

РОЗДІЛ І. ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА, МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

DOI: 10.25140/2411-5363-2022-1(27)-7-15

УДК 621.22

Євгеній Сахно

доктор технічних наук, професор, професор кафедри геодезії, картографії та землеустрою
Національний університет «Чернігівська політехніка» (Чернігів, Україна)

E-mail: evsakhno@ukr.net. ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9789-7242>

ResearcherID: [M-3987-2016](https://orcid.org/0000-0002-9789-7242). SCOPUS Author ID: [57190493489](https://orcid.org/0000-0002-9789-7242)

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА З УРАХУВАННЯМ ЗМІЩЕННЯ ВАЛА ПІД НАВАНТАЖЕННЯМ

У статті наведені дослідження модернізованого гідростатичного підшипника, який на відміну від базового варіанта має додаткові канали, що виконані в перемичках і в які подається додатковий обсяг робочої рідини для компенсації тиску та витрат у підшипнику. Також у роботі розглянуто питання зміщення вала в підшипнику, в радіальному напрямку, під зовнішнім навантаженням для запобігання металевому контакту між спряженими поверхнями шийки вала із секціями гідростатичного вузла.

Ключові слова: гідростатичний підшипник; вал; зміщення.

Рис.: 3. Табл.: 1. Бібл.: 7.

Актуальність теми дослідження. Відомо, що однією з причин, що вимагає визначення конструктивних та режимних параметрів модернізованого гідростатичного підшипника, є вібрація, яка спричинена невірноваженістю технологічної системи. У цьому випадку конструктору доводиться зменшувати швидкість обертання шпинделя, що знижує ефективність високошвидкісної механічної обробки. Цей факт є вирішальним для багатьох виробників верстатних комплексів, які рекомендують проводити динамічні дослідження гідровузла з урахуванням зміщення вала під зовнішнім навантаженням. У такому випадку процес механічної обробки досягає максимальної ефективності, що виражається в підвищенні якості обробки поверхні й точності заданих розмірів, що подовжує термін служби шпиндельного вузла, інструменту і, зрештою, усього металорізального верстата.

Постановка проблеми. Одним із перспективних напрямів модернізації та ефективного функціонування гідростатичних підшипників (ГСП) є автоматичне регулювання жорсткості та їхньої несучої здатності, не змінюючи геометричних параметрів підшипника. У зв'язку з конструктивними особливостями вузлів машини та її агрегатів ГСП повинні відповідати встановленим нормативам, тому постає задача підвищення експлуатаційних параметрів опор через удосконалення конструктивних елементів гідростатичного вузла, використовуючи нову конструкцію для подачі робочої рідини до навантаженого вала, який обертається в гідростатичному підшипнику.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Так, у роботі [1] показано, що гідростатичні підшипники разом із підвищенням надійності та продуктивності обробки дозволяють забезпечити виключно високі показники якості деталей у порівнянні з іншими типами шпиндельних опор. Крім того, вони є найбільш перспективним типом шпиндельних підшипників для реалізації прецизійної високошвидкісної механічної обробки. Визначено закономірності формування жорсткості, витрат і втрат потужності в комбінованому шпиндельному підшипнику, залежно від в'язкості робочої рідини, зазорів у радіальних і упорних підшипниках, тиску насоса й розмірів опорних поверхонь. У роботі [2] розглянуто основні результати досліджень і експлуатації безконтактних опор шпинделів металорізальних верстатів і тенденції їхнього розвитку. Запропоновано нові

принципи конструювання безконтактних опор шпинделів верстатів для високопродуктивної точної обробки. У роботах [3; 4] визначено силові характеристики регульованого сферичного опорного вузла, який забезпечує сприйняття статичних зусиль і стабільності положення сфери. Розроблено схемне і конструктивне рішення опорного вузла поворотного стола та обґрунтовано метод струменевого регулювання положення сфери у гідростатичних опорах зі струменевим регулюванням. Також наведені теоретичні залежності для розрахунку зведеного радіального гідростатодинамічного підшипника з пружно-встановленими кільцями на диску при змінному зовнішньому навантаженні. У роботі [5] розглянуто особливості методики досліджень шпиндельних гідростатичних опор металорізальних верстатів. Наведено відомості про сучасні засоби досліджень для визначення основних характеристик шпиндельних гідростатичних опор.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Процес проектування систем автоматичного регулювання мікропереміщень вала в гідроопорі є досить складним через змінні навантаження, що виникають під час роботи роторного вузла. Ефективним підходом вирішення поставленої проблеми є застосування керованих опор, які поряд із високою жорсткістю і демпфуючою здатністю дозволяють управляти положенням вала під час роботи машини. При цьому геометричні параметри масляного шару в гідростатичній опорі визначають жорсткість і величину зношування опорних шийок, ступінь стабілізації положення осі обертання вала під впливом зовнішнього навантаження і додаткові витрати робочої рідини. При цьому для регулювання мікропереміщень вала в гідростатичному підшипнику, залежно від навантажень, що виникають під час роботи машини у процесі експлуатації, необхідно використовувати всю зону регулювання тиску в карманах і на перемичках ГСП, яка формується при подачі додаткового обсягу мастила в зазор між валом та підшипником.

Мета статті. Метою цієї роботи є розробка теоретичних підходів та практичних рекомендацій щодо проектування нової системи живлення гідростатичних опор для стабілізації положення вала при його зміщенні під навантаженням по всій площині гідростатичного підшипника.

Виклад основного матеріалу. При вирішенні завдання проектування систем автоматичного регулювання переміщень вала в гідростатичному підшипнику під час змінних навантажень виникає проблема управління процесом компенсації масляного клина у сполученні «вал – підшипник ковзання», рішення якої дозволяє зменшити коливання, силове навантаження на вал та зношування опорних шийок. Тому в процесі проектування систем автоматичного регулювання положення вала в гідростатичному підшипнику необхідно мати таку систему управління процесом мікропереміщень вала, яка б забезпечувала компенсацію тиску в зоні контакту вала з підшипником [1; 2]. Недоліком існуючого технічного рішення є обмежена зона регулювання тиску в кармані ГСП, яка формується за рахунок подачі додаткового обсягу робочої рідини в перемички, і як наслідок неможливість корегування мікропереміщеннями вала по всій площині гідростатичного підшипника при зміщенні вала під дією змінного навантаження, що виникає в системі під час експлуатації гідровузла. Тому в цій роботі запропоновано нову ідею щодо подачі робочої рідини в кармани ГСП.

Для вирішення поставлених задач пропонується новий регулятор, в якому існує основна і додаткова система подачі робочої рідини до карманів ГСП від насоса. В основній системі живлення рідина подається до карманів опори, а в додатковій системі живлення подача рідини відбувається через отвори, що виконані безпосередньо в перемичці гідропідшипника, чим і досягається ефект мікропереміщень вала під дією зовнішнього навантаження. Також у запропонованому пристрої додаткова система живлення має корпус, на який встановлюється електродатчики, що контактують з кільцем, з феромагнітними вставками, закріпленим на валу машини. У разі перекосу вала та взаємодії відповідного

датчика і феромагнітної вставки виникає електричний імпульсний сигнал, який підсилюється і подається на відповідний розподільник потоку рідини. У результаті цього плунжер золотника зміщується і додатковий об'єм робочої рідини подається у спряження «шийка вала – перемичка гідроопори», що підвищує тиск у конусній щілині й тим самим відбуваються мікропереміщення в гідростатичному підшипнику [6].

В основу технічної ідеї поставлено задачу вдосконалити регулятор жорсткості ГСП (див. патент України № 109810) шляхом збільшення зони регулювання тиску між валом і перемичками ГСП при перекосі вала в опорі, для здійснення мікропереміщень вала по всій площині гідростатичного підшипника залежно від напрямку прикладання ударних навантажень, які виникають під час роботи машини. Удосконалення полягає в тому, що в перемичках запропонованого підшипника (по периметру карманів) виконано n додаткових отворів, залежно від конструктивних, технологічних та експлуатаційних характеристик роторного вузла. При цьому в підшипнику існує основна і додаткова система подачі робочої рідини до карманів ГСП. В основній системі подача рідини відбувається постійно, а в додатковій подача відбувається порціонно у відповідні отвори в перемичках гідроопори залежно від напрямку зміщення вала під навантаженням, і тим самим забезпечуючи процес регулювання мікропереміщеннями вала в ГСП по всій площині контакту поверхонь. У результаті цього додатковий об'єм робочої рідини подається у спряження «шийка вала – перемичка гідроопори», що підвищує тиск в конусній щілині й запобігає металевому контакту вала з підшипником. При цьому треба мати на увазі, що витрати в додаткових отворах підшипника значно менші, ніж витрати через основні, і це виключає зміну нормального режиму роботи гідровузла. Слід зауважити, що додатковий об'єм рідини подається короткочасно, і після стабілізації ударного навантаження подача рідини припиняється. Подача додаткового об'єму робочої рідини безпосередньо в точці найбільшого контакту вала з перемичкою підшипника дає можливість своєчасної автоматичної компенсації витрат рідини змащування і регулювання положення вала в опорі з підвищенням жорсткості підшипника, зменшенням зносу шийки вала і секцій гідроопори.

Регульований гідростатичний підшипник складається з корпусу 1 з карманами 2 (рис. 1, а). При цьому кількість карманів зумовлена експлуатаційними характеристиками роторного вузла. Підшипник має основні отвори 3 для подачі робочої рідини в кармани ГСП, та додаткові отвори 4, які виконано в перемичках, а кількість додаткових отворів n встановлюється конструктором залежно від умов експлуатації гідровузла. Отвори виконуються в перемичках по периметру кармана, тим самим забезпечуючи збільшення площі регулювання тиску в спряженні «вал – підшипник», що дає можливість регулювати мікропереміщення практично по всьому об'єму підшипника. Підшипник має основну систему живлення 5 карманів (рис. 1) з регульованими дроселями 7 та додаткову систему живлення 6 з дроселями 8 для подачі додаткової кількості робочої рідини в отвори, що виконані в перемичках гідропідшипника. Канал 9 слугує для подачі додаткової кількості робочої рідини в отвори в перемичках, які на рис. 1 не показано.

Робота підшипника полягає в наступному. При запуску машини вал 10 починає обертатися в гідростатичному підшипнику. При цьому відбувається подача робочої рідини з основної системи живлення 5 через регульовані дроселя 7 до карманів 2 ГСП. У момент збільшення навантажень на вал машини він зміщується та відбувається його перекоєс у напрямку дії прикладених сил, що викликає металевий контакт між спряженими поверхнями та знос опорних шийок ротора та перемичок гідроопори. Для корегування положення вала в підшипнику через отвори, що виконані в перемичках підшипника, подається додаткова кількість робочої рідини, яка потрапляє в зону контакту вала й підшипника. При цьому подача робочої рідини відбувається саме в ті додаткові отвори 4,

які попадають у зону металевого контакту між валом і підшипником. Також отвори 4 можуть слугувати для видалення надлишків робочої рідини з гідровузла. Таким чином, змінюючи порядок подачі додаткової кількості рідини в отвори 4, можна управляти мікропереміщеннями вала в гідроопорі практично по всій робочій поверхні ГСП.

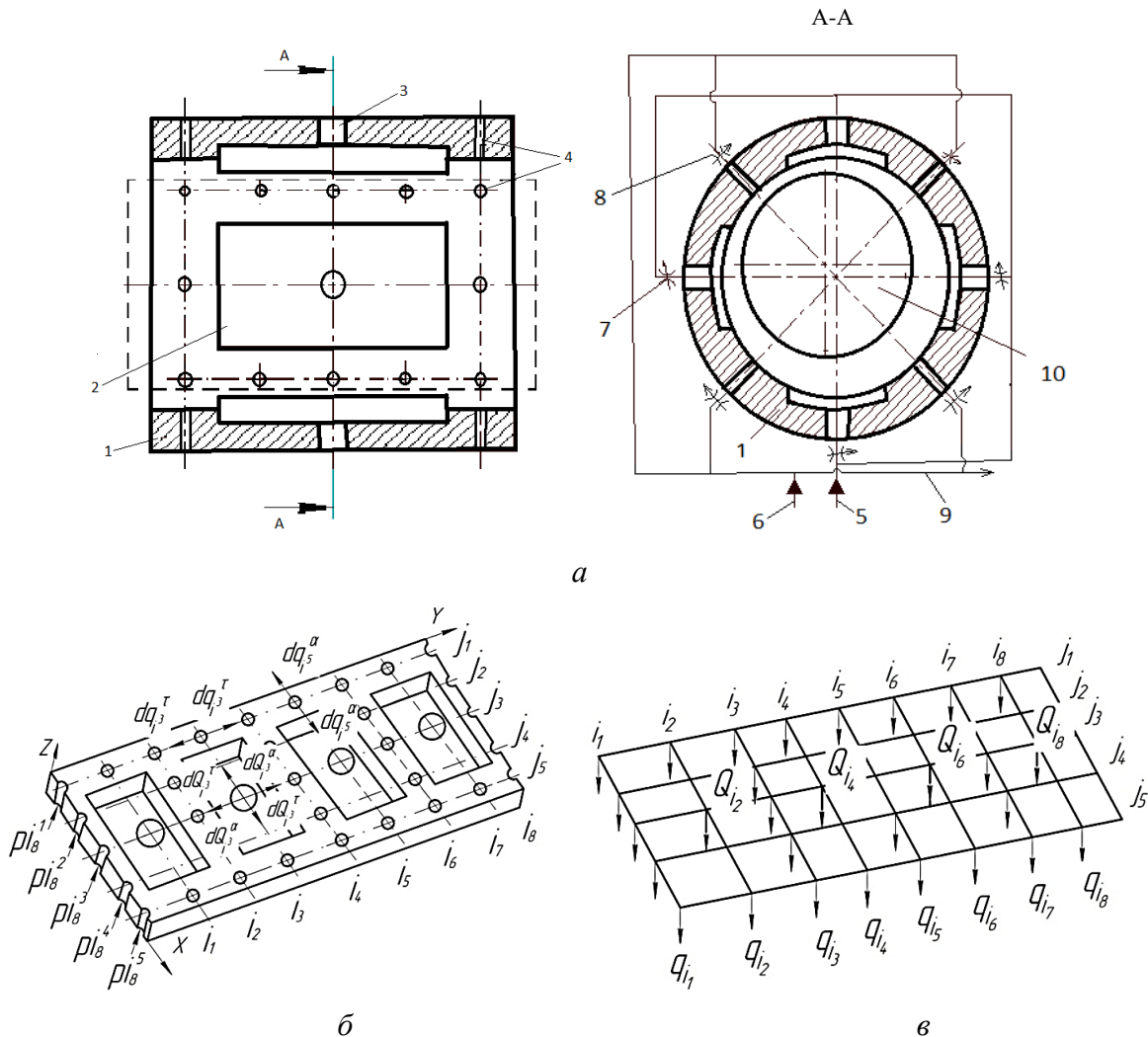


Рис. 1. Модернізований гідростатичний підшипник:

а – конструктивна схема; б – розгортка поверхні гідростатичного підшипника;

в – схема живлення гідростатичного підшипника

Джерело: розроблено автором.

Одним із напрямів модернізації гідростатичних опор є автоматичне регулювання жорсткості та їхньої несучої здатності, не змінюючи геометричні параметри підшипника. При зміщенні вала під навантаженням відбувається зменшення осьового зазору в опорі, і для уникнення металевого контакту між спряженими поверхнями в канали, що виконані в перемичках ГСО, подається додатковий обсяг робочої рідини. У додаткові отвори опори пропонується подавати додаткові змінні витрати рідини q_i , з тиском p_i , і внаслідок цього відбувається зміна тиску на перемичках опори. При цьому слід мати на увазі, що $q_i \ll Q_i$, і це виключає зміну звичайного режиму роботи всього гідровузла.

На рис. 1, б показана розгортка поверхні гідростатичного підшипника. Було обрано опору, яка має чотири кармани, а в перемичках виконано додаткові опори для струменевої подачі робочої рідини. На рис. 1 можна виділити площини осьових i_1-i_8 та радіальних

j_1 - j_5 отворів. Також на рис. 1 показано тиски та витрати робочої рідини в аксіальному та тангенціальному напрямках основних отворів dQ_i^a, dQ_i^r та додаткових отворів dq_i^a, dq_i^r . На рис. 1, в показана схема живлення ГСП у радіальній j_1 - j_5 та осьовій i_1 - i_8 площинах.

У таблиці представлено розподіл тисків та витрат робочої рідини в отворах живлення ГСП на перетині площин j_i та i_i . Жирним кольором виділено основні отвори живлення карманів ГСП.

Таблиця

Розподіл тисків та витрат робочої рідини в отворах живлення ГСП

$i \backslash j$	j_1	j_2	j_3	j_4	j_5
i_1	$p_{ij1}^1; q_{ij1}^1$	-	$P_{ij1}^3; Q_{ij1}^3$	-	$p_{ij1}^5; q_{ij1}^5$
i_2	$p_{ij2}^1; q_{ij2}^1$	$p_{ij2}^2; q_{ij2}^2$	$p_{ij2}^3; q_{ij2}^3$	$p_{ij2}^4; q_{ij2}^4$	$p_{ij2}^5; q_{ij2}^5$
i_3	$p_{ij3}^1; q_{ij3}^1$	-	$P_{ij3}^3; Q_{ij3}^3$	-	$p_{ij3}^5; q_{ij3}^5$
i_4	$p_{ij4}^1; q_{ij4}^1$	$p_{ij4}^2; q_{ij4}^2$	$p_{ij4}^3; q_{ij4}^3$	$p_{ij4}^4; q_{ij4}^4$	$p_{ij4}^5; q_{ij4}^5$
i_5	$p_{ij5}^1; q_{ij5}^1$	-	$P_{ij5}^3; Q_{ij5}^3$	-	$p_{ij5}^5; q_{ij5}^5$
i_6	$p_{ij6}^1; q_{ij6}^1$	$p_{ij6}^2; q_{ij6}^2$	$p_{ij6}^3; q_{ij6}^3$	$p_{ij6}^4; q_{ij6}^4$	$p_{ij6}^5; q_{ij6}^5$
i_7	$p_{ij7}^1; q_{ij7}^1$	-	$P_{ij7}^3; Q_{ij7}^3$	-	$p_{ij7}^5; q_{ij7}^5$
i_8	$p_{ij8}^1; q_{ij8}^1$	$p_{ij8}^2; q_{ij8}^2$	$p_{ij8}^3; q_{ij8}^3$	$p_{ij8}^4; q_{ij8}^4$	$p_{ij8}^5; q_{ij8}^5$

Джерело: розроблено авторами.

На основі таблиці складемо матрицю витрат та тисків у гідростатичному підшипнику:

$$P = \begin{pmatrix} p_{ij1}^1; q_{ij1}^1 & 0 & P_{ij1}^3; Q_{ij1}^3 & 0 & p_{ij1}^5; q_{ij1}^5 \\ p_{ij2}^1; q_{ij2}^1 & p_{ij2}^2; q_{ij2}^2 & p_{ij2}^3; q_{ij2}^3 & p_{ij2}^4; q_{ij2}^4 & p_{ij2}^5; q_{ij2}^5 \\ p_{ij3}^1; q_{ij3}^1 & 0 & P_{ij3}^3; Q_{ij3}^3 & 0 & p_{ij3}^5; q_{ij3}^5 \\ p_{ij4}^1; q_{ij4}^1 & p_{ij4}^2; q_{ij4}^2 & p_{ij4}^3; q_{ij4}^3 & p_{ij4}^4; q_{ij4}^4 & p_{ij4}^5; q_{ij4}^5 \\ p_{ij5}^1; q_{ij5}^1 & 0 & P_{ij5}^3; Q_{ij5}^3 & 0 & p_{ij5}^5; q_{ij5}^5 \\ p_{ij6}^1; q_{ij6}^1 & p_{ij6}^2; q_{ij6}^2 & p_{ij6}^3; q_{ij6}^3 & p_{ij6}^4; q_{ij6}^4 & p_{ij6}^5; q_{ij6}^5 \\ p_{ij7}^1; q_{ij7}^1 & 0 & P_{ij7}^3; Q_{ij7}^3 & 0 & p_{ij7}^5; q_{ij7}^5 \\ p_{ij8}^1; q_{ij8}^1 & p_{ij8}^2; q_{ij8}^2 & p_{ij8}^3; q_{ij8}^3 & p_{ij8}^4; q_{ij8}^4 & p_{ij8}^5; q_{ij8}^5 \end{pmatrix} \quad (1)$$

Рішення матриці (1) відносно p та q дозволяє визначити необхідні технічні параметри ГСП залежно від зміни кута повороту вала в опорі й зовнішнього навантаження.

Для визначення тисків та витрат робочої рідини через основні та додаткові отвори в гідростатичному підшипнику проведемо дослідження зміщення вала під навантаженням за його довжиною. Так, пропонуються результати вимірювання радіального зміщення шпинделя під навантаженням в чотирьох різних перетинах (рис. 2, а) за допомогою індикаторів 1-4 з ціною поділки 0,001 мм. Радіальне статичне навантаження P в діапазоні 0,1-0,7 кН прикладалася на кінець вала. Досліди проводилися як при навантаженні шпинделя, так і при його розвантаженні. Для підвищення достовірності експерименту виміри фіксувалися при тому ж самому навантаженні три рази, а навантаження створювалася універсальним динамометром УДМ-1200. Сила P в дослідах була спрямована на середину карману (рис. 2, б). Окремо досліджувалося зміщення шпинделя при круговому навантаженні зі зміною напрямку вектора сили P .

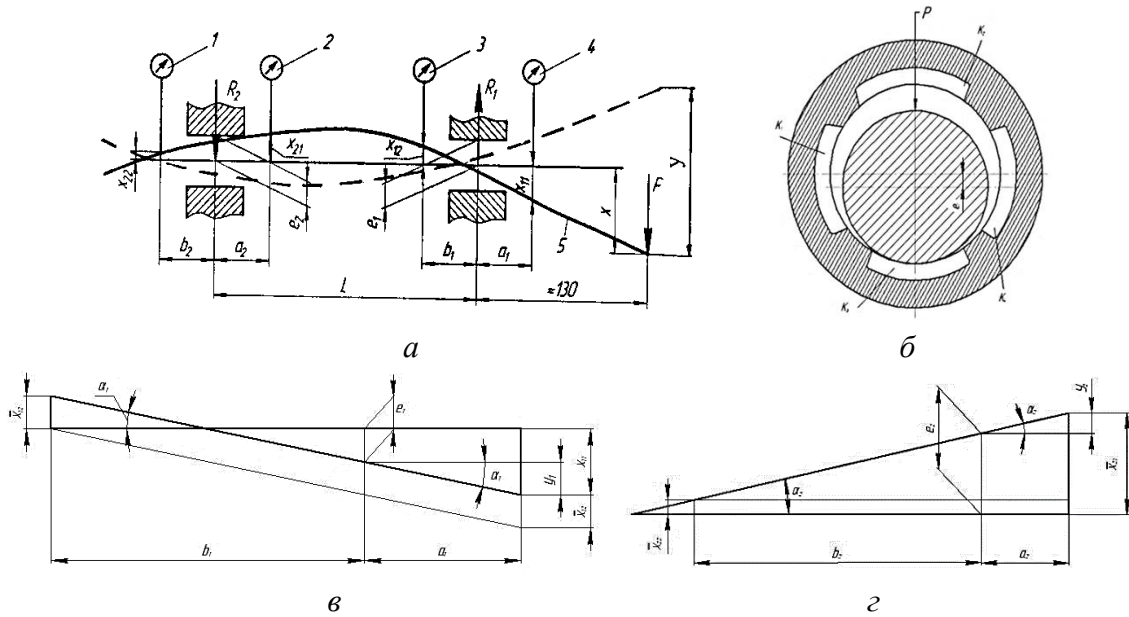


Рис. 2. Розрахунок зміщення шпинделя:

a – пружна лінія шпинделя; *б* – перетин шпинделя в підшипнику передньої опори:

K – кармани підшипника; *в, г* – розрахункові схеми

Джерело: розроблено автором.

За результатами показань індикаторів визначали середнє значення зміщення за формулою:

$$\bar{x}_{ij} = \sum_{i=1}^n \frac{x_{ij}}{n}, \tag{2}$$

де *n* – число вимірів, *i* = 1, 2 (1 – передній підшипник, 2 – задній підшипник).

Також визначали зміщення *e*₁ і *e*₂ в центрі передньої і задньої опори та зміщення кінця шпинделя в місці прикладання навантаження *P*. Розрахункові схеми для визначення *e*₁ і *e*₂ представлені на рис. 2, *в, г*. Якщо прийняти, що пружна лінія 5 шпинделя (рис. 2, *a*) лінійна на ділянках між індикаторами в передній і задній опор, то *e*₁ і *e*₂ можна знайти таким чином:

для передньої опори (рис. 2, *в*):

$$e_1 = \bar{x}_{11} - y_1,$$

де

$$y_1 = a_1 \operatorname{tg} \alpha_1 = a_1 \frac{\bar{x}_{11} + \bar{x}_{12}}{a_1 + b_1}; \tag{3}$$

для задньої опори (рис. 2, *г*):

$$e_2 = \bar{x}_{21} - y_2,$$

де

$$y_2 = \operatorname{tg} \alpha_2 = a_2 \frac{\bar{x}_{21} + \bar{x}_{22}}{a_2 + b_2}. \tag{4}$$

З урахуванням вищезазначеного зміщення кінця шпинделя буде:

$$x = \bar{x}_{11} + (130 - a_1) \operatorname{tg} \alpha_1 = \bar{x}_{11} + \frac{130 - a_1}{a_1 + b_1} (\bar{x}_{11} + \bar{x}_{12}) \tag{5}$$

Сили R_1 та R_2 (реакції в підшипниках) (див. рис. 2, а) визначалися з рівняння моментів сил, що діють на шпиндель відносно точок його опор, і алгебраїчної суми сил, що діють перпендикулярно до осі шпинделя.

Оскільки перетини шпинделя, у яких вимірювали зміщення і прикладали силу P , не збігалися, то для розрахунку залежності $x = f(P)$ (рис. 3, де x – зміщення кінця шпинделя) використовували формулу (5). Зміщення x кінця шпинделя є результатом податливості опор і згинальної деформації тіла шпинделя. Діаметри опорних шийок шпинделя при випробуваннях верстата становили 80 мм для переднього і 62 мм для заднього підшипників.

Для виявлення граничного навантаження P , при якій виникає металевий контакт, за формулою (3) визначали залежність $e_1 = f(R_1)$ (рис. 3, а). Отримані графіки $e_1 = f(R_1)$ (рис. 3, б) дозволяють визначити жорсткість передньої опори шпиндельної бабки, яка дорівнює відношенню $\Delta R_1 / \Delta e_1$.

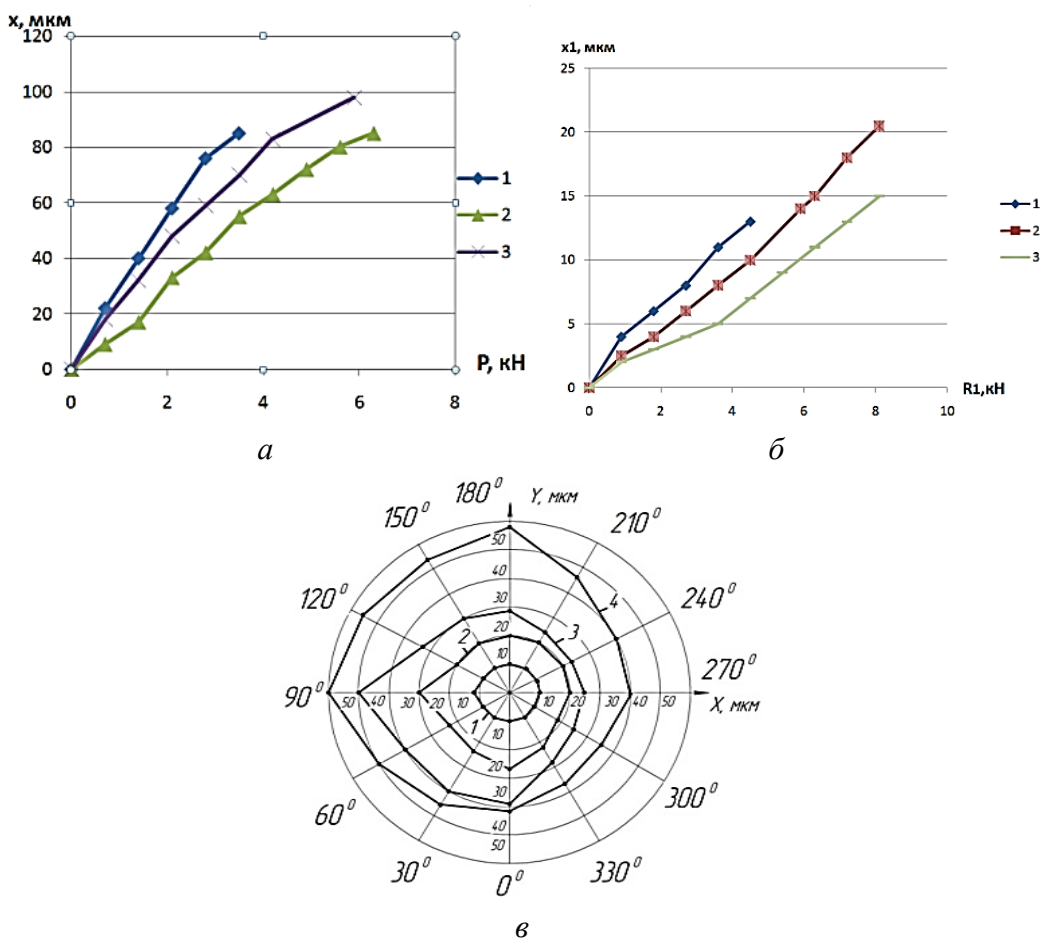


Рис. 3. Зміщення шпинделя під навантаженням для різних систем живлення опор, де 1,2- $p = const$, 3- $Q = const$: а – зміщення переднього кінця шпинделя x від зовнішнього навантаження P ; б – зміщення шпинделя під навантаженням R_1 ; в) кругова діаграма зміщення шпинделя: 1- $P = 0,7$ кН, 2- $P = 1,6$ кН, 3- $P = 2,5$ кН, 4- $P = 3,2$ кН
Джерело: розроблено авторами.

Діаграма кругового зміщення шпинделя показана на рис. 3, в. Несиметричність графіків зумовлена неоднаковою згинальною жорсткістю тіла шпинделя в різних напрямках, неточністю виготовлення шпиндельного вузла і вхідних дроселів подільника потоку робочої рідини.

Висновки. Таким чином, у цій роботі розглянуто питання щодо проектування нової системи живлення гідростатичних опор та здійснено моделювання процесів руху робочої рідини в підшипнику, які є досить актуальними, їх вирішення дозволяє управляти положенням вала під час роботи машини.

У роботі представлено теоретичні та практичні підходи проектування нової системи живлення гідростатичних підшипників. Проведено моделювання процесу формування тиску та витрат робочої рідини в перетині гідроопори при додатковій подачі робочої рідини у спряження «вал – підшипник». Побудовано кругова діаграма та залежності радіального зміщення вала під навантаженням за його довжиною, що дозволяє оцінити жорсткість усього шпиндельного вузла.

Список використаних джерел

1. Федориненко Д. Ю. Шпиндельні гідростатичні підшипники : монографія / Д. Ю. Федориненко, С. П. Сапон. – Чернігів : ЧНТУ, 2016. – 403 с.
2. Гордеев О. Ф. Напряжки та перспективи розвитку конструкцій шпиндельних опор верстатів для високошвидкісної та високопродуктивної обробки / О. Ф. Гордеев, П. О. Захаров // Наукові нотатки. – 2007. – Вип. 20, т. 1. – С. 96-101.
3. Струтинський С. В. Гідростатичний сферичний опорний вузол поворотного стола із струменевим приводом мікропереміщень / С. В. Струтинський // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – № 60 (1102). – С. 130-138.
4. Назін В. І. Вплив демпфування пружної установки кілець на диску на динамічні характеристики гідродинамічного підшипника зведеного типу / В. І. Назін // Авиационно космическая техника и технология. – 2015. – № 5(122). – С. 11-15.
5. Тіхенко В. М. Методи досліджень шпиндельних гідростатичних опор / В. М. Тіхенко, В. Н. Тіхенко // Тези доповідей 53 наукової конференції молодих дослідників ОНПУ «Сучасні інформаційні технології та телекомунікаційні мережі». – Одеса : ОНПУ, 2018. – Вип. 53. – С. 18-21.
6. Сахно Є. Ю. Створення системи стабілізації радіального положення кривошипа в гідроопорі / Є. Ю. Сахно // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : збірник наукових праць. – Краматорськ, 2018. – № 42. – С. 72-79.
7. Никитин Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г. А. Никитин. – М. : Машиностроение, 1982. – 135 с.

References

1. Fedorinenko, D.Y., & Sapon, S.P. (2015). Shpyndelni hidrostatychni pidshypnyky [Spindle hydrostatic bearings]. Chernihiv. Nats. Technol. Un-t.
2. Gordyeyev, O.F., & Zaxarov, P.O. (2007). Napryamky ta perspektyvy rozvytku konstruktssii shpyndelnykh opor verstativ dlia vysokoshvydkisnoi ta vysokoproduktyvnoi obrobky [Trends and prospects in the development of designs spindle supports machines for high-speed and high-performance processing] *Naukovi notatky – Scientific notes*, 1(20), 96-101.
3. Strutinsky, S.V. (2014). Hidrostatychnyi sferychnyi oporny vuzol povorotnoho stola iz strumenevym pryvodom mikroperemishhen [Hydrostatic spherical rotary table Support Unit with micro-displacement jet drive]. *Visnyk NTU «XPI – Bulletin of NTU "KHPI"*, (60(1102)), 130-138.
4. Nazin, V.I. (2015). Vplyv dempfuvannia pruzhnoi ustanovky kilets na dysku na dynamichni karakterystyky hidrodynamichnoho pidshypnyka zdvoienoho typu [Effect of damping of the elastic installation of rings on the disk on the dynamic characteristics of a double-type hydrodynamic bearing] *Avyatsionno kosmicheskaia tekhnika i tekhnologiya – Aerospace engineering and technology*, (5(122)), 11-15.
5. Tikhenko, V.M. (2018). Metody doslidzhen shpyndelnykh hidrostatychnykh opor [Methods of research of spindle hydrostatic supports]. *Tezy dopovidej 53 naukovoї konferentsii molodykh doslidnykiv ONPU «Suchasni informatsiini tekhnologii ta telekomunikatsiini merezhi – Abstracts of the 53 rd scientific conference of young researchers of ONPU "Modern information technologies and telecommunications networks"* (vol. 53, pp. 18-21).

6. Sakhno, E.Yu. (2018). Stvorennia systemy stabilizatsii radialnoho polozhennia kryvoshypa v hidroopori [Creating a system for stabilizing the radial position of the crank in the hydraulic support]. *Nadiinist instrumentu ta optymizatsiia tekhnolohichnykh system – Tool reliability and optimization of technological systems*, (42), 72-79.

7. Nikitin, G.A. (1982). *Shchelevye i labirintnye uplotneniia gidroagregatov [Slotted and labyrinth seals of hydraulic units]*. Mashinostroenie.

Отримано 12.02.2022

UDC 621.92

Yevgeniy Sakhno

Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Geodesy, Cartography and Land Management
Chernihiv Polytechnic National University (Chernihiv, Ukraine)

E-mail: evsakhno@ukr.net. ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9789-7242>

ResearcherID: [M-3987-2016](https://orcid.org/0000-0002-9789-7242). SCOPUS Author ID: [57190493489](https://orcid.org/0000-0002-9789-7242)

DETERMINATION OF THE MAIN PARAMETERS OF THE UPGRADED HYDROSTATIC BEARING TAKING INTO ACCOUNT SHAFT DISPLACEMENT UNDER LOAD

It is known that one of the reasons that requires determining the design and operating parameters of the upgraded hydrostatic bearing is vibration, which is caused by unbalance of the technological system. In this case, the designer has to reduce the speed of rotation of the spindle, which reduces the efficiency of high-speed machining.

One of the promising areas of modernization and efficient operation of hydrostatic bearings is automatic adjustment of stiffness and their load-bearing capacity without changing the geometric parameters of the bearing. Due to the design features of the machine components and its aggregates, bearings must meet the established standards, so the task is to increase the operational parameters of the supports by improving their structural elements.

Analysis of research and publications in the field of modernization of hydrostatic bearings has shown that the issues of controlling shaft movements under loads during rotation of the Rotary unit are currently given little attention in the scientific literature.

The aim of this paper is to develop theoretical approaches and practical recommendations for designing a new power supply system for hydrostatic supports to stabilize the position of the shaft when it is displaced under load along the entire plane of the hydrostatic bearing.

When solving the problem of designing automatic shaft movement control systems in a hydrostatic bearing during variable loads, the problem of controlling the oil gap compensation process in the shaft-bearing interface arises, which solution reduces vibrations, power load on a shaft and wear of its support necks.

In this paper, we consider the design of a new power supply system for hydrostatic supports and simulate the processes of movement of the working fluid in the upgraded bearing, which are quite relevant, and their solution allows you to control the position of the shaft during machine operation.

Keywords: hydrostatic bearing; shaft; offset.

Fig.: 3. Table: 1. References: 7.