з врахуванням (5), (7) і $R_B - H_h \gg c$, отримаємо залежність тиску в шарі рідини на глибині h , який обумовлений тільки дією відцентрових сил:

$$p(h) = \int_0^h \frac{\rho_h V_h^2 d\rho}{(R_B - H_h + \rho)} = A \left\{ \frac{\alpha_0^2 h^2}{H_h^2} + \left[\frac{2\alpha_0 \sqrt{1 - \varepsilon_g}}{H_h} - \frac{\alpha_0^2 (R_B - H_h)}{H_h^2} \right] h + \left[1 - \varepsilon_g + \frac{\alpha_0^2 (R_B - H_h)^2}{H_h^2} \right] \ln \left(1 + \frac{h}{R_B - H_h} \right) \right\}, \quad (9)$$

$$\text{де } A = \frac{r_h R_B^2 \omega^2}{(a_0 + \sqrt{1 - \varepsilon_g})^2}.$$

Несучу здатність рідинного шару визначимо з припущення, що шип без газового зазору деформує шар h у напрямі зміщення по силі Q на величину e (див. рис. 1). Цю деформацію достатньо точно можна описати залежністю

$$e(\varphi) = e \cos \varphi, \varphi \in \left(-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2} \right). \quad (10)$$

Несучу здатність шару h визначимо інтегруванням тиску з підстановкою $h = e(\varphi)$ з (14) по площині деформованого шару h :

$$W_h = 2 \int_0^{L/2} \int_0^{\pi/2} p(e, \varphi) \cos \varphi (R_B - H_h) d\varphi dz. \quad (11)$$

Враховуючи, що підінтегральний вираз є парним, підставляючи (10) в (11), отримаємо

$$W_h = A (R_B - H_h) \times \left\{ \frac{4e^2 \alpha_0^2}{3H_h^2} + \left[\frac{2\alpha_0 \sqrt{1 - \varepsilon_g}}{H_h} - \frac{\alpha_0^2 (R_B - H_h)}{H_h^2} \right] \times \pi e + \left[1 - \varepsilon_g + \frac{\alpha_0^2 (R_B - H_h)^2}{H_h^2} \right] \times \left[1,59 \left(\frac{e}{R_B} \right)^{1,02} + 0,00023 \left(\frac{H_h}{R_B} \right)^{0,925} \right] \right\}. \quad (12)$$

Жорсткість шару визначимо як похідну від W_h за e :

$$J_h(e) = \frac{dW_h}{de} = A (R_B - H_h) \times \left\{ \frac{2\alpha_0^2}{3H_h^2} + \left[\frac{2\alpha_0 \sqrt{1 - \varepsilon_g}}{H_h} - \frac{\alpha_0^2 (R_B - H_h)}{H_h^2} \right] \pi + \left[1,59 \left(\frac{e}{R_B} \right)^{1,02} + 0,00023 \left(\frac{H_h}{R_B} \right)^{0,925} \right] \right\}$$

$$\left[1 - \varepsilon_g + \frac{\alpha_0^2 (R_B - H_h)^2}{H_h^2} \right] \times 1,622 \left(\frac{e^{0,02}}{R_B^{1,02}} \right)^{1,02} \}. \quad (13)$$

Шар g газу. Задача визначення навантажувальних характеристик газового шару для їхньої попередньої оцінки розглядалася за припущення, що $J_g \ll J_{ch}$. Ця задача розв'язана С. Шейнбергом і співавторами [5]. Для газового шару за умов роботи ГПП безрозмірна характеристика

$$\chi = \frac{10^6 \mu_q V_{ce}^2}{H_q^2 p_g} \rightarrow \infty,$$

де p_n — робочий тиск у шарі газу.

За цих умов від'ємна сила підшипника з врахуванням тангенціальних інерційних сил визначається з такого виразу [5]:

$$W_g = \frac{3\pi p_g R_B L V_{ce}^2 p_{g0} \rho_g}{10 p_g \varepsilon_g} \sqrt{1 + \frac{3}{2} \varepsilon_g^2} \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \varepsilon_g}} - 1 \right], \quad (14)$$

де ρ_g — густина газу при робочому тиску p_g .

Жорсткість шару J_g визначимо як похідну від W_g за ексцентриситетом ε_g :

$$J_g = \frac{dW_g}{H_g d\varepsilon_g} = \frac{3\pi p_g L (R_B \omega)^2 \rho_{g0}}{10 H_g R_B \varepsilon_g p_{g0}} \times \frac{d}{d\varepsilon_g} \left\{ \sqrt{1 + \frac{3}{2} \varepsilon_g^2} \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \varepsilon_g}} - 1 \right] \right\}. \quad (15)$$

$$J_g = \frac{dW_g}{H_g d\varepsilon_g} = \frac{3\pi p_g L (R_B \omega)^2 \rho_{g0}}{10 H_g R_B \varepsilon_g p_{g0}} \times \frac{d}{d\varepsilon_g} \left\{ \sqrt{1 + \frac{3}{2} \varepsilon_g^2} \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \varepsilon_g}} - 1 \right] \right\}, \quad (16)$$

а статичну жорсткість — як при паралельному з'єднанні пружних елементів:

$$J_\Sigma = \frac{J_h + J_g}{J_h J_g}. \quad (17)$$

За отриманими математичними залежностями було проведено моделювання характеристик ГПП. За мастильне середовище було обрано керосин (шар h) і повітря (шар g) при робочій температурі 70°C і робочому тиску $p_g = 0,1$ МПа. Геометричні параметри ГПП були такими: $d = 50$ мм; $L = 30$ мм. Розрахунки навантажувальних характеристик рідинного шару з (18) і (19) показали, що вони на один — два порядки перевищують відповідні характеристики газового шару, тому, згідно з (22) і (23), можна вважати, що:

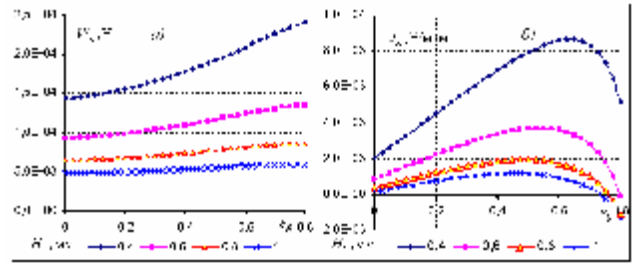


Рис. 3. Графіки залежності W_g (а) і J_g (б) від відносного ексцентриситету ε_g і товщини шару H_h при $dn = 10^7$ мм·хв⁻¹

$$W_\Sigma = \min(W_h, W_g) \approx W_g, \quad (18)$$

$$J_\Sigma = \frac{J_h J_g}{J_h + J_g} \approx J_g. \quad (19)$$

На рис. 3 подані розрахункові графіки навантажувальних характеристик ГПП. Враховуючи припущення (18), (19), ці характеристики можна розглядати як сумарні навантажувальні характеристики ГПП.

З графіків на рис. 3 бачимо, що навантажувальні характеристики ГПП мають при високій швидкохідності, яка приблизно на порядок вища за швидкохідність звичайних газодинамічних підшипників, вищі значення [5]. Зі збільшенням H_h навантажувальні характеристики в цілому зменшуються, а статична жорсткість J_g зі збільшенням ε_g має максимум. При зазначених умовах вона може бути навіть від'ємною, тому для прийнятих параметрів ГПП доцільно обмежувати навантаження Q (див. рис. 1) величиною W_g (див. рис. 3,а), яка відповідає максимальному значенню характеристики $J_g(\varepsilon_g)$ на рис. 3,б.

Характеристики демпфування. Коефіцієнт в'язкого тертя в шарі рідини [8]

$$\chi_h(\varepsilon_g) \approx 4\pi 10^{-3} \mu_g \times \frac{[V_{C1(\varepsilon_g + \Delta\varepsilon_g)}^2 - V_{C\varepsilon_g}^2] R_B L}{H_g}, \text{ Н·с/м}. \quad (20)$$

На рис. 4 подані залежності χ_h за (20) для зазначених вище геометричних параметрів ГПП від товщини H_h шару **рідини** при зміщеннях $\varepsilon_g = 0, 0, \dots, 0,6$ і $dn = 10^7$ мм·хв⁻¹.

Для в'язкої рідини (T_{S7}) залежність χ_h у діапазоні $H_h = 0,2 \dots 1,0$ мм є лінійною (рис. 4,б), але демпфувальна здатність у цілому нижча, ніж для керосину. Підвищення демпфувальної здатності ГПП зі збільшенням товщини шару H_h і ексцентриситету ε_g супроводжується зменшенням сумарної статичної жорсткості обох шарів, яка залишається при цьому достатньо високою. При цьому χ_h не залежить від параметра швидкохідності (dn). Отже, газорідинне мащення має властивості самоналаштування параметрів мащення при виникненні вібрацій у бік їх подолання.

Коефіцієнт в'язкого тертя в газовому шарі визначається за формулою [8]

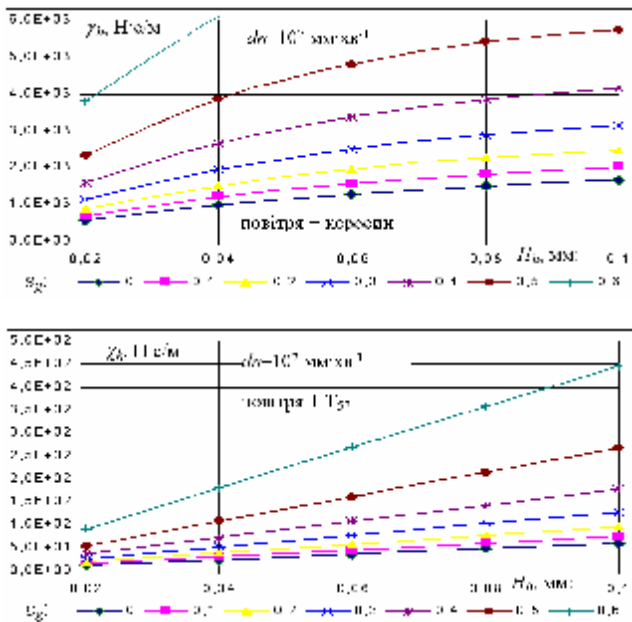


Рис. 4. Залежності c_g (3) від товщини H_g шару рідини: $\epsilon_g=0,0\dots0,6$; $dn=10^7$ мм·хв⁻¹; $L=30$ мм; $d=60$ мм. Мазильне середовище: повітря+керосин (а) і повітря+мастило турбінне T_{57} (б)

$$\chi_g = \frac{4\pi \cdot 10^{-3} \mu_g \left[V_{C(\epsilon_g + \Delta\epsilon_g)}^2 - V_{C\epsilon_g}^2 \right]}{H_g} R_B L, \text{ Н·с/м.} \quad (21)$$

На рис. 5 подані залежності χ_g за (21) від товщини H_g шару газу. Коефіцієнт в'язкого тертя в шарі газу має від'ємну величину, яка зменшується як зі збільшенням товщини шару H_g , так і зі збільшенням відносного ексцентриситету ϵ_g , тобто демпфувальна здатність газового шару за цих умов зменшується.

Для в'язкої рідини (T_{57}) залежність χ_h у діапазоні $H_g=0,2\dots1,0$ мм є лінійною (рис. 3,б), але демпфувальна здатність у цілому нижча, ніж для керосину. Підвищення демпфувальної здатності ГГП зі збільшенням товщини шару H_g і ексцентриситету ϵ_g супроводжується зменшенням сумарної статичної жорсткості обох шарів, яка залишається при цьому достатньо високою. При цьому χ_h не залежить від параметра швидкохідності (dn). Отже, газорідинне мащення має властивості самонастроювання параметрів мащення при виникненні вібрацій у бік їх подолання.

Шари мащення можна розглядати як послідовно з'єднані пружно-демпфувальні елементи. При цьому формули для сумарного (еквівалентного) демпфування (χ_Σ) і динамічної жорсткості (J_Σ) мають вигляд [2]:

$$\chi_\Sigma = \frac{J_h^2 \chi_g + J_g^2 \chi_h + \chi_h \chi_g (\chi_h + \chi_g) \omega^2}{(J_h + J_g)^2 + (\chi_h + \chi_g)^2 \omega^2}; \quad (22)$$

$$J_\Sigma = \frac{J_h J_g (J_h + J_g) + J_g^2 \chi_h + \chi_h \chi_g (J_h \chi_g^2 + J_g \chi_h^2) \omega^2}{(J_h + J_g)^2 + (\chi_h + \chi_g)^2 \omega^2}. \quad (23)$$

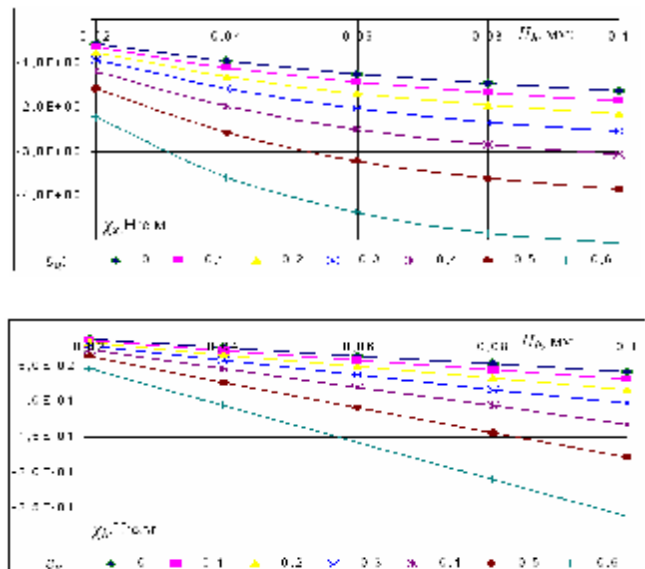


Рис. 5. Залежності c_g (21) від товщини H_g шару рідини: $\epsilon_g=0,0\dots0,6$; $dn=10^7$ мм·хв⁻¹; $L=30$ мм; $d=60$ мм. Мазильне середовище: повітря+керосин (а); повітря+мастило турбінне T_{57} (б)

За дії відцентрових сил найцікавіше визначити сумарні значення χ_Σ і J_Σ при частоті збурення, яка відповідає частоті обертання ротора. Для цього виразимо квадрат частоти через параметр швидкохідності dn :

$$\omega^2 = 0,25 \cdot 10^{-2} (dn)^2 / R_B^2.$$

Розрахунки при $0 \leq \omega^2 \leq \frac{0,25 \cdot 10^{-2} (dn)^2}{R_B^2}$ показали,

що в цьому діапазоні частот χ_Σ і J_Σ практично не залежать від частоти, тому формули (5) і (6) можна спростити:

$$\chi_\Sigma = \frac{J_h^2 \chi_g + J_g^2 \chi_h}{(J_h + J_g)^2}; \quad (24)$$

$$J_\Sigma = \frac{J_h J_g (J_h + J_g) + J_g^2 \chi_h}{(J_h + J_g)^2}. \quad (25)$$

На рис. 6 надані результати порівняльних розрахунків χ_Σ і J_Σ за формулами (24) і (25). Отже, за рахунок великих значень χ_h і J_h сумарні характеристики також можуть досягати істотних значень. Наведені на залежності χ_Σ і J_Σ показують, що в сумарні характеристики жорсткості й демпфування велику частку вкладає шар рідини. Отже, сумарна характеристика χ_Σ порівняльна з характеристикою χ_h демпфування в шарі рідини (див. рис. 4), незважаючи на те, що в цілому характеристика χ_g падаюча і від'ємна (див. рис. 5).

Для малов'язкої рідини (рис. 6,а) залежності χ_Σ і J_Σ істотно нелінійні і мають екстремальний характер. Для в'язкішої рідини (рис. 6,б) залежності χ_Σ і J_Σ приблизно

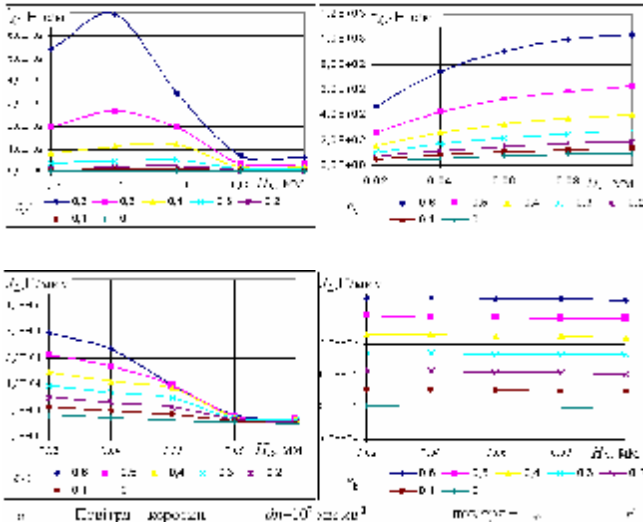


Рис. 6. Залежності c_s (24) і J_s (25) від товщини H_h шару рідини: $\epsilon_g=0,0\dots0,6$; $dn=10^7$ мм·хв⁻¹; $L=30$ мм; $d=60$ мм. Мазильне середовище: повітря+керосин (а) і повітря+мастило турбінне T_{57} (б)

лінійні: χ_s мають тенденцію до зростання, а J_s — практично незалежать від H_h , зі збільшенням зміщення ϵ_g в опорі χ_s і J_s зростають в усіх випадках.

Раніше проведені дослідження [3] показали, що в енергетичному відношенні використання малов'язкої (керосин) і в'язкої (мастило T_{57}) рідин приблизно рівноцінні до $dn > 0,6 \cdot 10^7$ мм·хв⁻¹, але за параметрами демпфування χ_s і динамічної жорсткості J_s використанню в'язкої рідини слід віддавати перевагу. При $dn > 0,6 \cdot 10^7$ мм·хв⁻¹ втрати енергії на тертя в шарах мащення зростають, тому тут слід використовувати малов'язку рідину. Отримані теоретичні результати дають змогу обирати параметри фазових складових мазильного шару ГПП для конкретних умов роботи роторної системи.

Висновки. Проведений аналіз показав, що енергетичні й навантажувальні властивості ГПП відповідають вимогам, що ставляться до опор високошвидкісних роторів: висока швидкохідність ($dn > 10^7$ мм·хв⁻¹), висока статична жорсткість ($J_s \approx 0,5 \cdot 10^3$ Н/мкм) і демпфування (χ_s порядку 10^3 Н·с/м). При цьому можна керувати енергетичними і навантажувальними характеристиками підшипника за рахунок підбору оптимального, для заданих умов, співвідношення між H_h і H_g і параметрів складових

мазильного середовища. За співвідношенням навантажувальних і енергетичних характеристик властивості запропонованого нового способу мащення [4] є унікальними.

Література

1. Шейнберг С.А., Жедь В.П., Шишеев М.Д. Опоры скольжения с газовой смазкой. — М.: Машиностроение, 1969. — 336 с.
2. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1978. — 199 с.
3. Захаров П.О., Гордєєв О.Ф. Перспективи створення підшипників шпинделів для швидкісної обробки // Сучасне машинобудування. — 1999. — №2. — С. 8—10.
4. Спосіб змащування. Патент України на винахід № 25413А від 30.10.1998.
5. Захаров П.О., Ткачук М.Д. Оцінка навантажувальних характеристик газогідравлічного інерційного підшипника // Міжвуз. зб. "Наукові нотатки". — Луцьк: ЛДТУ, 1999. — Вип. 5. — С. 85—90.
6. Захаров П.О., Зубовецька Н.Т. Оцінка швидкохідності радіальних газогідравлічних інерційних підшипників по втратах на тертя / Матер. V міжнар. конф. „Інтеграція освіти, науки і виробництва”. — Луцьк, 2001. — С. 89—93.
7. Захаров П.О., Зубовецька Н.Т., Шваб'юк В.І. Теоретичне обґрунтування вибору основних параметрів модельного газогідравлічного інерційного підшипника // Машинознавство. — 2002. — №11(65). — С. 33—36.
8. Зубовецька Н.Т., Гордєєв А.Ф., Захаров О.П. Оптимізація газогідравлічного шпиндельного підшипника по енергетическим потерям і нагрузочним характеристикам // Матер. Першої міжнародної науково-технічної конференції „Машинобудування та металообробка 2003”. — Кіровоград: КДТУ, 2003. — С. 250—256.

Отримана 17.03.08

N. Zubovetska

Dynamic characteristics of the high-speed the gas-hydraulic inertial bearing of a spindle

Lutsk State Technical University, Lutsk

The dynamic characteristics of the high-speed inertial bearing of a spindle are determined. The received theoretical results allow choosing optimum phase components of a lubricant layer of the bearing for concrete conditions of processing on the machine tool.

А і аіі à ààòîðâ!

Опублікування статей у журналі “Машинознавство” є безкоштовним. Організаціям-передплатникам, а також спонсорам журналу “Машинознавство” у разі офіційного клопотання надається право позачергового опублікування статей їхніх працівників за умови позитивної рецензії. Аналогічно пільгою користуються автори, які особисто передплатили не менше шести примірників журналу, або посприяли його передплаті для організації.

Журнал “Машинознавство” можна передплатити на будь-який місяць і довільну кількість примірників, перерахувавши по 20 грн за кожен примірник видавцю журналу.