

РОЗДІЛ II. ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ І АВТОТРАНСПОРТУ

УДК 621.822.172:621.7.079

Д.Ю. Федориненко, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

СТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР З НЕІДЕАЛЬНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ СПРЯЖЕНИХ ПОВЕРХОНЬ

Запропоновані підходи до визначення статичних вихідних характеристик регульованих радіальних гідростатичних опор з геометричними відхиленнями опорних поверхонь. Визначено вплив експлуатаційних параметрів на характеристики несучої здатності, статичної жорсткості опор з неідеальною геометрією опорних поверхонь.

Постановка проблеми

Гідростатичне мащення опорних вузлів знаходить все більше застосування в металорізальних верстатах для прецизійної і високошвидкісної обробки, а також у важких і унікальних верстатах. Гідростатичні опори (ГСО) дозволяють одержувати точність і чистоту обробки, характеристики навантажень, віброніжкість і високу стійкість надтвердих ріжучих інструментів, які не можуть забезпечити інші типи опор ковзання і кочення.

Подальше вдосконалення технічних рішень щодо розробки шпиндельних вузлів на регульованих у процесі механічної обробки ГСО є актуальною науково-технічною проблемою машинобудування, вирішення якої дозволяє значно підвищити точність і продуктивність обробки на металорізальних верстатах.

Аналіз досліджень і публікацій

У роботі Коровчинського М.В. досліджено вплив основних відхилень поверхонь шипа і вкладиша від правильної геометричної форми на роботу підшипників ковзання [2]. Відзначено, що вихідні характеристики підшипників ковзання істотно залежать від геометрії спряжених поверхонь навіть при незначних відхиленнях функції зазору від гармонійної складової. Авторами наукової роботи Білоусовим Л.О. та Соломінім О.В. отримано просторову функцію розподілу тиску в підшипниках ковзання при впливі відхилень круглості, профілю поздовжнього перетину та ін. [2]. У роботі Білоусова О.І. та Хромова Т.О. розглянуто вплив основних похибок вала і втулки в поперечному та поздовжньому напрямках на несучу здатність, витрати рідини в ГСО при ламінарному режимі течії рідини [3].

Відзначені підходи до визначення вихідних характеристик ГСО ґрунтуються на визначенні статичних характеристик опор за окремими геометричними відхиленнями спряжених опорних поверхонь підшипників без урахування технології їх виготовлення. Проте в реальних опорах геометричні відхилення, деформації опорних поверхонь у поперечному та поздовжньому напрямках наявні одночасно, що обумовлює доцільність аналізу вихідних характеристик підшипників з одночасним урахуванням впливу значної кількості похибок спряжених поверхонь.

Мета статті

Метою роботи є розробка математичної моделі для аналізу вихідних статичних характеристик радіальних регульованих шпиндельних ГСО з урахуванням впливу неідеальної геометрії спряжених поверхонь підшипника.

Виклад основного матеріалу

До основних експлуатаційних характеристик ГСО відносяться силові та моментні реакції, несуча здатність, витрата рідини, втрати потужності, статична та динамічна жорсткість, демпфувальна спроможність опор.

Реакцію F у ГСО шпинделя можна подати у вигляді двох складових: рівнодіючої сили гідростатичного тиску рідини R на опорну шийку та сили тертя $F_{тр}$ у мастильному шарі, що виникає при обертанні шпинделя (рис. 1, а). У проекціях на відповідні координатні осі запишемо:

$$F_x = R_x + F_{mpx}; F_y = R_y + F_{mpy};$$

$$R_x = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos \varphi d\varphi dz; R_y = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \sin \varphi d\varphi dz; \quad (1)$$

$$F_{mpx} = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \tau(\varphi, z) \sin \varphi d\varphi dz; F_{mpy} = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \tau(\varphi, z) \cos \varphi d\varphi dz,$$

де D, L – діаметр та довжина опорної частини ГСО; $p(\varphi, z)$ – функція розподілу тиску на опорній частині ГСО в циліндричних координатах (φ – полярний кут, z – апліката); $\tau(\varphi, z)$ – дотична напруга на поверхні опорної шийки шпинделя в циліндричних координатах.

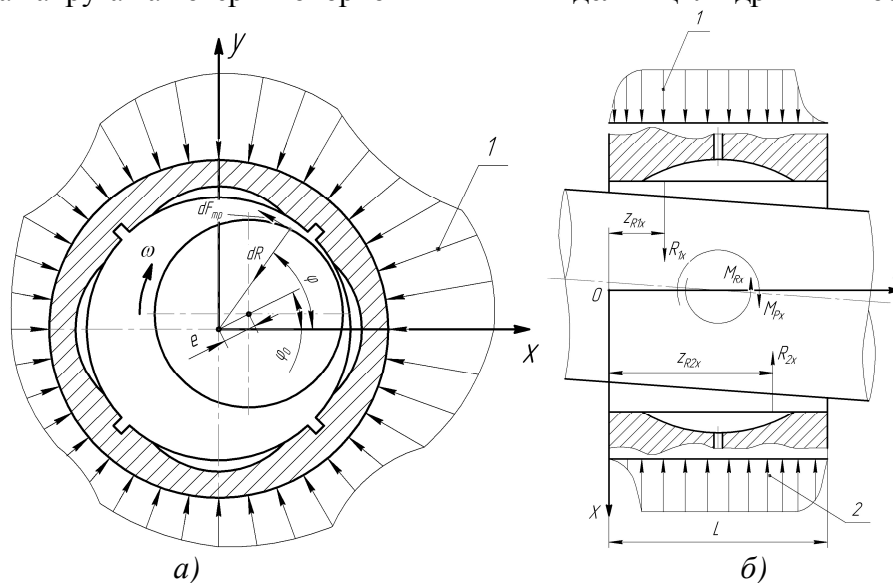


Рис. 1. До формування силової: а) та моментної; б) реакцій у радіальній ГСО:
 1, 2 – епюри тиску на опорних поверхнях підшипника

При перекосі осі шпинделя у власних опорах виникає асиметрія епюр тиску, що обумовлює формування моментної складової реакції в підшипниках. Рівнодіючі сил тиску R_1, R_2 відносно центра підшипника з координатою $z=L/2$ призводять до формування моменту M_R , що протидіє зовнішньому моментному навантаженню M_p .

Розглянемо формування моментної складової реакції в ГСО в площині XOZ (рис. 1, б). Рівнодіючі сили тиску R_{1x}, R_{2x} з урахуванням (1) запишуться у вигляді:

$$R_{1x} = \frac{D}{2} \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos \varphi d\varphi dz; R_{2x} = \frac{D}{2} \int_{L/2}^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos \varphi d\varphi dz.$$

Аплікати z_{R1x}, z_{R2x} точок прикладання рівнодіючих сил тиску можна визначити з умови рівності їх моментів відносно початку координат моментам елементарних сил тиску dp відносно точки O . З урахуванням вищесказаного отримаємо:

$$z_{R1x} = \frac{\frac{D}{2} \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos(\varphi) z d\varphi dz}{R_{1x}}; z_{R2x} = \frac{\frac{D}{2} \int_{L/2}^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos(\varphi) z d\varphi dz}{R_{2x}}. \quad (2)$$

Тоді моментна реакція в опорі у площині XOZ обчислюється, як:

$$M_{Rx} = R_{1x} \left(\frac{L}{2} - z_{R1x} \right) + R_{2x} \left(z_{R2x} - \frac{L}{2} \right). \quad (3)$$

Аналогічним чином можна знайти складову моментної реакції в площині ZOY. Су-марна моментна реакція M_R та кут φ_{MR} , що визначає площину її прикладання, знайдуться у вигляді:

$$M_R = \sqrt{M_{R_x}^2 + M_{R_y}^2}; \quad \varphi_{MR} = \operatorname{arctg} \frac{M_{R_y}}{M_{R_x}}.$$

Одними з основних критеріїв, що визначають якість ГСО, є несуча здатність та статична жорсткість. Основою для визначення зазначених критеріїв є просторова функція тиску $p(\varphi, z)$. Загальні підходи до визначення функції тиску $p(\varphi, z)$ в регульованих ГСО з урахуванням неідеальної геометрії спряжених поверхонь викладені в роботі [4]. У цій статті зосередимося на аналізі характеристик несучої здатності та статичної жорсткості, вважаючи просторову функцію тиску $p(\varphi, z)$ попередньо визначеною.

Як зазначається в роботі, основний вплив на несучу здатність чинить тиск рідини в карманах опор [4]. Впливом перепаду тиску на перемичках на несучу здатність можна знехтувати. Враховуючи граничні умови задачі, а саме: $p(\varphi, z) = 0$ на торцях підшипника та кромках дренажних канавок; $p(\varphi, z) = p_k$ у кармані ГСО, після подвійного інтегрування виразів (1) для реакцій R_x, R_y , отримаємо:

$$R_x = \frac{DL}{2} \sum_{i=1}^{n_k} p_{ki} (\sin \varphi_{\tau k2} - \sin \varphi_{\tau k1}); \quad R_y = \frac{DL}{2} \sum_{i=1}^{n_k} p_{ki} (\cos \varphi_{\tau k1} - \cos \varphi_{\tau k2}), \quad (4)$$

де n_k – кількість карманів у тангенціальному напрямку ГСО; $\varphi_{\tau k1}, \varphi_{\tau k2}$ – кути кромки кармана, що визначають його положення в тангенціальному напрямку (за координатою φ).

У формулах (4) величину L слід покласти рівною довжині кармана в аксіальному напрямку підшипника.

Представимо параметри, що входять до рівнянь (4), в безрозмірному вигляді. Таке представлення дозволяє наочно порівняти порядок величин, скоротити загальну кількість параметрів математичної моделі.

Перейдемо до безрозмірних величин шляхом заміни:

$$R_x = \bar{R}_x \frac{DL}{2} p_H; \quad R_y = \bar{R}_y \frac{DL}{2} p_H, \quad (5)$$

де \bar{R}_x, \bar{R}_y – безрозмірні реакції мастильного шару в ГСО за відповідними напрямками; p_H – тиск, створюваний насосною установкою.

З урахуванням (5) формули (4) набудуть вигляду:

$$\bar{R}_x = \sum_{i=1}^{n_k} \bar{p}_{ki} (\sin \varphi_{\tau k2} - \sin \varphi_{\tau k1}); \quad \bar{R}_y = \sum_{i=1}^{n_k} \bar{p}_{ki} (\cos \varphi_{\tau k1} - \cos \varphi_{\tau k2}), \quad (6)$$

де \bar{p}_{ki} – безрозмірна величина тиску в i -му кармані ГСО.

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

$$\bar{W} = \sqrt{\bar{R}_x^2 + \bar{R}_y^2}; \quad \varphi_w = \operatorname{arctg} \frac{\bar{R}_y}{\bar{R}_x}. \quad (7)$$

Статична величина радіальної жорсткості підшипника визначається як похідна несучої здатності за абсолютним ексцентриситетом e шпинделя в опорі у вигляді [5]:

$$j = \frac{dW_{\varphi_0}}{de}, \quad (8)$$

де W_{φ_0} – проекція несучої здатності на напрямок дії вектора зовнішнього навантаження.

Перейдемо до безрозмірної величини жорсткості шляхом заміни:

$$j = \bar{j} \frac{DL}{2\delta_0} p_H, \quad (9)$$

де δ_0 – радіальний статичний зазор у ГСО.

З урахуванням виразів (5, 7–9) безрозмірна величина радіальної жорсткості ГСО на-
 буде вигляду

$$\bar{j} = \frac{d\bar{W}_{\varphi_0}}{d\varepsilon}, \quad (10)$$

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

Оцінимо вплив геометричних відхилень поверхонь у тангенціальному напрямку на
 вихідні характеристики ГСО. Для цього випадку можна покласти, що функція динаміч-
 ного зазору h не залежить від z ($h = f(\varphi)$). Тоді функцію зазору $h(\varphi)$ з урахуванням не-
 ідеальної геометрії спряжених поверхонь підшипника можна представити у вигляді:

$$h(\varphi) = \delta_0 + \left[A_1^e \sin(\varphi + \psi_{01}^e) + A_2^e \sin(2\varphi + \psi_{02}^e) + A_3^e \sin(3\varphi + \psi_{03}^e) + \right. \\ \left. A_4^e \sin(4\varphi + \psi_{04}^e) + A_5^e \sin(5\varphi + \psi_{05}^e) + A_6^e \sin(6\varphi + \psi_{06}^e) \right] - \\ - \left[A_1^u \sin(\varphi + \chi_{01}^u) + A_2^u \sin(2\varphi + \chi_{02}^u) \right] + T_{кр}^{em} + T_{кр}^u, \quad (11)$$

де $A_1^e \dots A_6^e$, $\psi_{01}^e \dots \psi_{06}^e$ – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які
 характеризують відхилення гідростатичної втулки;

$A_1^u \dots A_2^u$, $\chi_{01}^u \dots \chi_{02}^u$ – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які
 характеризують відхилення опорної поверхні шпинделя;

$T_{кр}^{em}$, $T_{кр}^u$ – допуски круглості опорних поверхонь гідростатичної втулки та
 шпинделя відповідно.

Амплітуди $A_1^e \dots A_6^e$ визначаються, як правило, експериментальним шляхом, значення
 яких для поширених конструкцій ГСО наводяться в роботі Соколова Ю.Н. та Гордее-
 ва О.Ф. [6]. Амплітуда A_1^u являє собою абсолютний ексцентриситет e шпинделя в опо-
 рі. Значення A_2^u може бути знайдено, як: $A_2^u = T_{кр}^u / 2$. Допуски круглості у виразі (11)
 нормуються відповідними стандартами.

Функція радіального динамічного зазору $h(\varphi)$ в підшипнику наведена на рис. 2 за
 умов: $e=10$ мкм, $\delta_0=40$ мкм, кут положення, ексцентрично розташованого в опорі спи-
 нделя, становить $\varphi_0=75^\circ$, $T_{кр}^{em}=10$ мкм, $T_{кр}^u=2$ мкм, ексцентриситет контуру втулки від-
 носно її геометричної осі $e_6=5$ мкм, кут положення контуру втулки $\varphi_6=120^\circ$, $A^e=(5; 3;$
 $1,2; 0,8; 0,6; 0,5)$, $A^u=(10; 1)$, $\psi^e=(\pi/2-120\cdot\pi/180; 0; 0; 0; 0; 0)$, $\chi^u=(\pi/2-75\cdot\pi/180; 0)$.

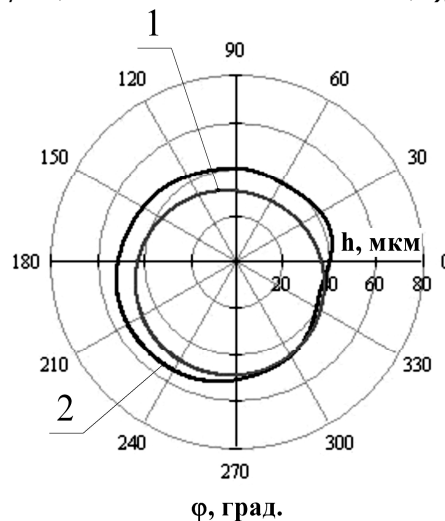


Рис. 2. Функція радіального динамічного зазору $h(\varphi)$: 1 – циліндричні поверхні підшипника;
 2 – з відхиленням форми спряжених поверхонь ГСП

На основі програмного середовища MathCAD за початкових умов ідентичних до графіка на рис. 2 обчислені залежності (6 – 7). З графіків на рис. 3, а видно, 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 .

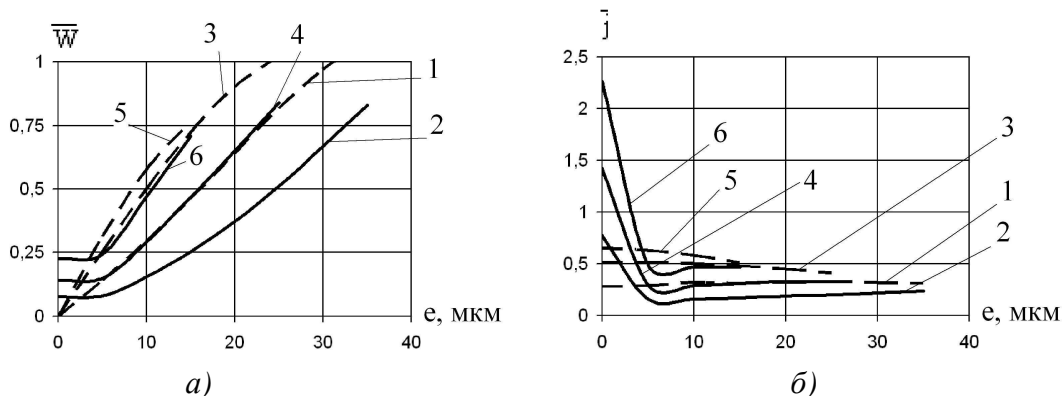


Рис. 3. Несуча здатність: а) та радіальна жорсткість; б) ГСО у функції абсолютного ексцентриситету (штрихові криві – ідеалізовані поверхні підшипника; суцільні криві – з відхиленням форми спряжених поверхонь): 1, 2 – $\delta_0=40$ мкм; 3, 4 – $\delta_0=30$ мкм; 5, 6 – $\delta_0=20$ мкм

Встановлено, що врахування геометричних відхилень спряжених поверхонь підшипника призводить до зменшення розрахункових значень \bar{W} у порівнянні з їх ідеалізованими поверхнями. Причому, зазначена відносна різниця значень $\Delta\bar{W}$ при регулюванні зазору δ_0 в бік зростання збільшується.

Слід відзначити, що підшипник з урахуванням неідеальної геометрії опорних поверхонь має ненульові значення \bar{W} при $e=0$. Це пояснюється тим, що при обертанні шпинделя в ГСО з геометричними відхиленнями спряжених поверхонь виникає неврівноважена результуюча сила гідростатичного тиску рідини на опорну поверхню шпинделя. На практиці зазначена сила приводить до зміщення осі шпинделя від деякого центрального положення, причому останній здійснює обертання навколо центрального положення за певною траєкторією без прикладання зовнішнього навантаження. Зазначене явище спостерігається у верстатах при роботі шпиндельного вузла в режимі холостого ходу.

На рис. 3, б розрахунком за залежністю (10) отримані графіки безрозмірної радіальної жорсткості \bar{j} в функції абсолютного ексцентриситету e . Радіальна жорсткість ГСО 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 \bar{W}_{φ_0} при $e=0$. Регулювання зазору в ГСО в бік зменшення приводить до відповідного збільшення радіальної жорсткості у всьому діапазоні зовнішніх навантажень на шпиндель.

Встановлено, що несуча здатність для ідеалізованих поверхонь підшипника при ексцентричному положенні шпинделя не залежить від кута φ_0 прикладання зовнішнього навантаження (крива 1 на рис. 4, а). Проте для ГСП зі спряженими поверхнями, що мають геометричні відхилення, \bar{W} набуває різних значень при зміні напрямку вектора зовнішнього навантаження (див. криві 2-4 на рис. 4, а). Зазначений вплив напрямку вектора зовнішнього навантаження на \bar{W} пов'язаний з функцією зазору $h(\varphi)$ при урахуванні похибок опорних поверхонь ГСО.

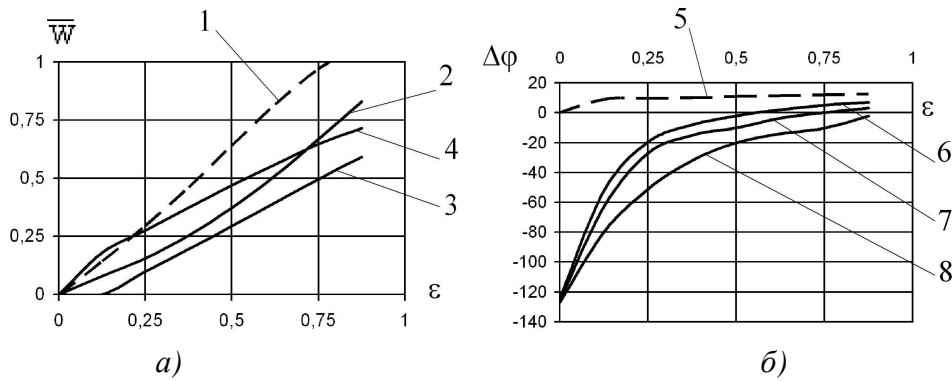


Рис. 4. Вплив напрямку вектора зовнішнього навантаження: а) та кута $\Delta\varphi$; б) на несучу здатність при ексцентричному положенні шпинделя (штрихова крива – ідеалізовані поверхні підшипника; суцільні криві – з відхиленням форми спряжених поверхонь): 1, 2 – $\varphi_0=75^\circ$; 3 – $\varphi_0=120^\circ$; 4 – $\varphi_0=300^\circ$; 5, 6 – $\delta_0=40$ мкм; 7 – $\delta_0=30$ мкм; 8 – $\delta_0=20$ мкм

На рис. 4, б приведена залежність кута $\Delta\varphi$ (одиниця вимірювання – градуси) у функції відносного ексцентриситету ε шпинделя, що визначається, як: $\Delta\varphi = \varphi_w - \varphi_0$. Кут $\Delta\varphi$ певним чином характеризує нелінійні властивості мастильного шару в ГСО, завдяки яким лінії дії зовнішнього навантаження і несучої здатності не співпадають. Як видно з зазначеного рисунка, при зростанні зовнішнього навантаження (крива 1 на рис. 4, б), що визначається збільшенням значень ε , так і в процесі регулювання величиною зазору δ_0 для підшипника з ідеалізованими опорними поверхнями кут $\Delta\varphi$ мало змінюється. Зворотна картина спостерігається при урахуванні геометричних відхилень спряжених поверхонь підшипника (криві 2-4 на рис. 4, б), що, в цьому випадку, пояснюється впливом на напрямок вектора несучої здатності функції зазору $h(\varphi)$. Також встановлено, що зменшення зазору δ_0 приводить не тільки до збільшення величин \bar{W} , а й до зростання кута $\Delta\varphi$ між лініями дії навантаження і несучої здатності ГСО.

Як видно з графіків на рис. 5, несуча здатність \bar{W} має практично лінійну залежність від частоти обертання шпинделя $n_{ш}$ та тиску насоса p_H , при збільшенні яких зростає. Для досліджуваного класу опорних вузлів ($n_{ш} \leq 10000$ хв⁻¹) та в робочому діапазоні ексцентриситетів ($\varepsilon \leq 0,5$) несуча здатність при зростанні робочих швидкостей шпинделя збільшується незначно в порівнянні з впливом тиску насоса, при якому за однакових умов значення \bar{W} зростає в декілька разів. Це пояснюється тим, що несуча здатність, як видно з формул (5-7), пропорційна p_H .

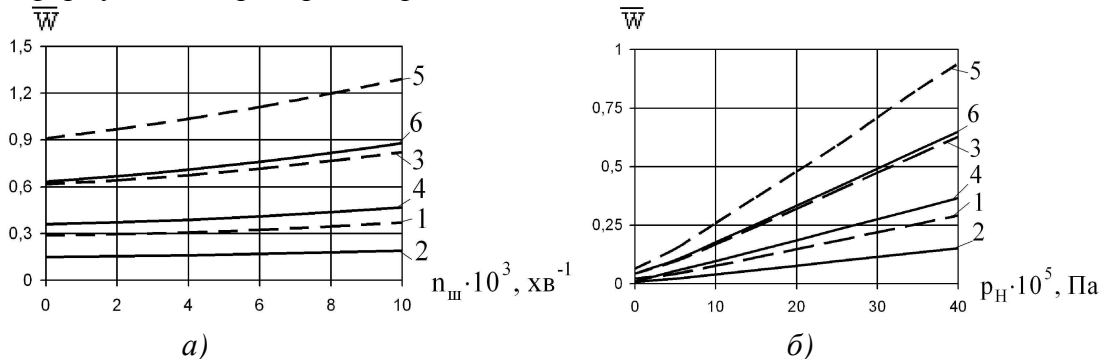


Рис. 5. Залежність несучої здатності ГСО від частоти обертання шпинделя $n_{ш}$: а) та тиску насоса p_H ; б) при постійному опорі дроселів системи живлення (штрихові криві – ідеалізовані поверхні підшипника; суцільні криві – з відхиленням форми спряжених поверхонь): 1, 2 – $\varepsilon=0,25$; 3, 4 – $\varepsilon=0,5$; 5, 6 – $\varepsilon=0,75$

Висновки

Розроблено математичну модель для визначення безрозмірних характеристик несучої здатності, статичної величини радіальної жорсткості з урахуванням неідеальної геометрії спряжених поверхонь підшипника, яка є основою для оцінювання якості підшипників ковзання на етапі їх проектування.

Запропонована залежність функції радіального динамічного зазору у вигляді функціонального ряду з базисними тригонометричними функціями, що дозволяє описувати макро- і мікрогеометричні відхилення спряжених поверхонь підшипника та може бути використана для математичного моделювання ГСО широкою номенклатури.

При проектуванні шпindelних ГСО доцільно враховувати похибки опорних поверхонь підшипника, оскільки ідеалізація відмічених поверхонь приводить при розрахунках до завищених показників несучої здатності та жорсткості, що, у свою чергу, негативно відбивається на експлуатаційних показниках пари тертя і, як наслідок, на точності обробки різанням.

Список використаних джерел

1. Коровчинский М.В. Прикладная теория подшипников жидкостного трения / М. В. Коровчинский – М.: МиС, 1954. – 186 с.
2. Савин Л. А. Моделирование роторных систем с подшипниками жидкостного трения / Л. А. Савин, О. В. Соломин. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 444 с.
3. Белоусов А. И. Влияние некоторых погрешностей форм вала и обоймы на характеристики гидростатического подшипника / А. И. Белоусов, Т. А. Хромова // Исследование гидростатических подшипников. – М., 1973. – С. 18-28.
4. Федориненко Д. Ю. До питання визначення функції тиску в шпindelних гідростатичних опорах / Д. Ю. Федориненко // Вісник Чернігівського держ. технол. ун-ту. Серія “Технічні науки”. – 2011. – №1(47). – С. 16-23.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков / В. В. Каминская, З. М. Левина [и др.]; под ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 519 с. – (Шпиндели и их опоры, механизмы и детали приводов; т. 2).
6. Соколов Ю. Н. Шпindelные гидростатические подшипники. Расчет и проектирование / Ю. Н. Соколов, А. Ф. Гордеев. – М.: ЭНИМС, 1969. – 71 с.

УДК 621.9.06:621.941:621.9-112.5

В.М. Чуприна, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м.Чернігів, Україна

ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ КОМПЛЕКТНИХ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ В CAD-CAE СИСТЕМІ SOLIDWORKS/COSMOSWORKS

Розглянута актуальна проблема оптимізації динамічних показників комплектних шпindelних вузлів при їх автоматизованому проектуванні. Дослідження проводились в CAD-CAE системі SolidWorks /CosmosWorks за методом кінцевих елементів. Приведені рекомендації щодо застосування цього методу для вибору раціональних компоновочних параметрів комплектних шпindelних вузлів.

Вступ

Останнім часом у світі розповсюджується практика агрегатно-модульного комплектування металорізальних верстатів, у тому числі і комплектними шпindelними вузлами, які виготовляються спеціалізованими підприємствами [1]. У більшості верстатів шпindelні вузли визначають їх кінцеву якість, особливо динамічну [2]. Якість цих вузлів повинна забезпечуватися ще на стадії їх проектування. Тому задача оптимізації конструкції для вибору раціональних компоновочних параметрів шпindelних вузлів є актуальною.