

Євгеній Сахно

доктор технічних наук, 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>
Researcher ID: [M-3987-2016](https://orcid.org/0000-0002-9789-7242), SCOPUS Author ID: [57190493489](https://orcid.org/0000-0002-9789-7242)

**ВИКОРИСТАННЯ СТРУМЕНЕВИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ СИЛОВОГО ВПЛИВУ
НА ВАЛ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА**

У науковій статті наведені дослідження формування епюри тисків у модернізованому гідростатичному підшипнику на основі технологій струменевої подачі рідини до гідровузла. Також у роботі розглянуто питання взаємодії імпульсного струменя з валом гідростатичного підшипника. Проведено комп'ютерне моделювання формування полів тиску у звичайному та модернізованому гідростатичному підшипнику.

Ключові слова: гідростатичний підшипник; вал; потік рідини.

Рис.: 3. Бібл.: 6.

Актуальність теми. На сьогоднішні дедалі більше виробників технологічного устаткування використовують високошвидкісну обробку при проведенні операцій, що робить процес виробництва більш ефективним та економічним. Головний ефект високошвидкісної обробки полягає у скороченні машинного часу на операції, а також у підвищенні точності роботи механізмів та якості процесу різання. Основою високопродуктивної високошвидкісної обробки стає раціональний вибір параметрів режимів механічної обробки (верстат, система ЧПУ, різальний інструмент, система центрування деталі, система програмування, кваліфікація оператора верстата та інші фактори), і нехтування хоча б одним із них може призвести до технологічного браку виробу.

Постановка проблеми. У зв'язку з цим постає завдання швидкісного, цілеспрямованого силового впливу на режимні зміни навантаження в гідростатичних підшипниках технологічного устаткування для компенсації ударних навантажень, що з'являються в процесі виготовлення виробу. Одним із перспективних методів модернізації системи живлення гідростатичних підшипників (ГСП) є процеси автоматичного регулювання жорсткості та їх несучої здатності. При переміщенні вала машини під навантаженням буде відбуватися зміна осевого зазору в опорі, і для уникнення металевого контакту між спряженими поверхнями пропонується використовувати струменеві системи подачі робочої рідини до підшипника. В основній системі живлення підшипника, рідина подається до його карманів, а в додатковій системі живлення подача робочої рідини відбувається імпульсно, в отвори, що виконані безпосередньо у перемичці гідростатичного підшипника, чим і досягається ефект зміщення вала. При цьому подача додаткового об'єму робочої рідини безпосередньо в точці металевого контакту вала з перемичкою підшипника вимагає модернізації цих систем живлення для вибору раціональних режимів функціонування гідровузла.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Так, у монографії [1] показано, що гідростатичні підшипники разом із підвищенням надійності та продуктивності обробки дозволяють забезпечити виключно високі показники якості деталей у порівнянні з іншими типами шпindelних опор. У роботі [2] наведено технологію розробки обладнання, робочого інструмента та пристроїв для гідроструменевого очищення поверхонь і технології їх використання для видалення нашарувань різної фізичної природи та хімічного складу при ремонтних роботах у міському господарстві. Наведені результати випробувань розробленого робочого інструмента та пристроїв для гідроструменевого очищення поверхонь. У статтях [3; 4] наведено результати аналізу процесу течії гідросуміші при подачі вихідної пульпи на збагачувальне устаткування, а саме на струменевий пристрій, схема якого представлена в роботі. В основу запропонованої математичної моделі течії в зага-

льному випадку при нестационарному режимі роботи покладено рівняння законів збереження маси й імпульсу окремо для несучої рідини і для твердого компонента в припущенні, що течія одновимірна. Досліджено режими роботи імпульсного гідравлічного привода робочих органів сільськогосподарських машин, визначено переваги та недоліки, типи та конструкції імпульсних гідроприводів та їх вплив на робочий процес. У роботі [5] наведено розрахунки гідроприводного керуючого пристрою зрошувального апарату для автоматичного управління виконавчим органом імпульсного механізму.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Для вирішення поставлених завдань рекомендовано використовувати струменеві технології високого та надвисокого тиску, які знайшли широке застосування в різних галузях промисловості. Для цього необхідно обирати оптимальні режими роботи з енергетичного та витратного погляду, підбирати індивідуально параметри робочої рідини. Як показують відомі дослідження, продуктивність струминних технологій швидко зростає зі збільшенням тиску робочої рідини, тому доцільно використання струменів рідини високого та надвисокого тиску. Однак отримання стаціонарних струменів із такими параметрами пов'язане з великими технічними труднощами. З цієї причини дедалі більшого поширення набувають пульсуючі та імпульсні струмені рідини високого та надвисокого тиску, ефективність яких значно перевищує стаціонарні струмені, що необхідно враховувати при створенні нових конструкцій гідровузла.

Мета статті. Метою цієї роботи є розробка теоретичних підходів та практичних рекомендацій щодо використання струменевих технологій для силового впливу на вал гідростатичного підшипника для компенсації радіального зміщення вала під навантаженням, зменшення ударних навантажень та зносу опорних поверхонь спряжених деталей гідростатичного вузла.

Результати досліджень. Загальновідомо, що значна кількість елементів та пристроїв гідроавтоматики, системи подачі палива в теплових двигунах, зварювальні технології, технологія виробництва харчових продуктів, процеси та апарати хімічного виробництва та цілий ряд інших областей техніки стикаються з необхідністю врахування особливостей подачі в'язких рідин та газів через малі отвори круглої та некруглої форми.

В основу пропонованої технічної ідеї покладено патент UA № 126453 F16C 32/06, який було отримано автором і який дозволяє змінювати зони регулювання тиску між валом і перемичками ГСП при перекосі вала в опорі, для здійснення переміщень вала по всій площині гідростатичного підшипника залежно від напрямку прикладання зовнішніх ударних навантажень, які виникають при роботі гідровузла. Запропоноване удосконалення полягає в тому, що в перемичках підшипника (по всьому периметру карманів) виконано n додаткових отворів, кількість яких залежатиме від конструктивних, технологічних та експлуатаційних параметрів роторного вузла. При зміщенні вала машини під навантаженням буде відбуватися зміна осьового зазору в підшипнику, і для усунення металевих контактів між спряженими поверхнями в отвори, що виконані в перемичках ГСП, подається додатковий об'єм робочої рідини. У додаткові канали підшипника пропонується подавати додаткові імпульсні витрати рідини q_i , з тиском p_i , і в результаті чого буде відбуватися збільшення тиску на перемичках опори. При цьому слід мати на увазі, що $q_i \ll Q_i$, що не буде впливати на нормальні режими роботи підшипника [6].

На рисунку 1 показано епюри тиску звичайного та модернізованого підшипника. Було обрано опору, яка має чотири кармани, а в перемичках виконано додаткові опори для струменевої подачі робочої рідини. На рисунку 1 видно 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 .

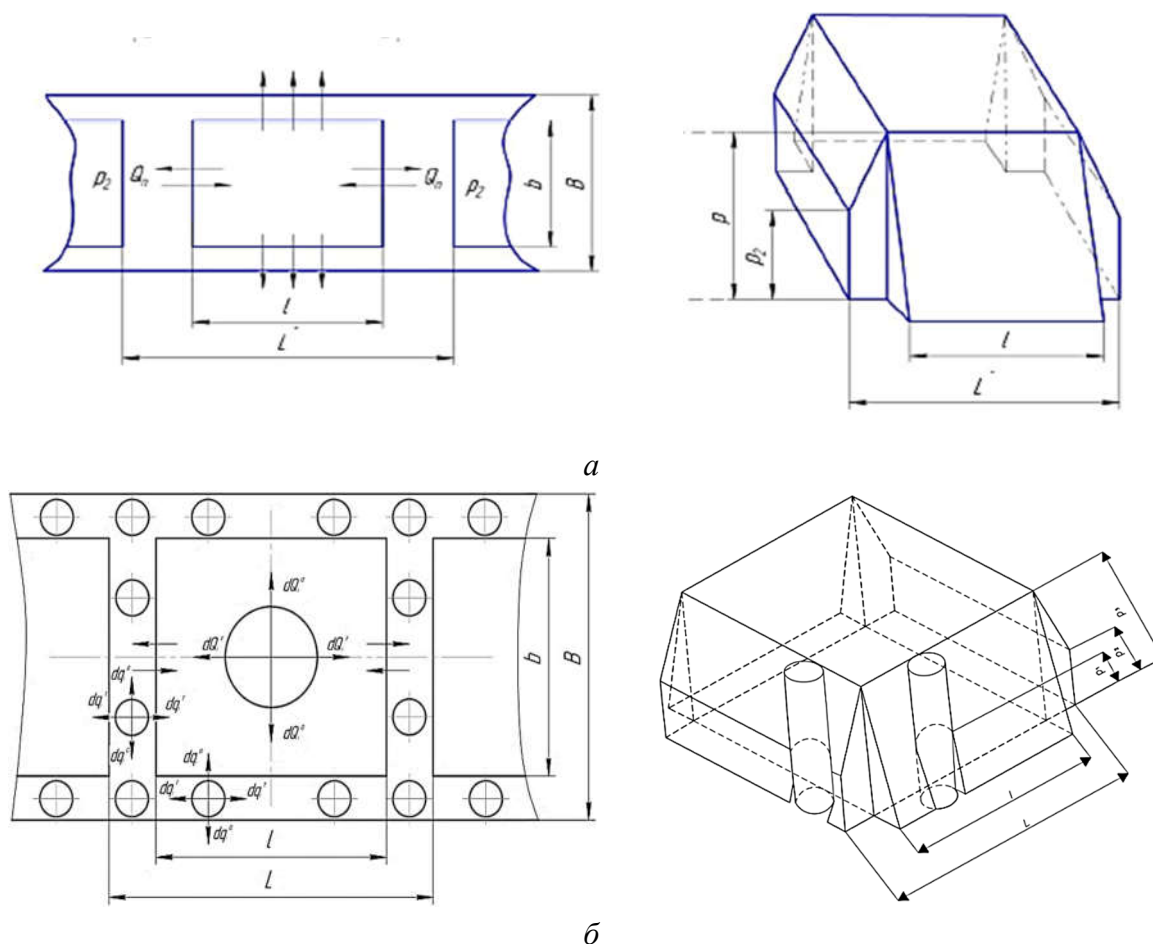


Рис. 1. Епюри розподілу тиску в опорі:

а – звичайний підшипник; б – підшипник з додатковими отворами

Для побудови епюри тисків визначимо ефективну площу опори:

$$F_{\text{эф}} = F_2 \cdot C_F \quad (1)$$

де C_F – коефіцієнт ефективності опори; F_2 – геометрична площа опори.

Відповідно до рис. 1 для кармана опори шириною b площа буде $F_b = bl$, а для ширини B визначиться як $F_B = BL'$, де l і L' – довжина опор.

Коефіцієнт ефективності опори C_F є відношення об'єму фактичної епюри розподілу тиску в опорі до об'єму прямокутної епюри тиску. Коефіцієнт C_F обчислюємо за такою формулою:

$$C_F = \frac{(V_K + V_{nL} + V_{nb})}{V_{np}}, \quad (2)$$

де V_K – об'єм епюри в кишені; V_{nL} – об'єм епюри під перемичками довжини L ; V_{nb} – об'єм епюри під перемичками довжини b ; V_{np} – об'єм прямокутної епюри.

Об'єм епюри всередині кишені визначається як $V_K = b \cdot l \cdot p$, а об'єм під перемичками довжини l відповідно: $V_{nl} = l \frac{B-b}{2} \cdot p$. І, відповідно об'єм під перемичками довжини b визначиться за формулою:

$$V_{nb \text{ ок}} = (L' - l) \cdot b \cdot p_2 + (L' - l) \cdot b \cdot \frac{p - p_2}{2}. \quad (3)$$

Об'єм прямокутної епюри для ГСП буде визначиться як $V_{np} = B \cdot L'$.

Для модернізованого підшипника (рис. 1, б) необхідно до об'єму епюр додати об'єм, рідини, що створюється додатковими отворами діаметром d , $V_u = \frac{\pi d^2}{4}$. Таким чином об'єм епюри під перемичками довжиною L буде (рис. 1, б):

$$V_{III} = L \frac{B-b}{2} \cdot p + \frac{\pi d^2}{4} (p_3 - p_1) n. \quad (4)$$

А під перемичкою довжиною B визначиться як:

$$V_{nb \text{ бк}} = (L' - l) \cdot b \cdot p_2 + (L' - l) \cdot b \cdot \frac{p - p_2}{2} + \frac{\pi d^2}{4} (p_3 - p_1) n, \quad (5)$$

де n – відповідно кількість отворів.

Підставляючи отримані залежності у формулу (2), можна визначити коефіцієнт ефективності опори C_F , що й буде визначати її ефективність.

Сила тиску струменя на перешкоду P дорівнює, за величиною, силі реакції R , але вона спрямована в протилежний бік. $R = \rho Q_0 V_0 = \rho S_0 V_0^2$, де Q_0 – витрата, S_0 – площа поперечного перетину, V_0 – швидкість струменя. Розглянемо взаємодію імпульсного гідравлічного струменя з твердою стінкою в межах одиничного імпульсу при пульсуючому русі. Нехай імпульс струменя площею поперечного перетину S_0 , що рухається з початковою швидкістю $V_0(H,t)$ зустрічаючи на своєму шляху перешкоду, чинить на останню гідродинамічний тиск. Нерухома поверхня своєю чергою діє на імпульс з деякою силою $R(H,t)$, спрямованою в загальному випадку під кутами β_1 та β_2 (рис. 2, а) до осі імпульсного струменя.

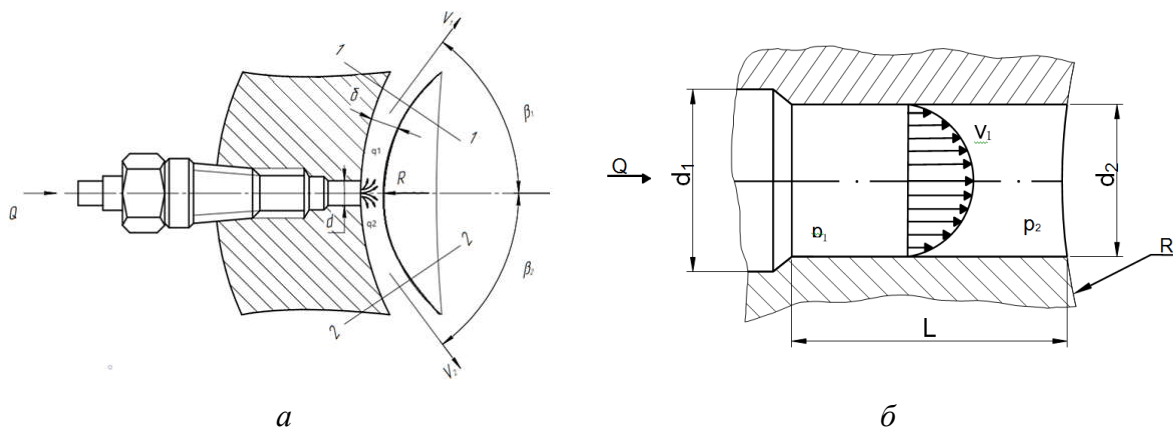


Рис. 2. Схема подачі робочої рідини:
а – взаємодія імпульсного струменя з валом ГСП;
б – схема руху в'язкої рідини через отвір

Як відомо, реактивна сила $R(H,t)$ дорівнює абсолютній величині сили активного тиску імпульсу струменя. Проекція реактивної сили на горизонтальну вісь, що збігається з віссю струменя в загальному випадку, виражається залежністю:

$$R_x(H,t) = \rho Q_1(H,t) v_1(H,t) - [\rho Q_2(H,t) p_2(H,t) \cos \beta_2 + \rho Q_3(H,t) p_3(H,t) \cos \beta_3] + G_x(H,t). \quad (6)$$

де β – кут напряму струменів, що залежить від діаметра поверхні; $G_x(H,t)$ – проекція ваги струменя на вісь OX ; $\rho Q(H,t) = m(H,t)$ – секундна маса.

Розглянемо випадок симетричного удару струменя у перешкоду, коли $\beta_1 = \beta_2$, наприклад, у разі удару струменя в циліндричну поверхню, симетричну щодо осі струменя. Напрямок реактивної сили $R(H,t)$ у цьому випадку збігається з віссю імпульсного струменя.

Нехай є циліндрична поверхня (рис. 2, а), а елементарні струмки хоч і не паралельні між собою при русі навколо циліндричної поверхні, але внаслідок симетрії фігури складають із віссю струменя кут $\beta_1 = \beta_2 = \beta$.

Швидкості течії після удару імпульсу (в точках виходу струменя) та маси струменя рівні між собою:

$$p_2(H, t) = p_3(H, t) = p_1(H, t) \text{ і } m_2(H, t) = m_3(H, t) = \frac{1}{2} m_1(H, t).$$

Крім того, передбачається, що вісь імпульсною струменя спрямована горизонтально, так що вага струменя не впливає на величину тиску на поверхню.

Реакція поверхні спрямована по осі симетрії, і на підставі рівняння (6) дорівнюватиме:

$$m_1(H, t) p_1(H, t) - \frac{1}{2} m_1(H, t) p_1(H, t) \cos \beta - \frac{1}{2} m_1(H, t) p_1(H, t) \cos \beta = R(H, t), \quad (7)$$

або:

$$m_1(H, t) p_1(H, t) - m_1(H, t) p_1(H, t) \cos \alpha = -R(H, t), \quad (8)$$

Сила удару одиничного імпульсу $P(H, t) = -R(H, t)$ в циліндричну поверхню відповідно буде:

$$-R(H, t) = m_1(H, t) p_1(H, t) (1 - \cos \alpha). \quad (9)$$

Підставимо замість $m(H, t) = \rho Q(H, t)$ та отримаємо:
 $-R(H, t) = \frac{\gamma}{g} Q(H, t) p_0(H, t) (1 - \cos \alpha),$

або

$$-R(H, t) = \frac{\gamma}{g} w_0 p_0^2(H, t) (1 - \cos \alpha). \quad (10)$$

Відомо, що найбільш істотний вплив на процес подачі рідини через отвори та насадки надає характер руху рідини: ламінарний, або турбулентний, при цьому характер напірного руху в'язкої рідини найчастіше оцінюється критерієм подібності Рейнольдса. Величина числа Рейнольдса (Re) дуже залежить від розмірів отвору, через який протікає рідина. Великі значення числа Рейнольдса реалізуються навіть на невеликих швидкостях витікання малов'язкої рідини через отвори середніх та великих розмірів. Малі числа Рейнольдса можуть бути отримані тільки при протіканні в'язкої рідини (наприклад, мінеральної олії) через отвори дуже малих діаметрів (часткою міліметра). Наприклад, режим ламінарного витікання води при середній швидкості руху 10 м/сек та числі $Re = 100$ буде реалізований, якщо діаметр круглого отвору становитиме 0,01 мм. Характер протікання рідини при малих числах Re має значення в елементах та пристроях гідравтоматики, що забезпечують дроселювання в'язкої мінеральної олії через вузькі прохідні перетини та зазори.

Гідродинаміка процесу витікання в'язкої рідини через отвори малого діаметра досить складна, і вона описується набором математичних залежностей. Розрахункова схема витікання в'язкої рідини (мінеральної олії) через отвір малого діаметра з гострою кромкою показана на рис. 2, б. У режимі затопленого струменя рідина протікає через отвір у режимі затопленого струменя, якщо пропускна здатність відводу менше витрати струменя, а вихідна камера ізолювана від атмосфери. У цьому випадку рівняння Бернуллі буде має вигляд:

$$\frac{p_1}{\rho_g} = \frac{p_2}{\rho_g} + \frac{\xi_{омб}}{2g} V_1^2 + \frac{\xi_p}{2g} (V_{cm} - V_2)^2, \quad (11)$$

де ρ – густина рідини; V_1 – середня швидкість руху рідини в каналі; V_{cm} – середня швидкість руху рідини в стислому перерізі струменя; V – середня швидкість руху рідини у вхідному перерізі отвору; $\xi_{отв}$ – коефіцієнт гідравлічного опору круглого отвору з гострою кромкою.

Виражаючи швидкості в рівнянні (11) через масову витрату G , що дорівнюватиме

$$G = \mu_M S_{ome} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ отримаємо:}$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = 0,5 \xi_{ome} \left(\frac{G}{\rho S_{ome}} \right)^2 + 0,5 \xi_{ome} \left(\frac{G}{\rho_{cm} \varepsilon A_{ome}} - \frac{G}{\rho S_{ome} m} \right)^2, \quad (12)$$

де μ_M – коефіцієнт масових витрат затопленого струменя; S_{ome} – площа прохідного перерізу отвору діаметром d по входній кромці; $\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад тисків на отворі, $\varepsilon = S_{cm}/S_{ome}$ – коефіцієнт стискування струменю.

До моделювання приймаємо 3D моделі, розроблені в пакеті Flow Simulation, базової та модернізованих конструкцій гідростатичного підшипника. Після вводу основних параметрів, отримуємо розрахункову сітку з кроком 0,0025 м. У результаті отримуємо графіки робочих процесів для моделей та діаграми розподілу тиску в гідроопорах (рис. 3). Для моделювання описаних процесів формування епюри тисків задаємо параметри, які відповідають роботі ГСП при обертанні вала з частотою 1000 об/хв; тиск з яким подається масло до кармана гідроопори $p_{cm} = 0,08$ МПа; робоча рідина – моторне масло SAE 10W40 з наступними характеристиками: динамічна в'язкість – 0,38 Па·с; густина – 873 кг/м³; матеріал вала вуглецева сталь; чистота обробки поверхні корінної шийки 6,3 мкм; режим моделювання приймаємо на середні значення.

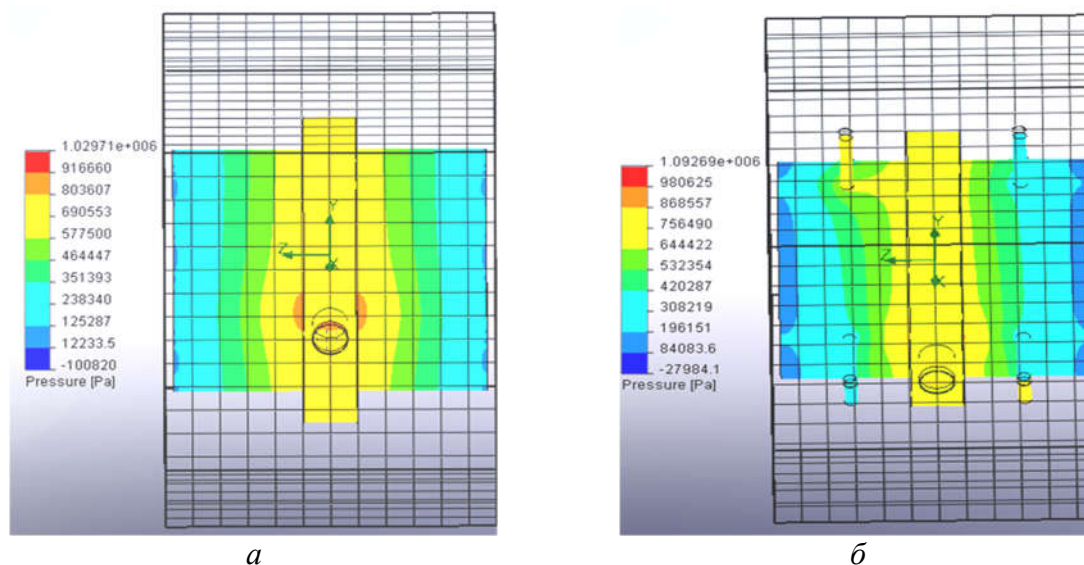


Рис. 3. Діаграми розподілу тиску в гідроопорах:

а – базова гідроопора; *б* – подача додаткового об'єму масла в перемички гідроопори

З отриманих діаграм видно, що форми епюри тиску, в цілому, відповідають схемам, що представлені на рис 1. При цьому, з епюри розподілу тиску звичайної опори (рис. 3, *а*) на поверхні гідростатичного підшипника видно, що його значення не перевищують середніх позначок, і в зоні кармана ГСП становлять 0,069 МПа, а на краях підшипника знижуються до 0,012 МПа.

При виконанні гідростатичного підшипника з додатковою подачею масла в перемички (рис. 3, *б*), яскраво видно стовпчики тиску від подачі робочої рідини в додаткові отвори. Епюра розподілу тиску на поверхні ГСП показує, що в зонах перекошу відбувається підвищення тиску до 0,055 МПа, а зони середніх тисків розширюються забезпечуючи збільшення несучого шару. З епюр розподілу тиску в модернізованих гідростатичних підшипниках видно, що стабілізація вала відбувається коли тиск сягає максимальних

значень, а розподіл зони високого та середнього тиску переміщується в точки найбільших навантажень на вал. Таким чином, на відміну від базової гідроопори (рис. 3, а), у модернізованому ГСП (рис. 3, б) відбувається, швидка стабілізація положення вала в опорі, за рахунок стрімкішого наростання тиску в кармані й на перемичках, збільшуються швидкості руху масла в зонах навантаження, відбувається миттєва компенсація нестачі масляного шару. Тобто зона активного впливу масляного шару розширюється і відповідно збільшується несуча здатність гідростатичного підшипника.

Існує різноманіття конструкцій для створення імпульсних струменів. Усі існуючі пристрої можна розділити на пристрої, що виштовхують струмінь тиском, кумулятивні пристрої, пристрої розподільчого типу (золотникові та клапанні), гідроударні підвишувачі тиску.

Висновки. На основі вищезазначеного можна стверджувати, що розробка математичних моделей струменевого впливу на вал гідростатичного підшипника, що адекватно відображають технологічні процеси, є важливим та актуальним завданням, вирішення якого дозволить отримати нові знання щодо протікання цих процесів з можливістю їхнього керування. Також важливим результатом проведеного комп'ютерного моделювання є перевірка розроблених моделей та методів, що дозволяє оцінити адекватність проектних рішень, встановити критерії використання виробу і перевірити надійність та ефективність методів, та переконатися у достовірності отриманих результатів.

Також результатами даного дослідження є розширене вивчення особливостей витікання мінеральної олії (основної робочої рідини для гідроприводів) через круглі отвори малого діаметра, уточнення відомих даних щодо режимів протікання рідини в зоні контакту вала з перемичкам гідроопори. Встановлено, що при модернізації ГСП, змінюється форма епюри тиску в підшипнику, і на ній з'являються стовпчики тиску від подачі рідини в додаткові отвори. В результаті цього збільшується швидкості руху рідини в зонах навантаження, і відповідно несуча здатність гідростатичного підшипника

Не менш важливим результатом наукової роботи є визначення технічних параметрів для складання пакетів прикладних програм, в яких практично реалізуються розроблені моделі та методи для вирішення поставлених теоретичних та прикладних завдань.

Список використаних джерел

1. Федориненко Д.Ю. Шпindelні гідростатичні підшипники : монографія / Д. Ю. Федориненко, С. П. Сапон. – Чернігів : ЧНТУ, 2016. – 403 с.
2. Белятинський А. О. Новітні гідроструменеві технології для ремонтних робіт на автошляхах : монографія / А. О. Белятинський, В. М. Бадах, В. М. Першаков ; за ред. д.т.н., проф. В. М. Першакова. – К. : ТОВ «НВФ «Славутич-Дельфін», 2017. – 100 с.
3. Блюсс Б. О. Динаміка вихрових структур в напірних течіях гідросумішей при переробці мінеральної сировини / Б. О. Блюсс, П. В. Лук'янов, С. В. Дзюба // Геотехнічна механіка. – 2018. – № 141. – С. 86-98.
4. Ялина О. О. Дослідження режимів роботи імпульсного гідравлічного приводу робочих органів сільськогосподарських машин / О. О. Ялина // Вісник Хмельницького національного університету. – 2022. – № 3 (309). – С. 111-114.
5. Гідропривідний керуючий пристрій імпульсного зрешувального апарату / А. А. Задорожна, О. І. Павлюк, Г. С. Ратушняк, І. В. Коц // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 1(61). – С. 82-84.
6. Сахно Є. Ю. Визначення основних параметрів модернізованого гідростатичного підшипника з урахуванням зміщення вала під навантаженням / Є. Ю. Сахно // Технічні науки та технології. – 2022. – № 1(27). – С. 7-15.

References

1. Fedorinenko, D.Y., Sapon, S.P. (2015). *Shpyndelni gidrostatychni pidshypnyky [Spindle hydrostatic bearings]*. Chernihiv. Nats. Technol. Un-t.
2. Belyatinsky, A.O., Badakh, V.M., Pershakov, V.M. (2017). *Novitni hidrostrumenevi tekhnolohii dlia remontnykh robit na avtoshliakhakh [The latest hydrojet technologies for repair work on highways]*. NVF Slavutych-Delfin LLC.

3. Blyuss, B.O. Lukyanov, P.V. Dzyuba, S.V. (2018). Dynamika vykhrovykh struktur v napirnykh techiakh hidrosumishei pry pererobtsi mineralnoi syrovyny [Dynamics of vortex structures in pressure flows of aqueous mixtures during processing of mineral raw materials]. *Heotekhnichna mekhanika – Geotechnical Mechanics*, 141, 86-98.

4. Yalyna, O.O. (2022). Doslidzhennia rezhymiv roboty impulsnoho hidravlichnoho pryvodu robochykh orhaniv silskohospodarskykh mashyn [Study of the modes of operation of the impulse hydraulic drive of working bodies of agricultural machines]. *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu- Bulletin of the Khmelnytskyi National University*, 3(309), 111-114.

5. Zadorozhna, A.A. Pavlyuk, O.I. Ratushniak, H.S. Kots, I.V. (2011). Hidropryvidnyi keruiuchy prystrii impulsnoho zroshuvannia aparatu [Hydraulic control device of pulse irrigation device]. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh – Vibrations in engineering and technologies*, 1(61), 82-84.

6. Sakhno, E.Y. (2022). Vyznachennia osnovnykh parametriv modernizovanoho hidrostatchnoho pidshypnyka z urakhuvanniam zmishchennia vala pid navantazhenniam [Determination of the main parameters of the modernized hydrostatic bearing taking into account the displacement of the shaft under load]. *Tekhnichni nauky ta tekhnolohii – Technical sciences and technologies*, 1(27), 7-15.

Отримано 23.02.2023

UDC 621.92

Yevgeniy Sakhno

Doctor of Technical Sciences, 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>

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

USE OF JET TECHNOLOGIES FOR FORCE ACTION ON THE SHAFT OF A HYDROSTATIC BEARING

One of the directions of modernization of the power supply system for hydrostatic bearings is automatic adjustment of stiffness and their load-bearing capacity. Therefore, the paper solves the problem of rapid, targeted force action on load changes in hydrostatic resistances of technological equipment to compensate for loads occurring during the manufacturing process of the part.

To solve these tasks, it is recommended to use high-and ultra-high-pressure jet technologies, which are widely used in various industries. To do this, it is necessary to choose the optimal operating modes from the energy and consumption points of view, and select the working fluid parameters individually. Well-known studies show that the performance of jet technologies increases rapidly with increasing pressure of working fluids, so it is advisable to use high-and ultra-high-pressure liquid jets. However, obtaining stationary jets with such parameters is associated with great technical difficulties.

Analysis of research and publications in the field of modernization of hydrostatic bearings based on jet technologies 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 purpose of this work is to develop theoretical approaches and practical recommendations for the use of jet technologies for force action on the shaft of a hydrostatic bearing to compensate for the radial displacement of the shaft under load, reduce shock loads and wear of the support surfaces of the conjugated parts of the hydrostatic unit.

The performed studies made it possible to obtain pressure plots in the upgraded hydrostatic bearing based on jet liquid supply technologies to the hydraulic unit. Computer modeling of the formation of pressure fields in a conventional and upgraded hydrostatic bearing was also performed.

Keywords: hydrostatic bearing; shaft; stream of liquid.

Fig.: 3. References: 6.