

**Євгеній Юрійович Сахно**

доктор технічних наук, професор кафедри геодезії, картографії та землеустрою

Національний університет «Чернігівська політехніка» (Чернігів, Україна)

E-mail: [evsakhno@ukr.net](mailto:evsakhno@ukr.net). ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9789-7242>. SCOPUS ID: 57190493489**ПРОЄКТУВАННЯ ТА ДРУК 3D-МОДЕЛІ ВТУЛКИ  
ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА**

У науковій роботі розглянуто питання технології проектування та друку модернізованого гідростатичного підшипника. Підшипник виконано у вигляді гідростатичної втулки з отворами в перемичках, куди подається додаткова кількість робочої рідини для стабілізації положення шпинделя в опорі. Проведено розрахунок основних параметрів гідростатичного підшипника і на його основі в програмному комплексі Bambu Studio розроблена 3D-модель опори, яка конвертована у STL формат і надрукована на принтері Bambu Lab X1 Carbon Combo в масштабі один до одного. Отримана модель дозволяє наочно виявити недоліки та похибки гідростатичного підшипника, та після їх усунення підготувати виріб до промислового виробництва.

**Ключові слова:** гідростатичний підшипник; шпиндель; 3D-модель; друк.

Рис.: 4. Табл.: 3. Бібл.: 21.

**Актуальність теми.** У ході виконання проектних робіт інженер-машинобудівник стикається з низкою завдань, пов'язаних із гарантуванням міцності, надійності та необхідної довговічності машин та механізмів при одночасному зменшенні їхніх габаритів і металоємності [1; 2]. Ці питання особливо важливі під час розробки систем приводу для верстатів, напрямних та тягових пристроїв, оскільки їхня продуктивність та розмір можуть суттєво впливати на загальну продуктивність технологічного обладнання. Також у зв'язку з підвищенням швидкостей різання при металообробці неперервно підвищуються частоти обертання шпиндельних вузлів й одночасно з цим збільшуються шкідливі вібрації верстатів. Вібрації знижують якість обробки деталей, точність самого верстата та довговічність його експлуатації. Значною мірою зниження вібрацій відбувається за рахунок використання гідростатичних опор шпиндельного вузла [3].

**Постановка проблеми.** Загальновідомо, що у сучасному машинобудуванні однією з найважливіших завдань є проектування точних машин, здатних виготовляти високоточні деталі. Вузлом, який безпосередньо впливає на точність обробки, є шпиндельний вузол і тип опор, на яких він кріпиться. Особливе місце в верстатобудуванні посідають гідростатичні підшипники ковзання, які мають високу жорсткість. Однак, порівняно з гідродинамічними опорами, гідростатичні мають більш складну конструкцію, тому їх виробництво значно дорожче, а також вимагає більшої потужності. Тому розробка сучасної технології проектування та виготовлення гідростатичних підшипників (ГСП) є досить актуальним завданням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Робота [4] присвячена аналізу сучасних матеріалів, конструкції та технологій змащування підшипників ковзання, які є важливим елементом машинобудування та знаходять застосування в різноманітному промисловому обладнанні, такому як турбіни, насоси, генератори та компресори. У статті [5] розглянуті недоліки роботи високонавантажених упорних підшипників ковзання з механічними системами врівноваження. Сформульовані вимоги до конструкції упорних підшипників ковзання, що відповідають сучасному рівню розвитку гідравлічного обладнання, Робота [6] спрямована на вдосконаленню теорії та практики розробки методів адаптивного керування тиском у кишнях гідростатичних опор шпинделя важкого токарного верстата і зусилля натягу привода позиціонування останнього. Виявлено, що впровадження режимів рідинного тертя в інтенсивно навантажених вузлах має значну актуальність для важких верстатів підвищеної точності з числовим програмним керуванням. У роботі [7] представлено про-

граму проведення експериментальних досліджень поведінки валу встановленого на гідростатичні підшипники для найскладніших умов роботи обладнання. Наведено переваги та недоліки гідростатичних підшипників у порівнянні з іншими видами опор ковзання, а також у порівнянні з відомими конструкціями підшипників кочення. Предметом дослідження статті [8] є ефективність роторів потужних турбін та їх пожежна безпека. Поліпшення цих показників можливо шляхом заміни мастильних систем на екологічно адаптивні мастильні матеріали (ЕАММ), зокрема воду або водні розчини. Основним недоліком використання води та інших малов'язких водних розчинів для роботи підшипників ковзання є відсутність гідродинамічного ефекту при низьких швидкостях ротора при пуску і зупинці турбіни. У роботі [9] дослідження спрямовані на підвищення ефективності, довговічності та стійкості до зношування підшипників ковзання. Показано, що важливу роль відіграють числові методи аналізу, такі як метод кінцевих елементів (МКЕ), що дозволяє моделювати їхню поведінку під дією навантажень та температур. У роботі [10] здійснено аналітичне інженерне дослідження можливості застосування 3D-друку для виготовлення гідравлічних компонентів з метою вирішення проблем, пов'язаних із вагою, габаритами та складністю, притаманними традиційним гідравлічним елементам. Метою дослідження є обґрунтування доцільності використання 3D-друку для спрощення конструкції гідравлічного пристрою та підвищення його ефективності. У роботах [11; 12] представлено теоретичний аналіз та експериментальні випробування підшипників ковзання з похилими опорними колодками та підшипників ковзання, змащених водою, з використанням невеликої кількості вторинного мастильного середовища. У роботах [13-15] представлено огляд характеристик тертя та зношування підшипників ковзання, порівняльні залежності теоретичних та експериментальних досліджень збалансованих та незбалансованих роторів, що підтримуються підшипниками ковзання, що змащуються маслом та водою. У роботах [16-17] показано, що гідростатичні підшипники привернуть значну увагу проєктувальників в найближчі роки завдяки їх широкому використанню в інженерних розробках, таких як шпинделі високошвидкісних верстатів, швидкохідні машини та прецизійні шліфувальні інструменти. Також розглядаються загальні процеси проєктування та оптимізації геометрії гідростатичних підшипників великого розміру, включаючи гідравлічну систему та систему адаптивного управління.

**Виділення недосліджених частин загальної проблеми.** Слід зазначити, що проєктування та виготовлення гідростатичних підшипників для шпинделів металорізальних верстатів є досить трудомісткою задачею. І основними проблемами, що виникають при її вирішенні, є забезпечення точності та якості спроектованого виробу з одночасним зменшенням часу на проведення технологічних операцій та підвищенням енергоефективності виробництва, що є досить проблематичним процесом з використанням традиційних методів виробництва. При цьому тип опори шпинделя визначає форму корпусу підшипника, яку вибирають зважаючи на вимоги точності обробки та швидкості привода, які своєю чергою визначаються параметром швидкості ( $d \times n$ ), де  $d$  – діаметр отвору підшипника в міліметрах, а  $n$  – швидкість шпинделя в обертах за хвилину ( $\text{хв}^{-1}$ ). Тому в роботі пропонується опрацювати сучасну технологію проєктування та виготовлення втулки гідростатичного підшипника шляхом створення 3D-моделі ГСП з наступним друком на принтері його твердотілого зразка, що дає можливість підготувати нову конструкцію до промислового виробництва.

**Мета статті.** Метою цієї роботи є розробка теоретичних підходів та практичних рекомендацій щодо проєктування модернізованого гідростатичного підшипника, який виконано у вигляді втулки з додатковими отворами в перемичках гідроопори. Також ставиться задача створення та друку 3D-моделі втулки гідростатичного підшипника, що стане основою технології її промислового виробництва.

**Результати досліджень.** Загальновідомо, що гідростатичні підшипники застосовуються в шпindelних вузлах тих верстатів, де підшипники кочення не можуть забезпечити необхідну точність обертання. З таблиці 2 [3] видно, що гідростатичні опори забезпечують більш високу точність обробки. Вони можуть бути швидшими, ніж підшипники кочення з такими ж розмірами. Особливістю гідростатичних підшипників є практично повна відсутність зношення, здатність працювати з високими навантаженнями і демпфувальною здатністю, відсутність контакту металу при запуску шпинделя. Ці характеристики шпindelних вузлів з гідростатичними опорами зумовили їх застосування у важких високоточних токарних верстатах.

Слід зазначити, що у процесі аналізу точності позиціонування шпindelного вузла, встановленого на гідростатичні опори, необхідно звести величину залишкового дисбалансу до мінімуму  $\Delta D \rightarrow \min$ . При цьому  $\Delta D$  залежить від величини  $e$ , що визначає різницю між дійсною і геометричною віссю ротора. Для цього необхідно встановити співвідношення між основними і другорядними зв'язками, що визначають похибки при обертанні шпindelного вузла на гідростатичних підшипниках. Нерідко сумарний вплив другорядних зв'язків буває значним; і саме він визначає динаміку системи й необхідність усунування похибок зрівноважування незалежно від походження дисбалансу (технологічний, експлуатаційний, конструктивний та ін.). Гідростатичні підшипники, що працюють в умовах рідинного тертя без зносу, дозволяють компенсувати похибки форми шийок шпинделя і підвищують точність виготовлення деталей, у тому числі неврівноважених.

Таблиця 1 – Основні показники опор ковзання шпindelних вузлів

Тип опор	Потужність холостого ходу, кВт	Радіальне та осьове биття, мкм	Шорсткість обробленої поверхні, Ra, мкм	Некруглість обробленого зразка, мкм	Швидкісний параметр, dn, мм/хв
Гідростатичні	4,5	0,05	0,08	0,2	$(0...15) \cdot 10^5$
Гідродинамічні	3,5	0,5	0,16	0,5	$(1...10) \cdot 10^5$
З повітряним мастилом	1,9	0,05	0,04	0,5	$(5...40) \cdot 10^5$

Гідростатичний підшипник складається з гідростатичної втулки з несущими кишнями [18; 19], дроселів, що забезпечують надходження мастила в несучі кишні, фільтрів очищення рідини і насосної установки. Конструктивний пристрій шпindelного вузла для сприйняття радіальних і осьових сил різання показано на рис. 1, а. Шпindel 1 з'єднаний з гідростатичною втулкою 6, що встановлена в корпусі 9 металорізального верстата, у результаті чого навколо шпинделя утворюється робочий зазор  $\delta$ , який показано на рис. 1, б. Від насоса (на рисунку не показано) мастило подається в дугову проточку 8, а з неї через канал 7 потрапляє в кишню радіального підшипника; аналогічно рідина потрапляє і в інші кишні. Далі мастило виходить з кишень через навколишню проточку в усіх напрямках, утворюючи несущий масляний шар навколо шпинделя. Втулки 6 і 11 являють собою опорні поверхні упорних гідростатичних підшипників. Регулювання осьових зазорів здійснюється гайкою 4 і компенсаційним кільцем 13. Живлення робочою рідиною упорних гідростатичних підшипників здійснюється з кишень радіального підшипника шляхом подачі її через кільцеві щілини в проточки 5 і 10. Шпindelний вузол має кришку 2, що разом з канавками на втулці 11 запобігає витікання робочої рідини назовні верстата. Відвід рідини в картер верстата здійснюється через канал 12.

Під дією сили  $F$  шпindel займає ексцентричне положення відносно гідростатичної втулки (рис. 1, б). У результаті виникає різниця у величинах робочих зазорів  $\delta$ , через які витікає робоча рідина, що веде до зміни гідравлічного опору на виході з щілини. Цим досягається (при наявності гідравлічного опору дроселів на вході) зміна тисків у кожній кишні; результуюча тисків у кишнях сприймає зовнішнє навантаження і утримує вал у зваженому

стані. При обертанні шпинделя в гідростатичних опорах спостерігається напівшвидкісний вихор; вісь шпинделя обертається навколо осі з кутовою швидкістю  $\omega/2$ ,  $\omega = 2\pi n$ . Несиметричність зазору синхронно змінюється (зі зміною положення шпинделя), при цьому умови витікання мастила з кожної кишені безперервно змінюються, унаслідок чого, безперервно змінюється тиск у кишнях. Так при дії сили  $F$  (див. рис. 1, б), тиск  $p_3$  в кишні 3 збільшується, а в кишні 2 тиск  $p_2$  зменшується, у кишнях 1 і 4 тиски  $p_1$  і  $p_4$  приблизно однакові. Якщо при обертанні шпинделя вектор відцентрової сили шпинделя змінює напрям, наприклад на  $90^\circ$ ; більш навантаженою стає кишня 1, а менш навантаженою кишня 4, тиск у кишнях 2 і 3 врівноважується.

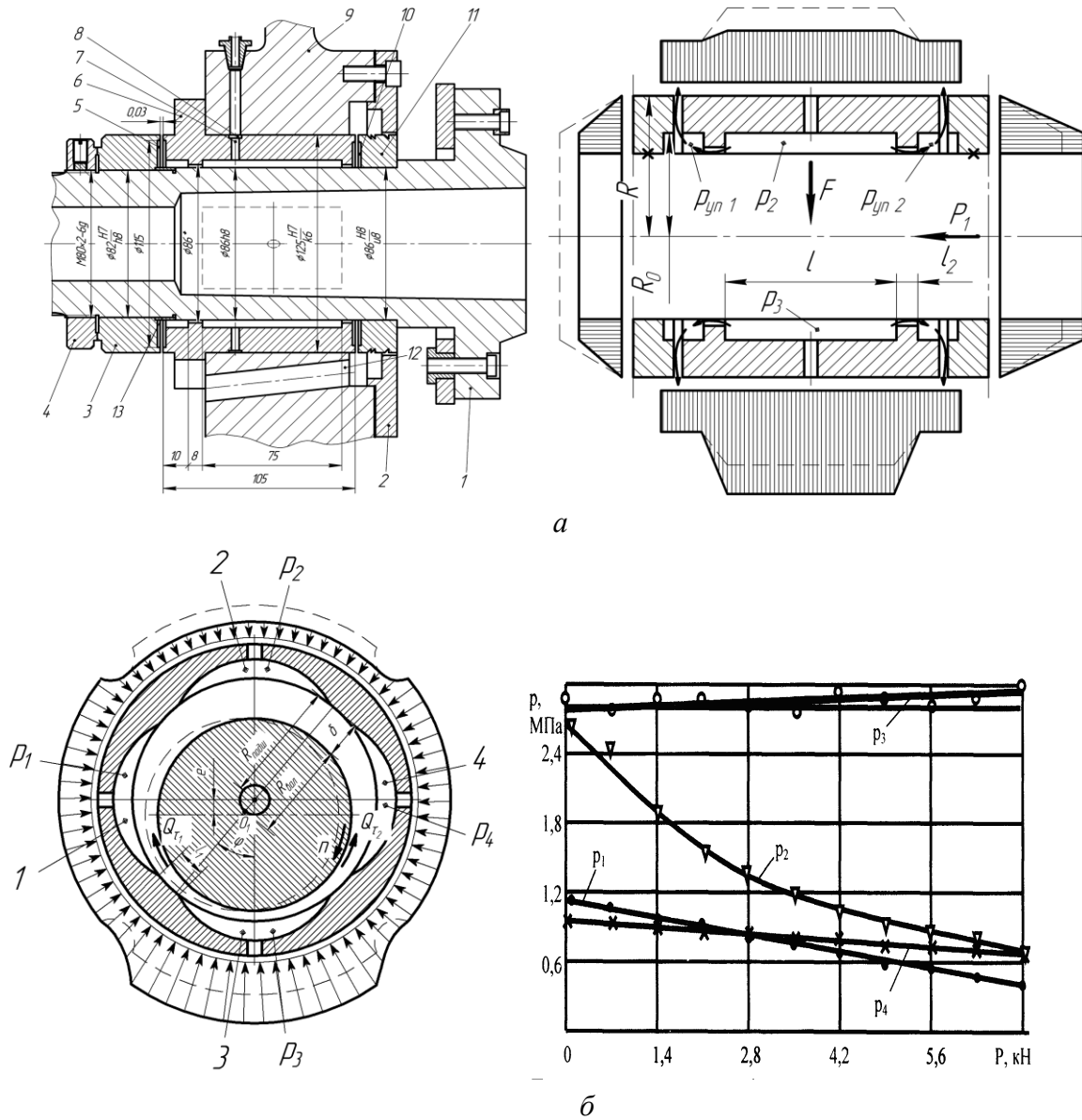


Рис. 1. Схема гідростатичного підшипника з чотирма несучими кишнями: а – конструкція ГСП та сили і тиск у гідростатичній опорі; б – тиск у кишнях та експериментальна залежність зміни тисків при дії навантаження на шпиндель силою  $P$

Отже, центрування шпинделя в опорі може відбуватися за рахунок зміщення осі вала при зміні тиску в кишнях. Витрата рідини в більш навантаженій кишні радіального підшипника змінюється несуттєво, оскільки тиску в шарі мастила (у режимі  $Q = const$ )

внаслідок джерела живлення рідини зростає мало, особливо при використанні малов'язких мастил. Жорсткість шару мастила  $j$  у радіальному і в осьовому напрямках дії навантаження прямо пропорційно залежить від тиску насоса  $P_n$  і ефективної площі кишені  $A_{e\phi}$  і тим вище, чим менше діаметральний зазор  $\Delta = 2\delta$ , або  $h_0$  між шпинделем і втулкою. Радіальна жорсткість підшипника буде:

$$j = \frac{3 \cdot A_{e\phi} \cdot P_n}{\Delta}, \quad (1)$$

де  $A_{e\phi} = D \cdot \sin\left(\frac{\varphi_K}{2}\right) \cdot (l + l_n)$ ,  $D$  – діаметр шпинделя,  $l$  – довжина кишені,  $l_n$  – довжина осьової перемички,  $\varphi_K$  – кут кишені.

Осьова жорсткість буде:

$$j = 1,5 \cdot \frac{A_{e\phi} \cdot P_n}{h_0}. \quad (2)$$

Радіальна жорсткість  $j$  зі збільшенням відносного ексцентриситету  $\varepsilon = \frac{2 \cdot e}{\Delta}$  знижується, а при обертанні шпинделя трохи підвищується. Величина радіального зазору між валом і підшипником  $e = \frac{\Delta}{2}$  залежить від положення центра мас валу  $O_1$  (див. рис. 1, б), що у свою чергу залежить від часу  $t$  і величини початкового зазору  $e_0$ , а також від значення кута  $\varphi$ , який визначає положення місця поточного зазору  $\delta$ , тобто:

$$e = f(\theta, \rho, \varphi, t, e_0). \quad (3)$$

Для визначення аналітичного вираження, що визначає залежність (3), прийmemo початковий кут між напрямком навантаження і положенням шпинделя  $\varphi_0 = const$ , при  $e_0 = const$ . Для визначення більш точного значення величини  $e$  скористаємося залежністю, що отримана в роботі [20; 21]:

$$e = R_{нид} - \rho \cdot \cos(\varphi - \theta) - \sqrt{R_{вал}^2 - \rho^2 \cdot \sin^2(\varphi - \theta)}, \quad (4)$$

де  $\varphi$  і  $\theta$  – кути між напрямком прикладання навантаження і положенням шпинделя при зазорах  $e$  і  $e_0$  відповідно.

Змінюючи числові параметри  $\rho$ ,  $\varphi$ ,  $\theta$  у правій частині виразу (4), видно, що зміна робочого зазору при обертанні шпинделя відбувається за періодичним законом.

Використання гідростатичних підшипників дозволяє одержати високий клас шорсткості оброблюваного на верстаті виробу. Використання гідростатичних опор, які мають високу демпфуючу здатність, значно підвищує вібростійкість верстата і, його продуктивність. Для прикладу проведемо розрахунок опори шпинделя яка являє собою гідростатичний підшипник. Вихідні дані такі: діаметр шийки шпинделя  $D=80$  мм, частота обертання шпинделя за хвилину  $n = 5000$ , мастило марки ISO VG 32, опора повинна забезпечувати жорсткість  $j = 40$  кг/мкм. Як конструктивне оформлення візьмемо опору з конструктивними розмірами:  $D = 80$  мм;  $b = 4$  мм;  $z = 4$ ;  $L = 80$  мм;  $k = 8$  мм;  $\varphi_k = 72^\circ$ ;  $l_0 = 64$  мм;  $h = 1,6$  мм;  $\Delta = 0,055$  мм;  $l_1 = 8$  мм;  $O_d = 1,32$  мм;  $d_e = 0,764$  мм. Для перевірки правильності вибору основних конструктивних параметрів підшипника виконуємо перевірочний розрахунок. Розрахунок зводиться до визначення його жорсткості, несучої здатності, розмірів дросельних капілярів, витрати масла і втрат на тертя. Для розрахунку прийmemo, що робоча температура мастила буде дорівнює  $t = 30^\circ\text{C}$ , при якій його в'язкість становить  $\mu = 9,8$  спз. У результаті розрахунку отримаємо значення описаних параметрів, які наведено в табл. 2.

Для проєктування нової конструкції ГСП розглянемо шпindelь на гiдростатичних опорах як об'єкт регулювання. Входом об'єкта регулювання обертового ротора варто вважати його дисбаланс  $D$ , а виходом - вібрації ротора  $Y$ . Між входом і виходом існує зв'язок:

$$Y=L(D), \quad (5)$$

де  $L$  - оператор, що встановлює цей зв'язок і залежить від безлічі факторів (конструкція і матеріал ротора; технологія виготовлення, експлуатаційні характеристики і т. ін.).

Для одержання мінімального значення вібрацій  $Y_{min}$  параметри ГСП обирають таким чином, щоб забезпечити вимоги екстремального регулювання, що полягає в пошуку таких значень параметрів  $x_1 = x^*_1; x_2 = x^*_2; x_n = x^*_n$ , які зводили б до мінімуму деяку функцію якості  $Q(x_1, x_2, \dots, x_n)$  цих параметрів:

$$Q_{min} = Q(x^*_1, x^*_2, \dots, x^*_n) \leq Q(x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (6)$$

Таблиця 2 – Результати розрахунку параметрів ГСП

№ п/п	Параметр	Розрахункова формула	Отриманий результат
1	Ефективна площа кишені	$F = D \cdot \sin \frac{\phi_k}{2} \cdot (l_0 + l_1)$	3385,64 мм <sup>2</sup>
2	Коефіцієнт	$k = \frac{2 \cdot \sin \frac{\phi_k}{2}}{\phi_k}$	0,985
3	Жорсткість підшипника	$j = \frac{3 \cdot F \cdot p_H \cdot k}{\Delta}$	423200 Н/мм
4	Відносний ексцентриситет	$\varepsilon = \frac{2 \cdot e}{\Delta}$	0,36
5	Несуча здатність	$P = F \cdot p_H \cdot \left[ \frac{1}{1 + (1 - \varepsilon \cdot k)^3} - \frac{1}{1 + (1 + \varepsilon \cdot k)^3} \right]$	4207,73 Н
6	Величина, що враховує конструктивні розміри	$C_L = \frac{l_0 + l_1}{R \cdot \phi_k}$	1,43
7	Витрати рідини	$Q = 2.15 \cdot 10^5 \cdot \frac{p_H \cdot \Delta^3 \cdot D \cdot \phi_k \cdot (1 + C_L)}{\mu \cdot l_1}$	1,72 · 10 <sup>-5</sup> м <sup>3</sup> /с
8	Довжина каналу дроселя	$\frac{l_d}{d_e^4} = \frac{2.35 \cdot l_1}{\Delta^3 \cdot D \cdot \phi_k \cdot (1 + C_L)}$	157,59 мм
9	Витрати на тертя в мастильних кишенях підшипника	$N_k = 0.136 \cdot 10^{-15} \cdot \frac{\mu \cdot n^2 \cdot R_1^2 \cdot R^2 \cdot l_0 \cdot z \cdot \phi_k}{(R_1^2 + R^2) \cdot 360}$	0,00164 кВт
10	Витрати на тертя на тангенціальних перемичках	$N_T = 0.17 \cdot 10^{-16} \cdot \frac{\mu \cdot l_0 \cdot D^3 \cdot n^2 \cdot \phi_T}{\Delta \cdot 360}$	0,609 кВт
11	Витрати на тертя на аксіальних перемичках	$N_0 = 0.34 \cdot 10^{-16} \cdot \mu \cdot l_1 \cdot D^3 \cdot \frac{n^2 \cdot \phi_0}{\Delta \cdot 360}$	0,385 кВт
12	Витрати на тертя в підшипнику	$N_n = N_k + N_T + N_0$	0,995 кВт
13	Втрати потужності для прокачки мастила	$N_Q = \frac{Q \cdot p_H}{612}$	0,042 кВт

При  $Q=Q_{min}$  система вважається врівноваженою. В окремому випадку функцію якості шпindelьного вузла на гiдростатичних опорах можна визначити як суму амплітуд вібрацій його опор, тобто:

$$Q = \sum_{i=1}^m y_i, \quad (7)$$

де  $y_i$  – розмах коливань на  $i$ -й опорі;  $m$ - кількість амплітуд.

З виразу (7) видно, що функція  $Q$  досягає свого мінімуму при найменшому значенні амплітуд у вібрацій і навпаки. Очевидно, що при збалансованому роторі функція якості повинна дорівнювати нулю  $Q = 0$ . Пружна лінія шпинделя, одержана експериментально, відображена на рис. 2, а.

На рис. 2, б показана припустима область  $X_D$  розсіювання положення центру шпинделя, у межах якої знаходиться область працездатності шпинделя  $X_P$  у просторі параметрів управління  $x_1$  та  $y_2$ . Як цільова функція запропонованого методу розглядається критерій максимуму мінімальної сторони квадрата  $X_e$ , що вписується в область  $X_P$ .

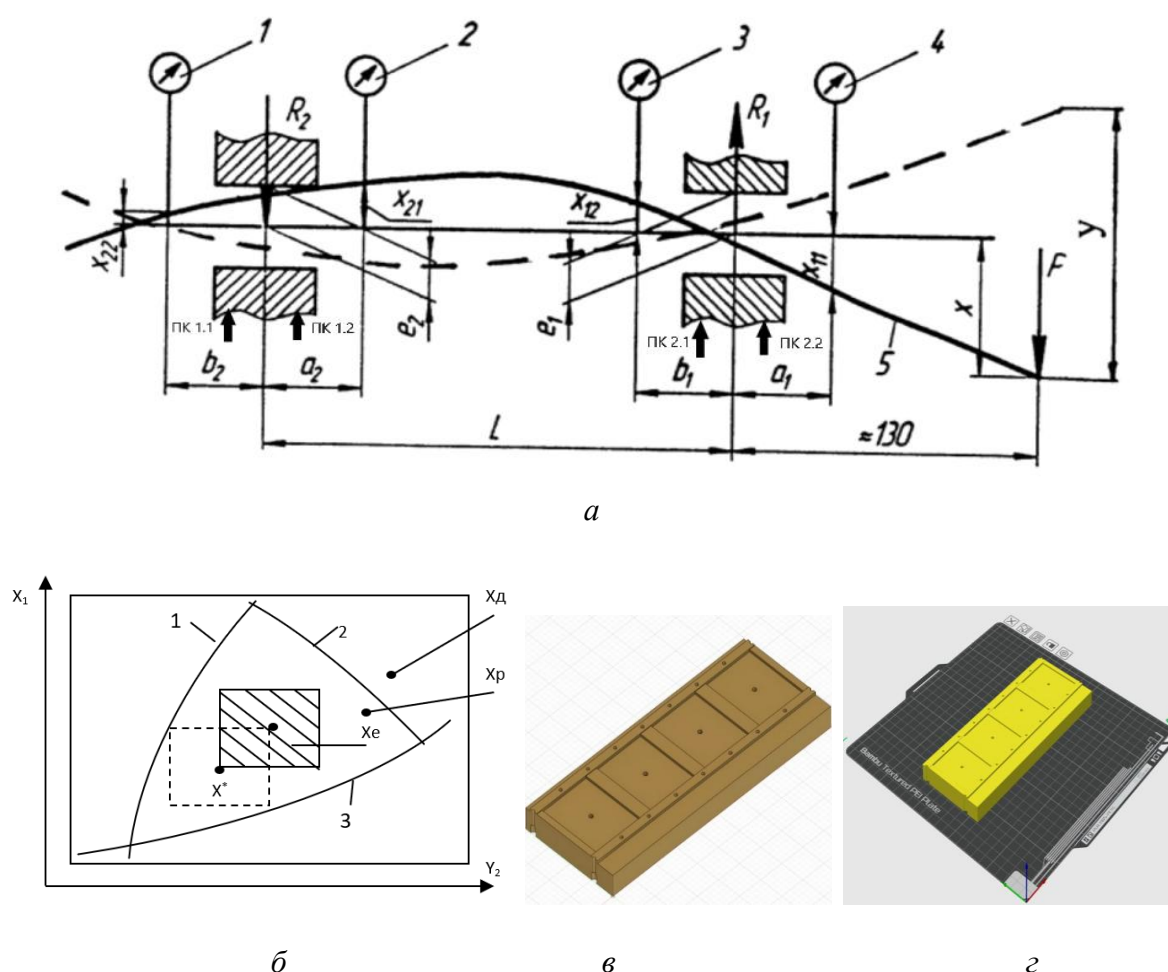


Рис. 2. До питання центрування шпинделя:

а – зміщення у різних місцях по довжині шпинделя  $x, x_{11}, x_{12}, x_{21}, x_{22}$ : 1, 2, 3, 4 – індикатори; б – припустима область розсіювання центру шпинделя; в, г – розгортка робочої поверхні модернізованої гідростатичної втулки в CAD середовищі Autodesk Fusion та в системі Bambu Studio

Якщо  $2\delta_i$  – двосторонній допуск на параметр, що управляється  $x$  або  $y$ , то критерій ефективності буде:

$$\max \min \left( \frac{\delta_i}{x_i} \right); \quad \max \min \left( \frac{\delta_i}{y_i} \right). \quad (8)$$

Як початковий центр квадрата приймається точка  $X^*$ , яка знайдена на першому етапі параметричної оптимізації. При торканні однієї з вершин квадрату поверхонь обмежень 1, 2 або 3, положення центру змінюється, сторони ростуть, а квадрат відсувається від границь усередину області обмеження  $X_p$ . У межах цього методу залишається, однак, невирішеним механізм управління пересуванням шпинделя по осям  $x_1$  та  $y_2$ .

З рис. 2, а видно, що для ефективною компенсації зміщення шпинделя під навантаженням необхідно обрати в кожній з його опор дві площини корекції, на рис. 2, а вони позначені як ПК1.1, ПК1.2 та ПК2.1, ПК2.2. При цьому обрані площини корекції слід розташувати безпосередньо на перемичках ГСП у місцях можливого металевих контакту вала з підшипником. Таке конструктивне рішення запропоновано автором у роботі [13], суть якого полягає в подачі додаткового обсягу робочої рідини в отвори, що виконані безпосередньо в перемичках підшипника. На рис. 2, в, г показано 3D-модель розгортки робочої поверхні гідростатичного підшипника, що є основою для проектування нової конструкції ГСП у вигляді втулки з кишнями та додатковими отворами в перемичках підшипника. На першому етапі проектування кількість додаткових отворів та їх діаметр можливо взяти з конструктивних вимог проектування та геометричних параметрів шпиндельного вузла. Причому кількість отворів у площинах корекції ПК1.1, ПК1.2 та ПК2.1, ПК2.2 може бути різною (табл. 3), залежно від напрямку та величини зміщення ротора під навантаженням.

Таблиця 3. Рекомендована кількість отворів у перемичках гідроопори

№ п/п	Парна кількість отворів	Непарна кількість отворів	Площини корекції (рис. 2, а)
1	4×4	6×4; 6×5	ПК1.1, ПК1.2 та ПК2.1, ПК2.2
2	6×6	7×4; 7×5; 7×6	
3	8×8	8×5; 8×6; 8×7	
4	10×10	10×6; 10×7; 10×8; 10×9	

Сучасний 3D-друк, є передовою технологією, в якій обрані тривимірні об'єкти створюються шарами з різних матеріалів на основі розроблених раніше цифрових моделей. Нова технологія інтегрована з програмним забезпеченням автоматизованого проектування та виробництва (CAD/CAM), що забезпечує мобільність, гнучкість та досить високу точність виробу. У сфері створення гідравлічних та пневматичних систем 3D-друк стає провідним інноваційним інструментом, якій дає можливість виготовляти складні гідравлічні елементи компоненти з високою точністю [10]. Надруковані на 3D-принтерах складові гідравлічних і пневматичних систем здатні оптимізувати елементи систем, покращити функціональність і запровадити інженерні рішення, що адаптовані до умов експлуатації виробу. Така синергія прецизійного машинобудування та новітнього дизайну визначає 3D-друк як одну з провідних технологій у сфері сучасних інженерних і наукових досліджень.

Традиційні системи гідравліки та пневматики, хоча і залишаються важливими компонентами багатьох інженерних рішень, мають певні недоліки, які обмежують їх ефективність у ряді завдань. Основні проблеми пов'язані із залежністю від жорстких, збірних компонентів, що створює обмеження у їхньому використанні та застосуванні. Звичайні гідравлічні або пневматичні пристрої здебільшого потребують складної технології складання через тісну взаємодію різних частин, що збільшує їхню вагу, розміри та загальну складність конструкції. Це також заважає їх впровадженню та впливає на можливості використання в сучасних портативних системах, де обмеження простору та ваги є основними факторами [10].

На основі виконаних розрахунків була розроблена конструкція гідростатичного підшипника у вигляді втулки з чотирма кишенями та додатковими отворами в перемичках підшипника, після чого було створено його модель у CAD середовищі Autodesk Fusion (рис. 3).

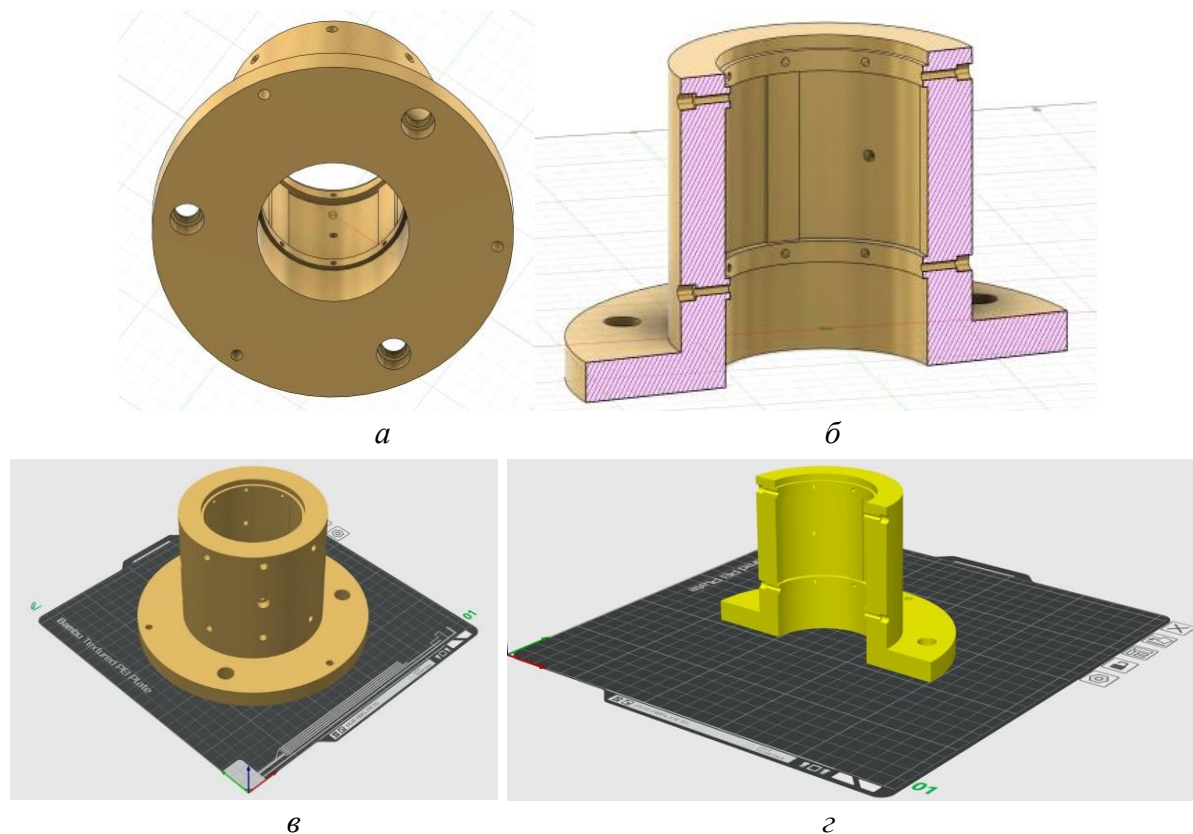
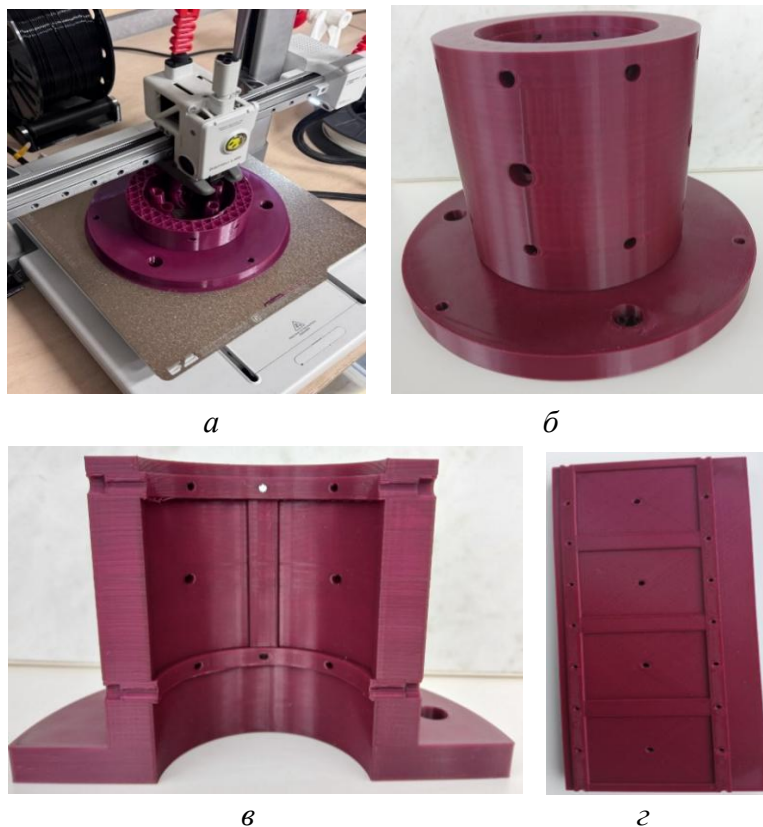


Рис. 3. Конструкція гідростатичного підшипника у вигляді втулки з чотирма кишенями та додатковими отворами в перемичках:  
а, б – втулка та її перетин в CAD середовищі Autodesk Fusion;  
в, г – втулка та її перетин в системі Vambu Studio

Розроблена CAD модель була конвертована в STL формат за допомогою програмного забезпечення Vambu Studio 2.4.070, і після цього підготовлена до 3D-друку на принтері Vambu Lab X1 Carbon Combo (PF001-P+SA001-US) з наступними характеристиками: діаметр нитки 1,75 мм, матеріал друку PETG, PVA, ABS, PC, PA, ASA, TPU, PLA, Glass Fiber Polymer, Carbon Fiber Polymer, PET, швидкість друку 500 мм/сек, товщина шару 0,02...0,4 мм, область побудови 256×256×256 мм, діаметр сопла 0,4 мм, кількість друкуючих головок -1. Після підготовки, в Vambu Studio автоматично створюється файл для обраного типу 3D-принтера, у якому G-Code поєднувався з етапами пошарової структури гідростатичної втулки. Після відправки створеного файлу в інформаційну систему керування на SLA-принтер було виконано пошаровий друк усіх елементів гідростатичного підшипника. Модель була оптимально зорієнтована на робочому столі 3D принтера, і до неї були додані допоміжні технологічні підтримуючі елементи, які після друку виробу були видалені. Надрукована втулка гідростатичного підшипника показана рис. 4.



*Рис 4. Результати 3D-друку гідростатичної втулки на принтері Bambu Lab X1 Carbon Combo: а – загальний вид принтера; б, в – втулка та її перетин; г – розгортка робочої поверхні*

**Висновки.** Виконані дослідження показали, що гідростатичні підшипники металорізальних верстатів забезпечують ряд переваг, основні з них наступні: працюють нормально як на високих, так і на низьких швидкостях валу, мають мінімальне тертя під час роботи, конструкція ГСП передбачає практично нескінченну довговічність, забезпечують високу точність та демпфуючу здатність, що значно покращує вібростійкість шпиндельного вузла, та створюється висока вантажопідйомність на будь-якій швидкості шпинделя. Представлено розрахунок опори шпинделя яка являє собою гідростатичний підшипник, а отримані результати дозволили створити 3D модель модернізованого гідростатичного підшипника у вигляді втулки з чотирма кишнями та додатковими отворами в перемичках для компенсації зміщення шпинделя під навантаженням в CAD середовищі Autodesk Fusion. Цю модель було інтегровано у STL формат і виконано її 3D-друку на принтері моделі Bambu Lab X1 Carbon Combo у масштабі один до одного. Виконані дослідження дозволили з'ясувати переваги та недоліки нової технології виготовлення гідравлічних систем. На основі виявлених зауважень щодо особливостей розробки та виготовлення гідравлічних елементів на основі SLA - технології можна зробити висновки, що дана технологія має досить швидкий виробничий цикл (час виготовлення гідравлічної втулки довжиною 118мм та двома діаметрами: більший - 190мм, менший - 115мм, і внутрішнім отвором діаметром - 80мм) склав 7,5 годин, а низька собівартість, робить цей метод дуже перспективним для виготовлення гідросистем, що дає можливість об'єднувати багато елементів в єдиний компактний дизайн систем. Більшість недоліків цього методу полягає в якості та точності отриманих робочих поверхонь, а більшу частину цих недоліків поверхні можна досить легко виправити за допомогою додаткової обробки виробу.

### Заява про використання генеративного ШІ та технологій на основі ШІ у процесі написання тексту статті

Під час написання цього матеріалу автор використовував ChatGPT (інструмент штучного інтелекту від OpenAI) – з метою логічного структурування окремих частин тексту та формулювання деяких речень у науковому стилі. Після використання цього інструменту автор переглянув та відредагував зміст за потреби і взяв на себе повну відповідальність за зміст публікації.

#### Список використаних джерел

1. Струтинський, В. Б., & Мельничук, П. П. (2002). *Математичне моделювання металофізичних процесів*. Житомир: ЖІТІ.
2. Новіков, Ф. В. (2013). *Теорія високоякісної обробки деталей машин*. Харків: ХНЕУ.
3. Федориненко, Д. Ю., & Сапон, С. П. (2016). *Шпindelні гідростатичні підшипники*. Чернівці: ЧНТУ. <http://ir.stu.cn.ua/handle/123456789/29534>.
4. Яйчук, О. О., & Поворотній, В. В. (2024). Конструкційні особливості та новітні технології підшипників ковзання в сучасній промисловості. *Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки*, 49(1), 127–139. <https://doi.org/10.31498/2225-6733.49.1.2024.321228>.
5. Марцинковський, В. С., Любченко, К. Ю., Прокопенко, А. О., & Лазаренко, А. Д. (2022). Упорні підшипники ковзання з самогенерованими гідростатичними опорами. *Проблеми машинобудування*, 25(2), 42–49. [https://journal-me.com/wp-content/uploads/2022/07/2022\\_2\\_4\\_ukr.pdf](https://journal-me.com/wp-content/uploads/2022/07/2022_2_4_ukr.pdf).
6. Ковальов, В. Д., Клименко, Г. П., Васильченко, Я. В., Шаповалов, М. В., & Коваленко, А. В. (2022). Система адаптивного керування тиском у кишнях гідростатичних опор шпindelного вузла і зусиллям натягу привода позиціонування шпindelя важкого токарного верстата. *Вісник НТУ «ХПИ»*, 2(6), 56–63. [https://doi.org/10.20998/2079-004X.2022.2\(6\).08](https://doi.org/10.20998/2079-004X.2022.2(6).08).
7. Назін, В. І. (2022). Аналіз роботи гідростатичного підшипника на перехідних режимах. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 4(182, спецвипуск 2), 62–67. <https://doi.org/10.32620/akt.2022.4sup2.09>.
8. Доценко, В. М., Ковеза, Ю. В., & Усик, В. В. (2022). Аналіз роботи опорних підшипників турбомашин на екологічно чистих рідинах. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 3(179), 37–42. <https://doi.org/10.32620/akt.2022.3.04>.
9. Яйчук, О. О., & Поворотній, В. В. (2025). Дослідження підшипників ковзання: конструкційні рішення та аналіз методом кінцевих елементів. У *International scientific and technical conference "Information Technologies in Metallurgy and Machine Building (ITMM 2025)"* (с. 115–118). <https://doi.org/10.34185/1991-7848.itmm.2025.01.019>.
10. Костюченко, І. В., & Левченко, О. В. (2023). Застосування 3D-друку при виготовленні міні гідролічних систем. *Mechanics and Advanced Technologies*, 7(3), 294–300. <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2023.7.3.294001>.
11. Żywica, G., Olszewski, A., Bagiński, P., Andrearczyk, A., Żochowski, T., & Klonowicz, P. (2023). Theoretical analysis and experimental tests of tilting pad journal bearings with shoes made of polymer material and low-boiling liquid lubrication. *Tribology International*, 108991. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108991>.
12. Zhang, X., Yu, T., Ji, H., Guo, F., Duan, W., Liang, P., & Ma, L. (2024). Analysis of water-lubricated journal bearings assisted by a small quantity of secondary lubricating medium with navier–stokes equation and VOF model. *Lubricants*, 12(1), 16. <https://doi.org/10.3390/lubricants12010016>.
13. Du, F., Li, D., Sa, X., Li, C., Yu, Y., Li, C., Wang, J., & Wang, W. (2022). Overview of friction and wear performance of sliding bearings. *Coatings*, 12(9), 1303. <https://doi.org/10.3390/coatings12091303>.
14. Ahmed, O., El-Sayed, T. A., & Sayed, H. (2024b). A comparative study of theoretical and experimental analysis on balanced and unbalanced rotors supported by oil- and water-lubricated journal bearings. *Machines*, 12(10), 675. <https://doi.org/10.3390/machines12100675>.
15. Gu, C., Cui, Y., & Zhang, D. (2024). Research on the optimal design approach of the surface texture for journal bearings. *Lubricants*, 12(4), 111. <https://doi.org/10.3390/lubricants12040111>.

16.El-Sayed, M. M., Ibrahim, M., Elhabak, A. A., & Taleb, A. S. A. A. (2025). Computational fluid dynamics analysis to improve hydrostatic thrust bearings: Number of pockets and shape configuration analysis. *Journal of Engineering and Applied Science*, 72(1). <https://doi.org/10.1186/s44147-025-00696-8>.

17.Michalec, M., Svoboda, P., Křupka, I., & Hartl, M. (2021b). A review of the design and optimization of large-scale hydrostatic bearing systems. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 24(4), 936–958. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2021.01.010>.

18.Гідростатичний підшипник: Що це і як використовується? (б. д.). UZP. <https://uzp.ua/gidrostatichnyj-pidshypnyk-ta-jogo-pryntsyp-roboty/>.

19.Гідропідшипники. (б. р.). Отримано з <https://ua.gtb-bearing.com/hydro-bearings/>.

20.Сахно, Є. Ю. (2022). Визначення основних параметрів модернізованого гідростатичного підшипника з урахуванням зміщення вала під навантаженням. *Технічні науки та технології*, 1(27), 7–15. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2022-1\(27\)-7-15](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2022-1(27)-7-15).

21.Волик, В. С., Сахно, Є. Ю., Сідін, Е. П., та ін. (2007). Дослідження процесу обертання незрівноваженого шпинделя в гідростатичній опорі. *Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки»*, 30, 26–35.

### References

1. Strutynsky, V. B, Melnychuk, P. P. (2002). *Matematychnе modeliuвання metalorizalnykh verstativ [Mathematical modeling of metal cutting machines]*. ZHYTI.

2. Novikov F.V. (2013). *Teoriia vysokoiakisnoi obrobky detalei mashyn [Theory of high-quality machining of machine parts]*. KhNEU.

3. Fedorynenko, D. Y., & Sapon, S. P. (2015). *Shpyndelni hidrostatychni pidshypnyky [Spindle hydrostatic bearings]*. Chernihiv National University of Technology.

4. Yaichuk, O. O., & Povorotnii, V. V. (2024). Konstruktsiini osoblyvosti ta novitni tekhnolohii pidshypnykiv kovzання v suchasniy promyslovosti [Construction features and new technologies of ski lifts in modern industry]. *Visnyk Pryazovskoho Derzhavnoho Tekhnichnoho Universytetu. Seriya: Tekhnichni Nauky – Bulletin of the Pryazovskyi State Technical University. Series: Technical Sciences*, (49), 127–139.

5. Martsinkovsky, V. S., Lyubchenko, K. Yu., Prokopenko, A. O., & Lazarenko, A. D. (2022). Uporni pidshypnyky kovzання z samohenerovanymy hidrostatychnymy oporamy [Thrust bearings with self-generated hydrostatic supports]. *Problemy Mashynobuduvannya – Problems of Mechanical Engineering*, 25(2), 42–49.

6. Kovalev, V. D., Klymenko, G. P., Vasylychenko, Ya. V., Shapovalov, M. V., & Kovalenko, A. V. (2022). Systema adaptyvne keruvannya tyskom u kysheniakh hidrostatychnykh opor shpyndelnoho vuzla i zusyilliam natiahu pryvoda pozytsionuvannya shpyndelia vazhkoho tokarnoho verstata [Adaptive pressure control system at the hydrostatic support springs of the spindle assembly and the tension of the spindle positioning drive of a heavy lathe]. *Visnyk NTU "KhPI" – Bulletin of NTU "KhPI"*, (2), 56–63.

7. Nazin, V. I. (2022). Analiz roboty hidrostatychnoho pidshypnyka na perekhidnykh rezhymakh [Analysis of the operation of a hydrostatic bearing in flow regimes]. *Aviatsiino-Kosmichna Tekhnika i Tekhnolohiia – Aerospace Engineering and Technology*, (4), 62–67.

8. Dotsenko, V. M., Koveza, Y. V., & Usyk, V. V. (2022). Analiz roboty opornykh pidshypnykiv turbomashyn na ekolohichno chystykh ridynakh [Analysis of the operation of thrust bearings of turbomachines on environmentally friendly fluids]. *Aviatsiino-Kosmichna Tekhnika i Tekhnolohiia – Aerospace Engineering and Technology*, (3), 37–42.

9. Yaychuk, O. O., & Povorotnii, V. V. (2025). Doslidzhennia pidshypnykiv kovzання: Konstruktsiini rishennia ta analiz metodom kintsevykh elementiv [Research of sliding bearings: Structural solutions and analysis by the finite element method]. In *Proceedings of the International Scientific and Technical Conference "Information Technologies in Metallurgy and Machine Building" (ITMM 2025)* (pp. 115–118).

10.Kostyuchenko, I. V., & Levchenko, O. V. (2023). Zastosuvannya 3D druku pry vyhotovlenni mini hidravlichnykh system [Applications of 3D printing in the manufacture of mini hydraulic systems]. *Mekhanika ta Peredovi Tekhnolohii – Mechanics and Advanced Technologies*, 7(3), 294–300.

11. Żywica, G., et al. (2023). Teoretychnyi analiz ta eksperymentalni vyprobuvannia pokhylykh pidshypnykiv kovzannia z opornymy kolodkamy, vyhotovlenymy z polimernoho materialu ta z mashchenym nyzkokypliachoiu ridynoiu [Theoretical analysis and experimental tests of tilting pad journal bearings with shoes made of polymer material and low-boiling liquid lubrication]. *Tribology International*, 189, 108–119.

12. Zhang, X., et al. (2024). Analiz pidshypnykiv kovzannia, z mashchenykh vodiou, z vykorystanniam nevelykoi kilkosti vtorynnoho mastylnoho seredovyscha za dopomohoiu rivniannia Navie-Stoksa ta modeli VOF [Analysis of water-lubricated journal bearings assisted by a small quantity of secondary lubricating medium with Navier-Stokes equation and VOF model]. *Lubricants*, 12(1), 1–21.

13. Du, F., et al. (2022). Ohliad kharakterystyk tertia ta znoshuvannia pidshypnykiv kovzannia [Overview of friction and wear performance of sliding bearings]. *Coatings*, 12(9), 1–15.

14. Ahmed, O., El-Sayed, T. A., & Sayed, H. A. (2024). Porivnialne doslidzhennia teoretychnoho ta eksperymentalnoho analizu zbalansovanykh ta nezbalansovanykh rotoriv, vstanovlenykh na pidshypnykakh kovzannia z vodno-maslianym z mashchuvanniam [Comparative study of theoretical and experimental analysis on balanced and unbalanced rotors supported by oil- and water-lubricated journal bearings]. *Machines*, 12(10), 1–27.

15. Gu, C., Cui, Y., & Zhang, D. (2024). Doslidzhennia optymalnoho pidkhotu do proektuvannia tekstury poverkhni pidshypnykiv kovzannia [Research on the optimal design approach of the surface texture for journal bearings]. *Lubricants*, 12(4), 1–20.

16. El-Sayed, M. M., Ibrahim, M., Elhabak, A. A., & Abou Taleb, A. S. A. (2025). Obchysliuvalni analiz hidrodynamiky dlia pokrashchennia hidrostatychnykh opornykh pidshypnykiv: Analiz kilkosti kyshen ta konfihuratsii formy [Computational fluid dynamics analysis to improve hydrostatic thrust bearings: Number of pockets and shape configuration analysis]. *Journal of Engineering and Applied Science*, 72(121), 1–22.

17. Michalec, M., Svoboda, P., Krupka, I., & Hartl, M. (2021). Ohliad proektuvannia ta optyimizatsii velykomasshtabnykh hidrostatychnykh pidshypnykovykh system [A review of the design and optimization of large-scale hydrostatic bearing systems]. *Engineering Sciences and Technologies, International Journal*, 24(4), 936–958.

18. *Hidrostatychnyi pidshypnyk ta yoho pryntsyyp roboty* [Hydrostatic platform and its working principle]. (n.d.). <https://uzp.ua/gidrostatychnyj-pidshypnyk-ta-jogo-pryntsyp-roboty>.

19. *Hidropidshypnyky* [Hydropide bearings]. (n.d.). <https://ua.gtb-bearing.com/hydro-bearings>.

20. Sakhno, E. Y. (2022). Vyznachennia osnovnykh parametriv modernizovanoho hidrostatychnoho 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), 7–15.

21. Volyk, V. S., Sakhno, E. Y., & Sidin, E. P. (2007). Doslidzhennia protsesu obertannia nezrivnovazhenoho shpyndelia v hidrostatychnii opori [Studies on the process of turning an unbroken spindle in a hydrostatic bearing]. *Visnyk Chernihivskoho Derzhavnogo Tekhnolohichnoho Universytetu. Seriya: Tekhnichni Nauky – Bulletin of Chernihiv State Technological University. Series: Technical Sciences*, (30), 26–35.

Дата першого надходження статті до видання: 07.03.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 24.03.2026

UDC 621.22

### **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](mailto:evsakhno@ukr.net). **ORCID:** <http://orcid.org/0000-0002-9789-7242>. **SCOPUS ID:** 57190493489

## **DESIGN AND PRINTING OF 3D MODELS OF HYDROSTATIC BEARING BUSHING**

*It is well known that one of the most important tasks in modern mechanical engineering is the design of precise machines capable of producing high-precision parts. An assembly that directly affects machining accuracy is the spindle assembly and the type of supports on which it is mounted. A special place in machine tool construction is occupied by hydrostatic sliding bearings, which have high rigidity. However, compared to hydrodynamic supports, hydrostatic ones have a more complex design, so their production is much more expensive, and also requires more power. Therefore, the development of modern hydrostatic bearing design technology is a very urgent task.*

*The issue of design and printing technology of a modernized hydrostatic bearing is considered in the scientific paper. The bearing is made in the form of a hydrostatic sleeve with holes in the bridges where an additional amount of working fluid is supplied to stabilize the position of the spindle in the support. The main parameters of the hydrostatic bearing were calculated, and on its basis, a 3D model of the support was developed in the Bambu Studio software complex, which was converted to STL format and printed on the Bambu Lab XI Carbon Combo printer in one-to-one scale.*

*The conducted research made it possible to find out the advantages and disadvantages of henna technology for the production of hydraulic systems. Based on the observed comments regarding the features of the development and manufacture of hydraulic elements based on SLA technology, it can be concluded that this technology has a fairly fast production cycle, and the low cost makes this method very promising for the manufacture of hydraulic systems, which makes it possible to combine many elements into a single compact system design. Most of the shortcomings of this method lie in the quality and accuracy of the resulting work surfaces, and most of these surface imperfections can be quite easily corrected by additional finishing of the product.*

**Keywords:** hydrostatic bearing; spindle; 3D model; printing.

*Fig.: 4. Table: 4. References: 21.*