

УДК 621.9.06

Н.Т. Зубовецька*Луцький національний технічний університет***ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ І ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОГІДРАВЛІЧНИХ ІНЕРЦІЙНИХ ПІДШИПНИКІВ**

Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень газогідравлічних інерційних підшипників (ГГП). Математичне моделювання мащення ГГП ґрунтується на трьох типах моделей: гідростатичній, гідро- і газодинамічній, еластогазодинамічній. Встановлено, що працездатність ГГП з технічними параметрами в цілому вищими за аналогічні параметри підшипників інших типів.

*Ключові слова: підшипник, високошвидкісний ротор, газовий, гідравлічний, роторна система.
Форм. 7. Рис. 4. Літ. 4.*

Н.Т. Зубовецкая**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИНЕРЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ**

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований газогидравлических инерционных подшипников (ГГИП). Математическое моделирование смазки ГГИП основывается на трех типах моделей: гидростатическая, гидро- и газодинамическая, эластогазодинамическая. Установлено, что работоспособность ГГИП с техническими параметрами в целом выше за аналогичные параметры подшипников других типов.

Ключевые слова: подшипник, высокоскоростной ротор, газовый, гидравлический, роторная система.

N. Zubovetska**THE THEORETICAL RESEARCH OF LOADING AND POWER CHARACTERISTICS OF THE GAS-HYDRAULIC INERTIAL BEARINGS**

The article sets out the results of a theoretical search of loading and power characteristics of the gas-hydraulic inertial bearings (GHIB) The mathematical design of greasing of GHIB is based on three types of models: hydrostatical, hydraulic, gas-dynamic and elastic. Both the capacity and the potential of technical characteristics of the GHIB on each level are defined in their ability to support high speed rotors. The capacity of GHIB is set with a range of technical thresholds as a whole with much higher similar thresholds of other types of bearings.

Keywords: bearing, high speed rotors, gas, hydraulic, rotor system.

Вступ. В умовах швидкого росту прогресу та техніки і розширення у зв'язку з цим областей застосування високошвидкісних роторних систем (ВШРС) відповідно зростає і рівень вимог, який висувається до них.

Підшипникові опори високошвидкісного ротора є однією з найвідповідальніших частин, які у значній мірі визначають технологічні властивості сучасних ВШРС. Вони відповідають за продуктивність, точність, надійність і економічність. В той же час опори сприймають у процесі роботи значні термічні, силові, швидкісні та інші навантаження. В залежності від технологічного призначення ВШРС до її опор ставляться вимоги, які враховують конкретні умови експлуатації, але загальними є високі вимоги щодо надійності, швидкохідності, вібростійкості, здатності сприймати значні статичні і динамічні навантаження.

В умовах швидкого росту прогресу та техніки і розширення у зв'язку з цим областей застосування ВШРС відповідно зростає і рівень вимог, який висувається до них.

Постановка проблеми. В проектуванні і експлуатації сучасних ВШРС можна відокремити дві основних проблеми:

1. Не вважаючи на високий технічний рівень проектування сучасних ВШРС причинами втрати ними працездатності в більшості випадків (до 80%) є вихід із ладу опор роторів.

2. Надзвичайно важко одночасно реалізувати у ВШРС високі і суперечливі вимоги щодо їх швидкохідності, навантажувальної здатності, вібростійкості та рівня енергетичних втрат. При цьому підвищення вимог до даної групи супроводжується зниженням надійності, тобто погіршенням п. 1.

На жаль можливості суттєвого покращення характеристик опор відомих типів в даний час практично вичерпані. В межах даної роботи були досліджені області працездатності роторних підшипників різних типів [1, 2], які показали наявність «білих плям» в цих областях. На рис.1.

наведено області працездатності роторних опор, які розраховані для ряду характерних розмірів шийок підшипників.

В якості основних критеріїв працездатності підшипників були прийняті наступні показники: швидкохідність (dn) ; навантажувальна здатність W ; статична жорсткість J ; демпфіруюча здатність χ ; енергетичні витрати N_{TP} . Зручно розглядувати ці показники у складі безрозмірних критеріїв:

$$\pi_T = \frac{0,05 \cdot (dn) \chi}{Jd}; \pi_W = \frac{0,5 \cdot 10^{-4} (dn) W}{N_{TP}}, \quad (1)$$

де розмірності параметрів: (dn) , мм·хв⁻¹; χ – коефіцієнт в'язкого тертя (демпфування), Н·мкм⁻¹·с; J , Н·мкм⁻¹; N_{TP} , Вт; W , Н; числові коефіцієнти (рис. 1) для приведення параметрів до основних розмірностей системи СІ: кг, м, с.

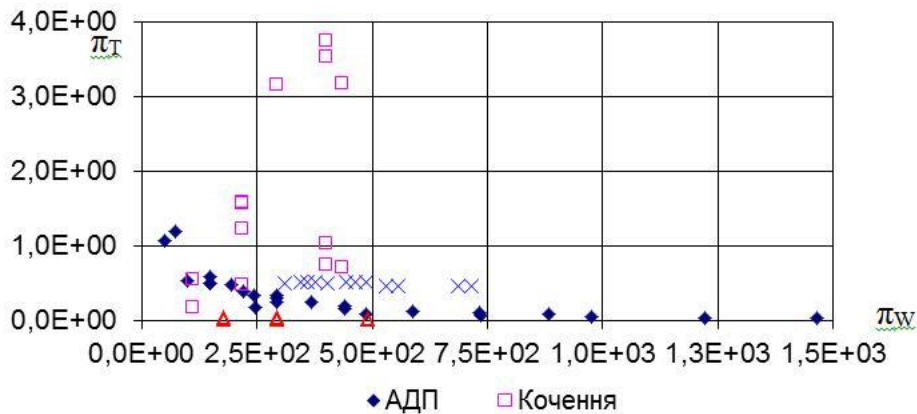


Рис. 1 - Сумісні області π_T - π_W для аеродинамічних (АДП), кочення, гідродинамічних (ГДП) і гідростатичних (ГСП) підшипників високошвидкісних роторів

Безрозмірним критеріям (1) і їх мультиплікативним складовим може бути наданий певний зміст: $(dn)/N_{TP}$ - вартість одиниці швидкохідності по втратах на тертя; π_W – безрозмірна навантажувальна здатність, віднесена до втрат на тертя; π_T – безрозмірна демпфувальна здатність, віднесена до втрат на тертя і одиниці діаметрального розміру, оскільки відношення X/J чисельно рівне другій постійній часу коливальної ланки і пропорційне постійній часу T_h демпфування опори [3]. По цих областях на рис.1 побудовано приблизну експоненційну граничну лінію областей працездатності сучасних роторних опор. Справа і зверху від цієї лінії і є ця «біла пляма». В той же час сучасні вимоги до ВШРС ставлять задачі створення підшипникових опор роторів, яким одночасно властиві висока навантажувальна здатність і демпфування за низьких втрат на тертя. Саме таке завдання розв'язувалось у цієї роботі.

Основний зміст. Для рішення поставленої задачі був розроблений новий тип роторного підшипника [3] - газогідравлічний інерційний підшипник (ГІП), схема якого показана на рис.2.

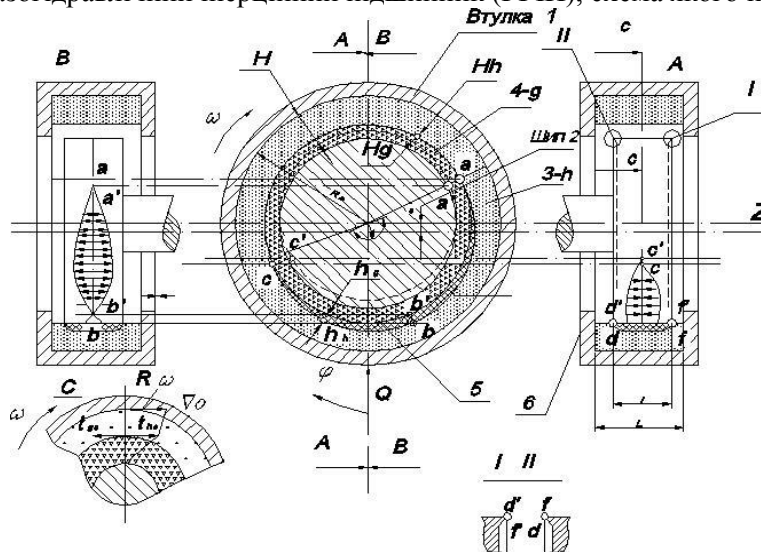


Рис. 2. Схема газогідравлічного інерційного підшипника

ГГП містить рухому (з можливістю обертального руху) гільзу 1, що встановлена із проміжком (зazorом) на шийку нерухомого шипа 2. На торцевих поверхнях шипа 2 виконані конічні розточки, які утворюють з внутрішніми поверхнями гострі кромки 4. У проміжку (зazorі) між поверхнею шипа 2 і гільзою 1 розміщений кільцевий шар рідини 3 у попередньо розрахованій кількості, а також шар газу 4. В подальшому при позначеннях використовуються індекси для параметрів: g - газу; h - рідини.

Основні особливості теоретичної моделі ГГП: 1) робочим середовищем є двофазний розділений потік рідини і газу з невизначеною межею, при цьому квазітвердий шар рідини схожий на складний еластомер з можливістю колових деформацій; 2) рідинний шар не задовольняють рівняння Рейнольдса, оскільки переважаючими силами, які визначають потік рідини, є масові і інерційні.

Математичне моделювання мащення ГГП ґрунтується на трьох типах моделей: гідростатичній, гідро- і газодинамічній, еластогазодинамічній. Послідовне дослідження цих трьох моделей дозволило оцінити вклад окремих факторів в навантажувальні характеристики і втрати на тертя у підшипнику.

Для газового шару можна застосувати відому теорію газодинамічного мащення для підшипників безкінечної довжини. При цьому необхідно враховувати швидкісний фактор, який визначається параметром газового підшипника, числом стиснення[4]

$$\Lambda = \frac{300R_B\mu_g(dn)}{p_a H_g^2},$$

де μ_g – динамічний коефіцієнт в'язкості газу, Па·с; p_a – атмосферний тиск, чи тиск поза підшипником, Па.

При характерних значеннях параметрів ГГП: $dn = (0,5\dots 5) 10^7$ мм·хв⁻¹; $H_g \approx (2\dots 5) 10^{-6}$ мм; $R_B = 25$ мм; $p_a = 10^5$ Па; для повітря $\mu \approx 2 \cdot 10^{-5}$ Па·с параметр Λ має порядок 10^{10} . При $\Lambda \rightarrow \infty$ характеристики газодинамічного підшипника (навантажувальна здатність і статична жорсткість) визначаються відповідно за формулою:

$$W_g = 2\pi p_1 R_B l \left[\sqrt{\frac{1+\varepsilon_g}{1-\varepsilon_g}} - (1+\varepsilon_g) \right] \frac{1}{\varepsilon_g},$$

де $p_1 = p_a \sqrt{1+5\varepsilon_g^2} / (1+\varepsilon_g)$; $\varepsilon_g = e/H_g$ – відносний ексцентриситет в газовому прошарку;

l – довжина робочої частини підшипника.

Розглянуті характеристики газової складової мащення при малих ($\varepsilon_g \rightarrow 0$) і великих ($\varepsilon_g \rightarrow 0$) відносних зміщеннях, а також проведена оцінка впливу тангенціальних і відцентрових сил. Вантажепід'ємність газового шару визначається як для одноклинового газодинамічного підшипника з врахуванням тангенціальних відцентрових сил інерції при $\Lambda \rightarrow \infty$:

$$W_g = \frac{3\pi R_B l V_{c0}^2 p_a \rho_0}{10 p_0 \varepsilon_g} \left[\frac{1}{\sqrt{1-\varepsilon_g}} - 1 \right] \sqrt{1 + \frac{3}{2} \varepsilon_g^2}.$$

За визначених умов $J_{CTg} \ll J_{CTh}$, можна рахувати гідравлічний шар еластомером з жорсткістю по тиску J_{Ph} в радіальному напрямку від його вільної поверхні в глибину:

$$J_{Ph} = \frac{0,25 \cdot 10^{-8} \rho_h (dn)^2}{R_B^2}, \text{ Па} \cdot \text{м}^{-1},$$

де R_B , мм; ρ_h , кг·м⁻³.

За великих зміщень $\varepsilon_g \rightarrow 1$ деформація рідинного шару може виявитися порівнянною з величиною h_g газового прошарку, що обумовлює необхідність врахування цієї деформації.

До статичних характеристик шпіндельних підшипників відносяться: енергетичні – втрати потужності N_{TP} на тертя, або момент M_{TP} тертя; навантажувальні характеристики: навантажувальна здатність W і статична жорсткість J підшипника, при цьому вони визначаються відповідними характеристиками обох шарів мащення (W_h, W_g, J_h, J_g).

В залежності від умов мащення і режимів роботи жорсткість J_h шару h на 2-3 порядки вище за жорсткість J_g шару g , тобто шар h можна рахувати практично твердим. Тому при $\varepsilon_g < 0,5$ властивості ГГП співпадають з властивостями звичайного аеродинамічного радіального підшипника нескінченної довжини.

Відмінність є лише у факті гальмування вільної поверхні шару h при його взаємодії з шаром g (рис. 3). При $\varepsilon_g > 0$ колові сили взаємодії на межі розділу шарів g і h не рівномірні і залежать від кутової координати φ . За високошвидкісного колового русу шару h за рахунок його більшої інерційності і в'язкості, ніж для шару g , можна рахувати $V_h(\varphi) = \text{const}$, тобто не залежить від φ . При центральному положенні шипа w у втулці B (рис. 3) завдяки взаємогальмуванню частин шарів g і h на межі розділу шарів:

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

де $\alpha_0 = \mu_g H_h (\mu_h H_g)$ - безрозмірний параметр змащувального шару ГГП (параметр взаємогальмування), який характеризує відносний розподіл розсіяння енергії на тертя в шарах газу і рідини.

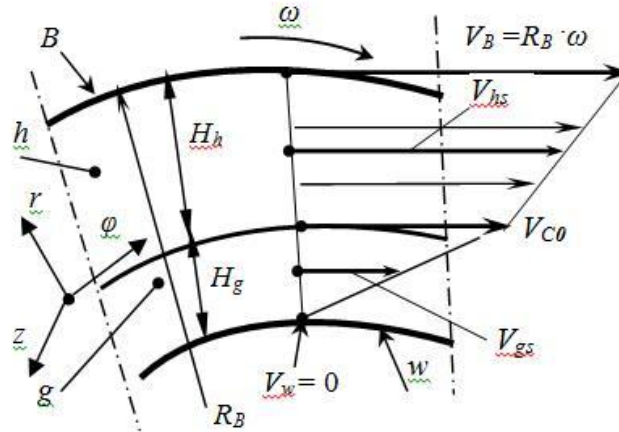


Рис. 3. Схема змащувального шару

Відношення на межі розподілу шарів g і h колової швидкості при зміщенні $\varepsilon_g V_{ce}$ до V_c визначається з врахуванням взаємогальмування з формули:

$$\frac{V_{ce}}{V_c} = \frac{1 + \alpha_0}{\frac{\alpha_0}{\sqrt{1 - \varepsilon_g}} + 1}$$

Втрати потужності на тертя шарах g і h визначаються з формулою:

$$N_{TPg}(\varepsilon_g) = \frac{4\pi \cdot 10^{-3} \mu_g(T) V_{C\varepsilon_g}^2 \cdot R_B \cdot L}{H_g}, \text{ BT}; N_{TPh}(\varepsilon_g) = \frac{4\pi \cdot 10^{-3} \mu_h(T) [0,5 \cdot 10^{-4} (dn) - V_{C\varepsilon_g}]^2}{H_h} \cdot R_B \cdot L, \text{ BT};$$

Розрахунковий аналіз показав, що в діапазоні $(dn) = 10^6 \dots 10^7$ мм·хв.⁻¹:

1) відносно гальмування ($V_{ce}/\omega R_B$) на межі шарів g і h більш проявляється зі зменшенням товщини і збільшенням в'язкості шару h , тому з метою підвищення швидкохідності слід обирати рідинну складову мащення з мінімальною в'язкістю; 2)

2) сумарні втрати потужності на тертя практично відбуваються за рахунок втрат тільки в газовому шарі.

Досягнутою швидкохідністю за обраних параметрів ГГП слід рахувати $(dn) = (0,7 \dots 0,8) \cdot 10^7$ мм·хв.⁻¹, оскільки при цьому настає турбулентний режим ($Re_g > Re_{gкр}$), і прийнята модель течії в газовому шарі не правомірна. Порівняльні розрахунки були проведені при таких самих параметрах, але в якості рідини використовувався гас, який має меншу в'язкість і густину. При зменшенні в'язкості рідини фактор гальмування $V_{ce}/(R_B \omega)$ на межі розділу шарів стає більш помітним. Тому статичні жорсткості J_{CTg} і J_{CTg} обох шарів зменшуються, але зменшуються і сумарні втрати на тертя за рахунок зменшення N_{TPg} , а втрати N_{TPh} в рідинному шарі стають порівняльними з втратами в газовому шарі. Аналогічний ефект дає і збільшення товщини рідинного шару.

За отриманими математичними моделями було проведено комп'ютерне моделювання станичних характеристик ГГП (рис. 4). В якості змащувальних середовищ було обрано гас (шар h) і повітря (шар g) за робочої температури 70⁰С і робочому тиску $p_g = 0,1$ Мпа. Геометричні параметри ГГП: $d = 60$ мм; $L = 30$ мм. При збільшенні H_h навантажувальні характеристики в цілому зменшуються, а статична жорсткість J_g при збільшенні ε_g має максимум. При зазначених

умовах вона може бути навіть від'ємною. Тому для прийнятих параметрів ГГП доцільно обмежувати зовнішнє навантаження величиною, яка відповідає піку характеристики $J_{\Sigma}(\varepsilon_g)$ на рис. 4, б. Для стабільної додатної жорсткості за будь-яких зміщеннях ε_g необхідно забезпечити товщину H_r рідинного шару не більше якогось мінімально допустимого значення. У даному випадку товщина рідинного шару $H_r < 0,4$ мм.

Проведений аналіз показав, що енергетичні і навантажувальні властивості ГГП відповідають вимогам, що ставляться до опор верстатних шпинделів високошвидкісної обробки: висока швидкохідність ($dn > 10^7$ мм·хв⁻¹) і висока статична жорсткість ($J_{\Sigma} \approx 0,5 \cdot 10^3$ Н/мм за порівняльно малої потужності на тертя $N_{ТРС} \approx 1,2$ кВт). При цьому можна управляти статичними енергетичними і навантажувальними характеристиками підшипника за рахунок підбору оптимального для заданих умов співвідношення між H_r і H_g , а також фізичних параметрів складових компонентів змащувального середовища. За співвідношенням навантажувальних і енергетичних характеристик властивості запропонованого нового способу змащування є унікальними. За рахунок перерозподілу тертя між шарами рідини і газу вдається досягнути високих значень сумарної статичної жорсткості за порівняльно малих втратах потужності на тертя.

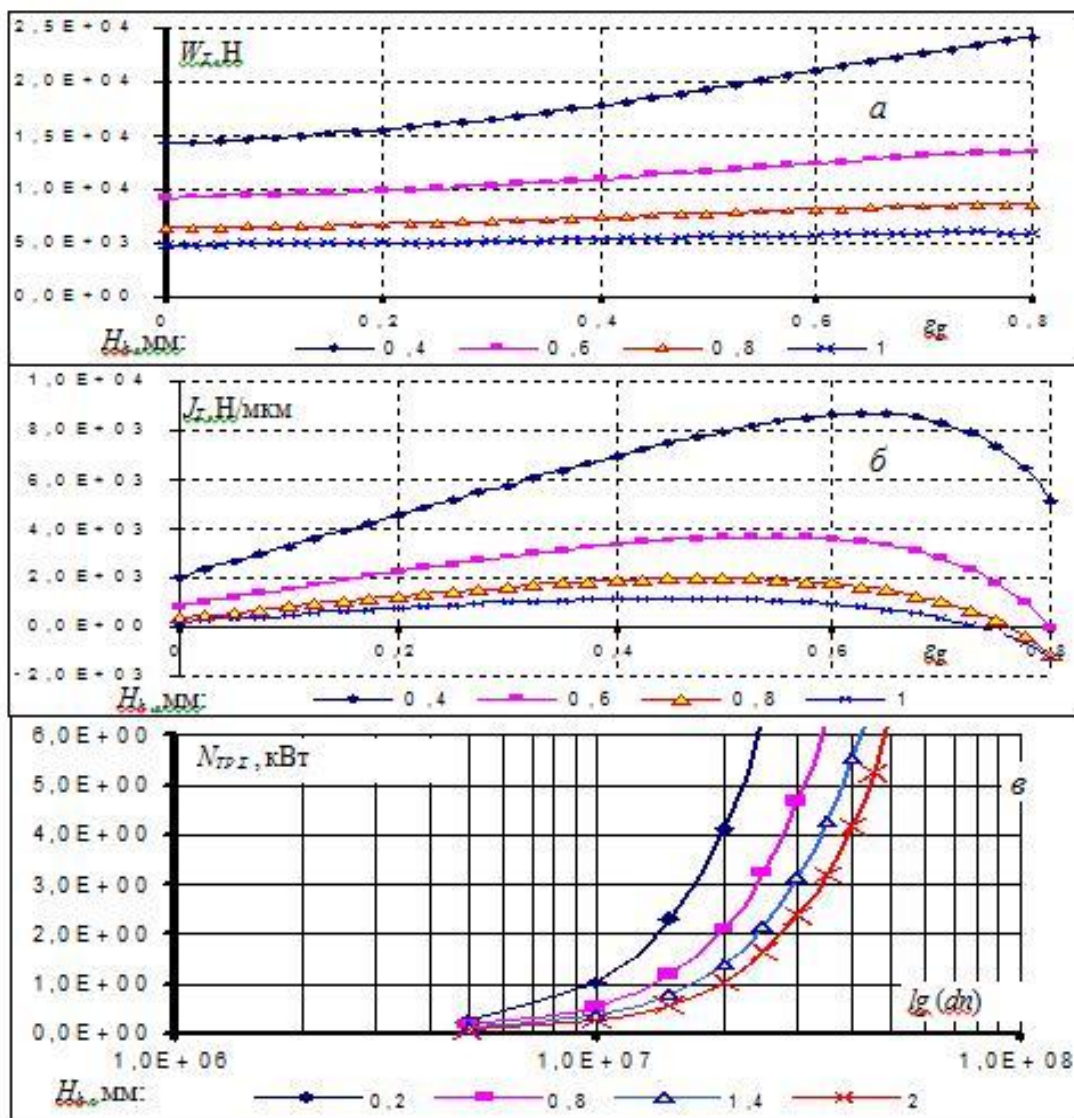


Рис. 4 – Залежності W_{Σ} (а) і J_{Σ} (б) від відносного ексцентриситету ε_g при $dn = 10^7$ мм·хв⁻¹; $N_{ТРС}$ (в) від (dn) при $H_r = 0,2 - 2,0$ мм і $\varepsilon_g = 0,1$; мащення - повітря і гас.

Висновки. Проведений теоретичний аналіз статичних характеристик ГГП показав наступне:

1. Обґрунтовано працездатність і можливість досягнення необхідного рівня технічних характеристик газогідравлічних інерційних підшипників як опор високошвидкісних роторів.

Встановлена працездатність ГГП з технічними параметрами в цілому вищими за аналогічними параметрами підшипників інших типів.

2. Розроблені математичні моделі розрахунку основних енергетичних, статичних і динамічних навантажувальних характеристик ГГП.

3. Визначено, що основні втрати потужності на тертя в ГГП відбуваються в газовому шарі тому, що в шарі рідини середня швидкість її частин практично рівна швидкості на поверхні втулки; значні втрати відбуваються в газовому шарі у зв'язку із великими деформаціями цього шару за підвищенні температури; оптимальний газовий прошарок визначається межею переходу від ламінарного режиму потоку до турбулентного; при використанні в якості газового мастила повітря прийнятними можна рахувати втрати на тертя за швидкохідності dn , яка лежить в межах від $5 \cdot 10^6$ до $1 \cdot 10^7$ мм·хв⁻¹. При зменшенні в'язкості рідини фактор гальмування $V_c/(R_B \omega)$ на межі розділу шарів стає більш помітним, тому статичні жорсткості J_{CTg} і J_{CTn} обох шарів зменшуються, але зменшуються і сумарні втрати на тертя за рахунок зменшення N_{TPg} , а втрати N_{TPh} в рідинному шарі стають порівняльними з втратами в газовому шарі. Аналогічний ефект дає збільшення товщини рідинного шару H_h .

4. Енергетичні і навантажувальні властивості ГГП відповідають вимогам, що ставляться до опор високошвидкісних роторів: висока швидкохідність (dn до 10^7 мм·хв⁻¹) і висока статична жорсткість за порівняно малих втратах потужності на тертя. При цьому можна управляти статичними енергетичними і навантажувальними характеристиками підшипника за рахунок підбору оптимального для заданих умов співвідношення між H_h і H_g , а також фізичних параметрів складових компонентів змащувального середовища.

Список використаних джерел

1. Захаров П.О., Гордєєв О.Ф., Гірський І.Р. Спосіб змащування. Патент України на винахід № 25413А від 30.10.1998.
2. Захаров П.О., Ткачук М.П., Місюк В.М. Гідрогазовий підшипник. Патент України на корисну модель № 714 від 15.02.2001. Бюл. №1.
3. Зубовецька Н.Т. Навантажувальна здатність і енергетичні характеристики високошвидкісних радіальних газо-гідролічних інерційних підшипників: дисертація кандидата технічних наук: 26.05.10 / Зубовецька Наталія Тарасівна. – Луцьк., 190 с.
4. Шейнберг С.А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С.А. Шейнберг, В.П. Жедь, М.Д. Шишеев. – М.: Машиностроение, 1969. – 336 с.

Стаття надійшла до редакції 10.05.2017