

УДК 621.924.1/6

Федориненко Д.Ю., д.т.н., проф.; Бойко С.В., к.т.н., доц.; Сапон С.П., к.т.н., доц.
Чернігівський національний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР

Fedorynenko D., Boyko S., Sapon S.

Chernihiv National University of Technology, Chernihiv, Ukraine (svboyko.cstu@gmail.com)

INCREASING EFFICIENCY OF HYDROSTATIC BEARINGS

Визначені раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри радіальних гідростатичних опор, що дозволяють збільшити величину несучої здатності \bar{W} . Розраховані безрозмірна несуча здатність \bar{W} і тиск в карманах радіальної гідростатичної опори при схемних рішеннях з різним кутовим виконанням та різною формою карманів. Запропоновані шляхи підвищення енергоефективності високошвидкісних конструктивних рішень опор (понад 20000 хв-1) на основі застосування спеціальних систем подачі мастила до карманів опор з використанням малов'язкогомащення.

Ключові слова: шпindelний вузол, точність, гідростатична опора, енергоефективність, траєкторія, тиск, несуча здатність.

Вступ

У гідростатичних опорах несуча здатність створюється внаслідок безперервного надходження в них під тиском робочої рідини. При обертанні ротора несуча здатність опор виникає за рахунок одночасного прояву гідростатичного і гідродинамічних ефектів. Їхній внесок у вантажопідйомність залежить від робочих і геометричних параметрів підшипників. За інших рівних умов він визначається рівнем швидкостей і різниться в періоди пуску, усталеного руху й зупинки. Радіальне зміщення шпинделя в будь-якому напрямку викликає підвищений гідростатичний опір та збільшення тиску мастила в робочих карманах тієї зони, куди направлено зсув. Навпаки, з протилежного боку опір витіканню через зазори і тиск мастила зменшуються. Таким чином, виникають сили, які прагнуть відновити центральне положення шпинделя. Оскільки робочих карманів декілька, виникає стійке положення шпинделя внаслідок гідростатичного ефекту [1]. Гідростатичні опори працездатні у вузькому діапазоні зміни їх геометричних та експлуатаційних параметрів [2], тому виникає необхідність у ґрунтовному розрахунку і аналізі робочих процесів в опорах.

На сьогоднішній день розроблена безліч рекомендацій з використання і конструювання шпindelних опор з гідростатичними підшипниками [3]. Зокрема, розроблено рекомендації по вибору оптимальної кількості несучих карманів, симетричне розташування яких забезпечує найкращі умови компенсації основної похибки форми шийок – овальність і забезпечує практично найбільшу жорсткість підшипника під час роботи при малих ексцентриситетах.

Метою даної роботи є пошук раціональних конструктивних та експлуатаційних параметрів радіальних гідростатичних опор для забезпечення максимальних величин несучої здатності та радіальної жорсткості опор.

Результати досліджень

Незважаючи на існуючий досвід в галузі проектування і конструювання гідростатичних опор (ГСО) питання кутового розташування несучих карманів для забезпечення оптимальних експлуатаційних показників залишається невирішеним. Вибір необхідних геометричних параметрів гідростатичних опор під час їх проектування, зокрема, кутового розташування несучих карманів дозволяє здійснити вплив на функцію розподілу тиску $p(\varphi)$ в ГСО (рис. 1), а отже на жорсткість і несучу здатність ГСО.

В якості об'єкту досліджень було розглянуто регульований радіальний гідростатичний підшипник (Пат. 87488 UA), розроблений на кафедрі технологій машинобудування і деревообробки Чернігівського національного технологічного університету. Відомо, що похибки форм спряжених поверхонь ГСО чинять суттєвий вплив на витратні характеристики опор, несучу здатність, жорсткість та вихідну точність обертання шпинделя [4], але в першому наближенні будемо вважати, що поверхні опори є ідеалізовані. Задача визначення розподілу тиску для підшипника нескінченної довжини, що використовується в якості початкового наближення для обчислення просторової функції тиску розглянута в роботі [1].

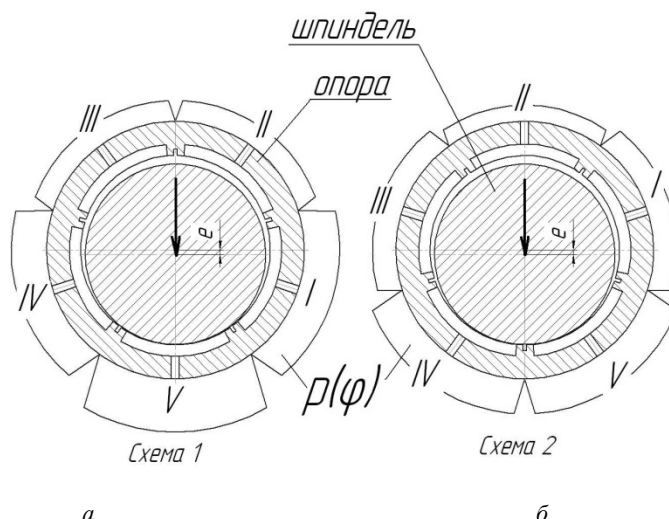


Рис. 1. Варіанти кутового розташування несучих карманів ГСО: а) під кутом 270° - розташовано карман; б) під кутом 270° - розташовано перемичку

Рівняння Рейнольдса для визначення тиску в радіальній ГСО в полярній системі координат має вигляд:

$$\frac{d}{d\phi} \left(h^3(\phi) \frac{dp}{d\phi} \right) = \pm 6\mu R_{ш} V_{\phi} \frac{dh(\phi)}{d\phi}, \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини; V_{ϕ} – лінійна швидкість опорної шийки шпинделя в тангенціальному напрямку підшипника, $R_{ш}$ – радіус опорної шийки шпинделя, h – радіальний зазор в довільному перетині ортогональному до геометричної осі шпинделя, ϕ – полярний кут. p – тиск в карманах підшипника.

Швидкість V_{ϕ} додатна, якщо напрямок обертання шпинделя співпадає з напрямком напірного руху рідини з карману підшипника.

Тиск в будь-якій точці за кутом ϕ тангенціальної перемички ГСО може бути визначений шляхом подвійного інтегрування рівняння (1):

$$p(\phi) = k \int_{\phi_1}^{\phi} \frac{d\phi}{h^2(\phi)} + C_1 \int_{\phi_1}^{\phi} \frac{d\phi}{h^3(\phi)} + C_2, \quad (2)$$

де $k = \pm 6\mu R_{ш} V_{\phi}$; C_1, C_2 – сталі інтегрування.

Граничні умови для даної задачі мають вигляд:

при $\phi = \phi_1$ $p = p_1$,

при $\phi = \phi_2$ $p = p_2$.

До безрозмірного вигляду $\bar{p}^{\infty}(\phi)$ функція тиску $p(\phi)$ перетворюється згідно рівняння $p = \bar{p} \cdot p_0$, де розмірні величини представлені у вигляді добутку характерних геометричних, фізичних масштабів (p_0) на відповідні безрозмірні величини, які позначені рискою над символом.

На основі розрахунку за допомогою пакету MathCAD визначені епюри безрозмірного тиску в тангенціальному напрямку передньої радіальної ГСО верстату УТ16А (рис. 2) згідно першої і другої схем кутового розташування несучих карманів (рис. 1), за початкових умов: $R_{ш}=0,05$ м; $\mu=0,0108$ Па·с; частота обертання шпинделя $n_{ш}=2000$ хв⁻¹; $p_H=2$ МПа. Розрахунок функції тиску здійснено за формулою 2.

На графіку (рис. 2) римськими цифрами позначено номер карману опори. Як видно з рис. 2, зміна кутового розташування несучих карманів згідно схеми 2 (крива 2) приводить до суттєвого відхилення функції тиску в тангенціальному напрямку в порівнянні зі схемою 1 (крива 1). Тиск, який виникав в 5 несучому кармані

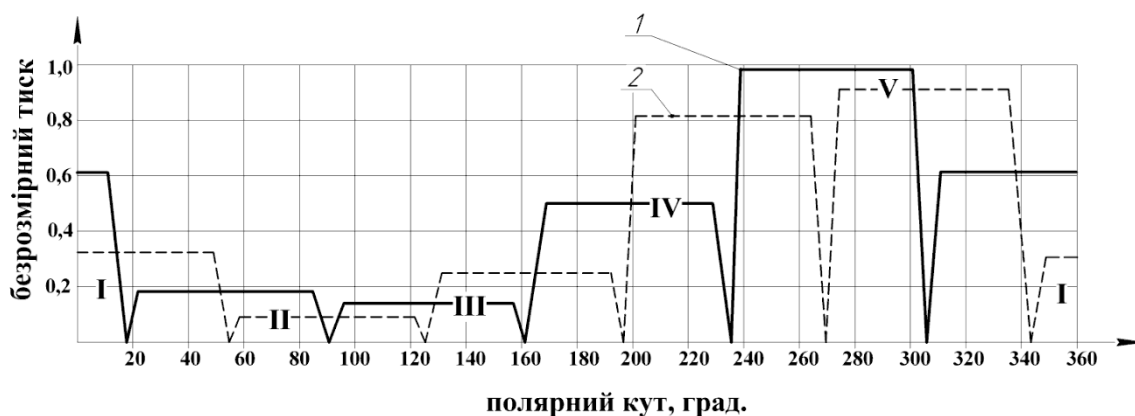


Рис. 2. Функція тиску в тангенціальному напрямку ГСО: 1 – схема виконання опори №1; 2 – схема виконання опори №2

під дією навантаження за схемою 1, в результаті кутового зміщення карманів було розподілено між карманами 4 і 5 згідно схеми 2, що дозволило зменшити навантаження на опору. Зазначене явище обумовлює відповідну зміну вихідних характеристик ГСО, насамперед несучої здатності та жорсткості, які, в свою чергу, істотно впливають на точність механічної обробки деталей.

Тиск рідини в 4 і 5 несучих карманах згідно схеми 2 розподілено нерівномірно, в 4 кармані він складає 0,82, а в 5 – 0,94. Зазначене явище обумовлюється напрямом обертання шпинделя, що викликає нерівномірний розподіл функції тиску.

Проблема забезпечення точності та надійності металорізальних верстатів в цілому вирішується за рахунок забезпечення параметричної надійності його основних вузлів. Шпиндельний вузол є однією з основних підсистем металорізального верстата, що беруть участь у формоутворенні. Сприймаючи весь спектр експлуатаційних навантажень, ШВ повинен забезпечувати встановлені показники точності, зберігаючи їх в часі.

Визначимо несучу здатність ГСО. Основний вплив на несучу здатність чинить тиск рідини в карманах опор. Впливом перепаду тиску на перемичках на несучу здатність можна знехтувати. Згідно [1] для реакцій R_x , R_y , що виникають в мастильному шарі в відповідних напрямках, можна записати вирази:

$$R_x = \frac{DL}{2} \sum_{i=1}^{n_k} p_{ki} (\sin \phi_{\tau k 2} - \sin \phi_{\tau k 1});$$

$$R_y = \frac{DL}{2} \sum_{i=1}^{n_k} p_{ki} (\cos \phi_{\tau k 1} - \cos \phi_{\tau k 2}), \quad (3)$$

де n_k – кількість карманів в тангенціальному напрямку ГСО.

В формулах (3) слід покласти $L = lka$.

Перейдемо до безрозмірних величин шляхом заміни:

$$R_x = \bar{R}_x \frac{DL}{2} P_H; \quad R_y = \bar{R}_y \frac{DL}{2} P_H, \quad (4)$$

де \bar{R}_x , \bar{R}_y – безрозмірні реакції мастильного шару в ГСО за відповідними напрямками.

З урахуванням (4) формули (3) набудуть вигляду:

$$\bar{R}_x = \sum_{i=1}^{n_k} \bar{p}_{ki} (\sin \phi_{\tau k 2} - \sin \phi_{\tau k 1}); \quad \bar{R}_y = \sum_{i=1}^{n_k} \bar{p}_{ki} (\cos \phi_{\tau k 1} - \cos \phi_{\tau k 2}). \quad (5)$$

Безрозмірна несуча здатність \bar{W} і кут її напрямку ϕ_w визначаються як:

$$\bar{W} = \sqrt{\bar{R}_x^2 + \bar{R}_y^2}; \quad \phi_w = \arctg \frac{\bar{R}_y}{\bar{R}_x}. \quad (6)$$

Одним з основних показників, що визначає якість шпиндельного ГСП поряд з несучою здатністю, є жорсткість. Так, радіальна жорсткість підшипника визначається як похідна несучої здатності по абсолютному ексцентриситету у вигляді [3]:

$$j_e = \frac{dW}{de} \varphi_0, \quad (7)$$

де W – проекція несучої здатності на напрямок дії вектора зовнішнього навантаження.

Перейдемо до безрозмірної величини жорсткості шляхом заміни:

$$j = \bar{j} \frac{DL}{2\delta_0} p_H. \quad (8)$$

З урахуванням виразів (4, 6 □- 8) безрозмірна величина радіальної жорсткості ГСП набуде вигляду:

$$\bar{j} = \frac{dW_{\varphi_0}}{d\varepsilon}, \quad (9)$$

де ε – відносний ексцентриситет шпинделя в опорі, $\varepsilon = e / \delta_0$.

На рис. 4 розрахунком за залежністю (9) отримані графіки безрозмірної радіальної жорсткості \bar{j} в функції абсолютного ексцентриситету e .

На основі програмного середовища MathCAD за початкових умов ідентичних до графіку на рис. 2 обчислені залежності (5 – 6). Так, з графіків на рис. 3 видно, що зростання частоти обертання шпинделя в опорі приводить до відповідного збільшення величини несучої здатності \bar{W} , причому кутове виконання несучих карманів в ГСО згідно схеми 2 дозволяє збільшити несучу здатність підшипника приблизно на 6%. Відмічене явище обумовлюється тим, що в результаті нижнього виконання несучих карманів (схема) відбувається розподіл навантаження і зміна функції тиску.



Рис. 3. Несуча здатність ГСО у функції від частоти обертання шпинделя: 1 – схема виконання опори №1; 2 – схема виконання опори №2

При розрахунках покладено, що напрямок дії вектора зовнішнього навантаження відповідає куту 270° , а значення абсолютного ексцентриситету $e=35$ мкм. Залежність від ексцентриситету і радіального зазору δ_0 розглянуто в роботі [1], де було встановлено що зростання величин абсолютного ексцентриситету e в опорі приводить до відповідного збільшення величин несучої здатності \bar{W} , причому при менших значеннях регульованого зазору δ_0 зростання \bar{W} відбувається інтенсивніше. Відмічене явище обумовлюється тим, що \bar{W} зворотно пропорційна до величин δ_0^3 . Було виявлено, що несуча здатність екстремального значення набуває при $\delta_0=30$ мкм, що обумовлено, насамперед, деформаціями гідростатичної втулки в аксіальному напрямку підшипника. Подальше регулювання зазору δ_0 в бік зменшення приводить до погіршення вихідних характеристик ГСО. Отже, необхідний пошук конструктивних шляхів компенсації деформацій втулки в процесі регулювання зазору, які б дозволили зменшити мінімальне значення радіального зазору δ_{min} в опорі.

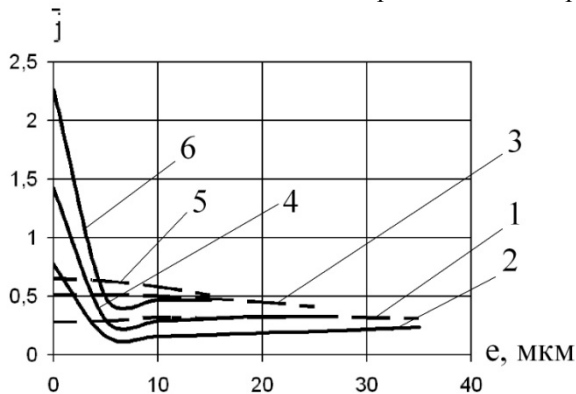


Рис. 4. Радіальна жорсткість ГСП у функції абсолютного ексцентриситету (штрихові криві □ ідеалізовані поверхні підшипника; суцільні криві □ з відхиленням форми спряжених поверхонь): 1, 2 - $\delta_0=40$ мкм; 3, 4 $\delta_0=30$ мкм; 5, 6 □- $\delta_0=20$ мкм

Радіальна жорсткість ГСП з ідеалізованими поверхнями дещо зменшується зі зростанням e , причому в області менших зазорів δ_0 цей процес відбувається інтенсивніше. При урахуванні неідеальної геометрії

опорних поверхонь підшипника характеристика жорсткості стрімко спадає при $e < 5$ мкм, що обумовлюється ненульовими значеннями W_{φ_0} при $e=0$. Регулювання зазору в ГСП в бік зменшення приводить до відповідного збільшення радіальної жорсткості у всьому діапазоні зовнішніх навантажень на шпиндель.

Висновки

Були проаналізовані схемні рішення гідростатичних опор з кількістю карманів від 4 до 6, різним кутовим виконанням та формою карманів підшипників. Визначені раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри радіальних гідростатичних опор, що дозволяють збільшити величину несучої здатності \bar{W} . Розраховані безрозмірна несуча здатність \bar{W} і тиск в карманах радіальної гідростатичної опори при схемних рішеннях з різним кутовим виконанням та різною формою карманів. Встановлено, що розташування несучих карманів в опорі під кутами 234 і 306 градусів за схемою 2 забезпечує збільшення несучої здатності підшипника приблизно на 6%. Було визначено, що зростання частоти обертання шпинделя в опорі приводить до відповідного збільшення величини несучої здатності \bar{W} .

Перспективним напрямком подальших досліджень є задача урахування впливу гідродинамічного ефекту і геометричних відхилень спряжених опорних поверхонь на експлуатаційні характеристики опор при роботі на високих робочих швидкостях.

Аннотация. Определены рациональные конструктивные и эксплуатационные параметры радиальных гидростатических опор, позволяющие увеличить величину несущей способности. Рассчитаны безразмерная несущая способность и давление в карманах радиальной гидростатической опоры при схемных решениях с различным угловым исполнением и разной формой карманов. Предложены пути повышения энергоэффективности высокоскоростных конструктивных решений опор (более 20000 мин⁻¹) на основе применения специальных систем подачи масла к карманам опор с использованием маловязкой смазки.

Ключевые слова: шпиндельный узел, точность, гидростатическая опора, энергоэффективность, траектория, давление, несущая способность.

Abstract. The rational design and operating parameters of the radial hydrostatic bearings, allowing to increase the amount of load-bearing capacity. Calculated dimensionless bearing capacity and the pressure in the pockets of the hydrostatic radial bearings at circuit design from different angles and different forms of execution pockets. Ways of improving the energy efficiency of high-speed design solutions supports (more than 20,000 min⁻¹), based on the use of special systems to deliver oil to the pockets of support using low-viscosity grease. Established that the location of bearing pockets in the resistance at angles of 234 and 306 degrees scheme 2 provides increased bearing load capacity by about 6%. It was determined that the increase in frequency spindle in resistance leads to a corresponding increase in the value of the bearing capacity. Were analyzed circuit decisions of hydrostatic bearings with the number of pockets from 4 to 6 different angular performance and form of bearing's pockets.

Keywords: spindle, precision, hydrostatic support, energy, trajectory, pressure, load-bearing capacity.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Струтинський В.Б., Федориненко Д.Ю. Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах: монографія / В.Б.Струтинський, Д.Ю.Федориненко. – Ніжин: ТОВ "Видавництво "Аспект-Поліграф", 2011. – 464 с.
2. Федориненко Д.Ю., Бойко С.В., Сапон С.П. Пошук просторової функції тиску в регульованому радіально-гідростатичному підшипнику засобами системи CosmosFloWorks / Д.Ю.Федориненко, С.В. Бойко, С.П. Сапон. - Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – № 2(36). – С. 61 – 65.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков/ [Каминская В.В., Левина З.М. и др]; под ред. Д.Н. Решетова. — М: Машиностроение, 1972. — 519с. — (Шпиндели и их опоры, механизмы и детали приводов; т. 2).
4. Бушуев В.В. Гидростатическая смазка в станках/ В.В. Бушуев. – М.: Машиностроение, 1989. – 176 с.
5. Горкуша А.Ю. Підвищення несучої здатності підшипників ковзання поліпшенням теплового балансу робочих зон / А.Ю. Горкуша, О.Д. Молчанов, В.Г. Стедлянко // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – 2004. Вип. 71. – С.151 – 159.

References

1. Strutinskij V.B., Fedorinenko D.Ju. Statistichna dinamika shpindel'nih vuzliv na gidrostatichnih oporah: monografija. V.B.Strutinskij, D.Ju.Fedorinenko. Nizhin: TOV "Vidavnictvo "Aspekt-Poligraf", 2011. 464 p.
2. Fedorinenko D.Ju., Bojko S.V., Sapon S.P. Poshuk prostorovoi funkcii tisku v reguljovanomu radialnomu gidrostatichnomu pidshipniku zasobami sistemi CosmosFloWorks. D.Ju.Fedorinenko, S.V. Bojko, S.P. Sapon. Promislova gidravlika i pnevmatika. 2012. No 2(36). P. 61 - 65.
3. Detali i mehanizmy metallorrezhushhih stankov. [Kaminskaja V.V., Levina Z.M. idr]; pod red. D.N. Reshetova. Moscow: Mashinostroenie, 1972. 519p. (Shpindel' i ih opory, mehanizmy i detali privodov; t. 2).
4. Bushuev V.V. Gidrostaticheskajasmazka v stankah. V.V. Bushuev. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 176 p.
5. Gorkusha A.Ju. Pidvishhennjanesuchoizdatnostipidshipnikivkovzannjapolipshennjamteplovogobalansurobochihzon. A.Ju. Gorkusha, O.D. Molchanov, V.G. Stedljanko. NaukovipraciDonec'kogonacional'nogotehnichnogouniversitetu. 2004. Vip. 71. P.151 – 159.

Подана до редакції 20.05.2015