



DOI 10.32782/2078-0877-2025-25-1-5

УДК 621.225.001.4

А. І. Панченко¹, д-р техн. наук

ORCID: 0000-0002-1230-1463

А. А. Волошина¹, д-р. техн. наук

ORCID: 0000-0003-4052-2674

І. А. Панченко¹, інженер

ORCID: 0000-0003-2150-4278

І. М. Холод¹, інженерА. А. Волошин², викладач спецдисциплін¹Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

²ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»

ВПЛИВ ПОХИБКИ ЗУБЧАСТОГО ПРОФІЛЮ РОТОРІВ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА НА ЙОГО ТЕХНІЧНИЙ СТАН

Анотація. У сучасних мехатронних системах приводу активних робочих органів мобільної техніки дедалі частіше знаходять застосування гідромашини об'ємного принципу дії, а саме планетарні гідромотори, які є досить складним механізмом з деталями, що становлять прецизійне з'єднання. Тому однією з проблем, що зумовлюють працездатність планетарних гідромашин, є контроль точності виготовлення його роторів. У результаті проведених досліджень розроблено та обґрунтовано розмірний ланцюг, розроблено розрахункову схему, створено методи та пристрої контролю, встановлено вплив зазору на технічний стан планетарного гідромотора. Установлено, що граничні значення цього проміжку можуть бути використані для нормування функціональних параметрів, що впливають на працездатність гідромотора.

Ключові слова: система переміщень, методи та засоби контролю, розмірний ланцюг, відхилення форми).

Постановка проблеми. У сучасних мехатронних системах приводу активних робочих органів мобільної техніки дедалі частіше знаходять застосування гідромашини об'ємного принципу дії. Ці гідромашини забезпечують точне й потужне управління, необхідне для ефективної роботи різного устаткування, від будівельної техніки до сільськогосподарських машин. Серед різних типів об'ємних гідромашин особливо поширені шестеренні [1] та аксіально-поршневі [2; 3]. Нині накопичений значний досвід у проектуванні та виробництві цих гідромашин, що дає змогу створювати надійні та довговічні пристрої.

Однак цей накопичений досвід, на жаль, не завжди може бути безпосередньо використаний при розробці та виготовленні орбітальних та планетарних гідромашин. Це пов'язано з принциповими конструктивними особливостями роторів цих гідромашин, які суттєво відрізняються від роторів шестерених або аксіально-поршневих аналогів. Тоді як шестеренні та аксіально-поршневі гідромашини використовують прості принципи обертального або зворотно-поступального руху для витіснення робочої рідини, орбітальні та планетарні гідромашини застосовують більш складну траєкторію руху [4].

Витискувальна система планетарного (орбітального) гідромотора, як і будь-якої іншої гідравлічної машини об'ємної дії, є складним і прецизійним механізмом [5; 6]. Деталі цієї системи вимагають високої точності виготовлення та обробки, оскільки від цього залежить ефективність і надійність роботи гідромотора. Будь-які відхилення від заданих розмірів або форми можуть призвести до витоків робочої рідини, зниження крутного моменту і, в підсумку, до відмови всієї системи.

Основним елементом витискувальної системи (системи роторів) планетарного гідромотора є роторна пара [7], що складається із зовнішнього нерухомого та внутрішнього рухомого рото-

рів. Зовнішній ротор (рис. 1, а) має вставні зубці або ролики, які контактують із зубчастим контуром внутрішнього ротору. Внутрішній ротор (рис. 1, б), своєю чергою, має складну форму із зубами, які входять у зачеплення із зубами зовнішнього ротора.

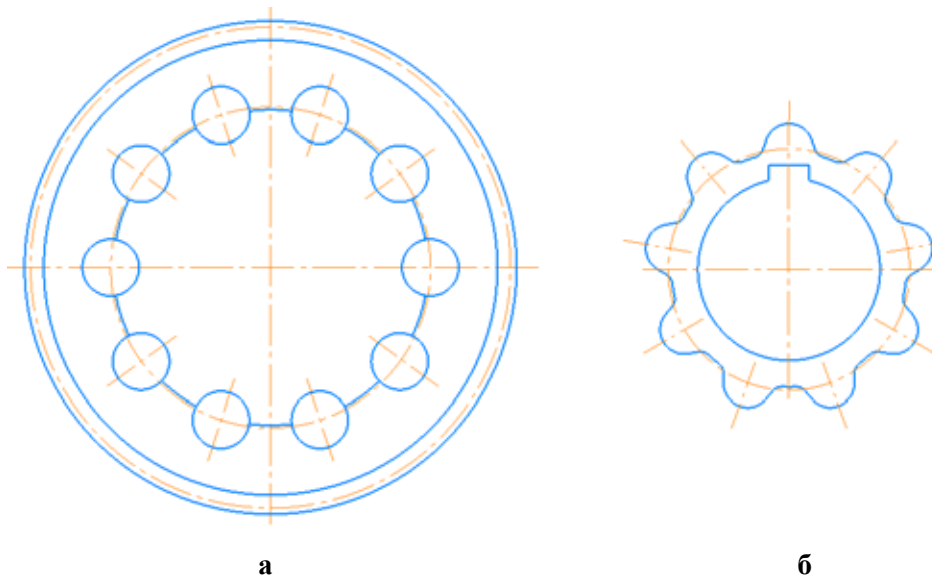


Рис. 1. Елементи системи роторів планетарного гідромотора:
а – зовнішній ротор зі вставними зубцями (роликами); б – внутрішній ротор

Принцип роботи планетарного гідромотора ґрунтується на взаємодії роторів, що утворюють зубчасту пару з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням. Така складна геометрія зубчастого профілю роторів обрана не випадково. Вона дає змогу одночасно виконувати два важливі завдання: по-перше, забезпечити обкатування (або складне переміщення) внутрішнього ротора всередині зовнішнього, перетворюючи енергію потоку робочої рідини в обертальний рух; по-друге, забезпечити ефективну герметизацію зони нагнітання (високого тиску) від зони зливу (низького тиску). Герметизація необхідна для запобігання перетіканню робочої рідини та підтримки необхідного крутного моменту на вихідному валу гідромотора.

Так, точність виготовлення зубчастого профілю роторів відіграє вирішальну роль у забезпеченні працездатності планетарного гідромотора. Будь-які відхилення від заданих параметрів, наприклад, неточність виготовлення профілю зубчастих поверхонь роторів, можуть призвести до істотного зниження ефективності й надійності роботи всього гідромотора. Тому розробка й виробництво планетарних гідромоторів потребує застосування спеціальних технологій та обладнання, що забезпечують високу точність і якість виготовлення зубчастих поверхонь роторів.

Аналіз останніх досліджень. У напрямі розробки, проєктування та експлуатації мехатронних систем з гідравлічним приводом проведено низку досліджень, спрямованих на підвищення їх ефективності й точності. Зокрема, запропоновано різні підходи до активного контролю динамічного просторового позиціонування [8], визначено умови статичної рівноваги таких систем [9], розроблено алгоритми управління для забезпечення необхідних характеристик [10], досліджено динамічну точність [11] та динамічні процеси позиціонування просторових приводів [12], а також вивчено зміни вихідних характеристик мехатронних систем при різних режимах експлуатації [13]. Крім того, розроблено методику проєктування гідравлічних мехатронних систем, що містить елементи багатокритеріальної оптимізації [14], що дає змогу знаходити оптимальні рішення з урахуванням різних вимог та обмежень. Проте варто зазначити,

що в зазначених роботах майже не розглядається вплив точності виготовлення окремих елементів системи на її загальну функціональність. Цей аспект, незважаючи на його потенційну значущість, залишається поза увагою дослідників.

На сьогоднішній день велика увага приділяється аксіально-поршневим [2; 3], радіально-поршневим [15] та відцентровим гідромашинам [16; 17], пристрій яких відрізняється від орбітальних та героторних гідромашин. Аналіз наукової літератури виявив дефіцит досліджень, присвячених методології проектування та виробництва героторних насосів, а також орбітальних і планетарних гідромоторів [18]. Є окремі роботи, у яких розглянуто сили, що діють у зубчастому зачепленні роторних пар [19], та розроблено моделі, які враховують компресійний стан робочої рідини в робочих камерах [20]. Також розроблено математичну модель, що описує зміну навантажень у зубчастому зачепленні [21], і створено програму, що дає змогу враховувати рівняння гідродинаміки руху рідини в робочих камерах героторного насоса [22]. Представлені геометричні [23], розрахункові [24; 25] та гідродинамічні [26] моделі героторного насоса, що дають змогу аналізувати його роботу на різних режимах. Розроблено математичні моделі, що описують взаємозв'язок конструктивних особливостей роторів та вихідних характеристик орбітального гідромотора [5] та дають змогу моделювати зміну технічного стану роторів у процесі експлуатації [6]. Проведено низку експериментальних досліджень [27], що підтверджують результати математичного моделювання роботи системи роторів [28] та розподільної системи [29] планетарних гідромашин. Однак вплив точності виготовлення елементів системи роторів на зміну вихідних характеристик планетарних гідромашин не розглядався.

Так, нині є гостра необхідність проведення досліджень, спрямованих на визначення й кількісну оцінку впливу похибки виготовлення зубчастого профілю роторів планетарного гідромотора на його вихідні характеристики. Вирішення цього актуального та маловивченого завдання дасть змогу значно покращити якість та ефективність виробництва планетарних гідромоторів, а також підвищити їх надійність і довговічність.

Формулювання мети статті (постановка завдання). Метою дослідження є поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора під час його виготовлення шляхом визначення похибки виготовлення зубчастого профілю його роторів. Для реалізації поставленої мети необхідно виконати такі завдання: розробити розмірний ланцюг, що відображає взаємодію зубчастих профілів роторів планетарного гідромотора, та обґрунтувати контрольовані параметри, що визначають похибку виготовлення цих роторів; розробити розрахункову схему й визначити геометричний та функціональний взаємозв'язок розташування точок контакту зубчастих профілів зовнішнього й внутрішнього роторів планетарного гідромотора; розробити методи та пристрої для контролю похибки форми внутрішнього й зовнішнього роторів планетарного гідромотора.

Основна частина. У планетарних гідромоторах ротори не мають жорсткого кінематичного зв'язку між собою [4–7]. Отже, при визначенні похибки (точності) виготовлення роторів необхідно враховувати точки контакту зубчастих профілів, що забезпечують працездатність гідромотора. З урахуванням особливостей роботи роторів [30] розроблено розмірний ланцюг, що відображає взаємодію зубчастих профілів зовнішнього та внутрішнього роторів у процесі роботи (рис. 2). Цей розмірний ланцюг заснований на точках контакту (a_1 , a_2 та b_1 , b_2), що визначаються дотиком зубчастих поверхонь роторів. Ці точки розташовані діаметрально протилежно щодо центрів роторів O_1 та O_2 .

Розроблений розмірний ланцюг (рис. 1) можна спрощено представити як зменшувальну ланку A_Δ , що характеризує внутрішній ротор, і збільшувальну ланку B_Δ , яка характеризує зовнішній ротор. Замикає розмірний ланцюг технологічний (діаметральний) зазор G , необ-

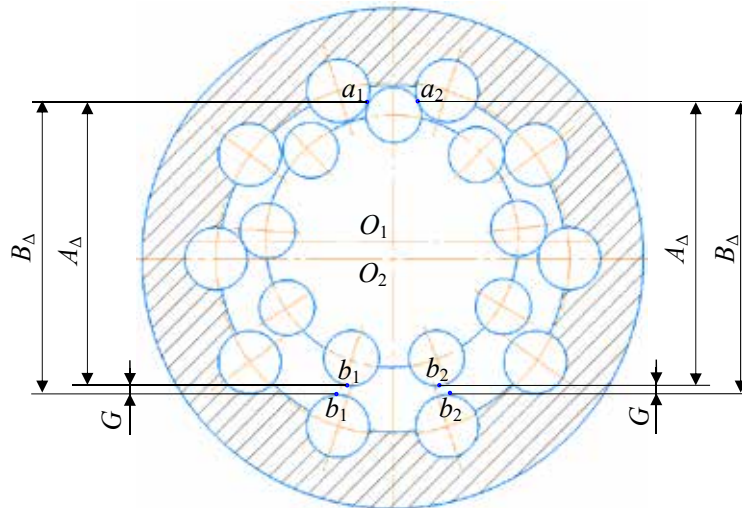


Рис. 2. Розмірний ланцюг взаємодії роторів планетарного гідромотора

хідний для компенсації температурного розширення роторів, що визначається як різниця між розмірами B_{Δ} і A_{Δ} : $G = B_{\Delta} - A_{\Delta}$ [30].

Для практичної реалізації запропонованого розмірного ланцюга розроблено розрахункову схему (рис. 2), що дає змогу визначити взаємозв'язок між розташуванням точок контакту й параметрами A_{Δ} і B_{Δ} . Варто зазначити, що розміри A і B є комплексними і залежать від геометричних параметрів як внутрішнього ротора (R_1 , r_1 і β_1), так і зовнішнього (R_2 , r_2 і β_2). Розташування точок контакту (a_1 , a_2) зуба внутрішнього ротора з двома зубами (роликами) зовнішнього ротора визначається радіусом r_1 зуба внутрішнього ротора та кутом λ , утвореним нормаллями, що проходять через ці точки контакту (рис. 3).

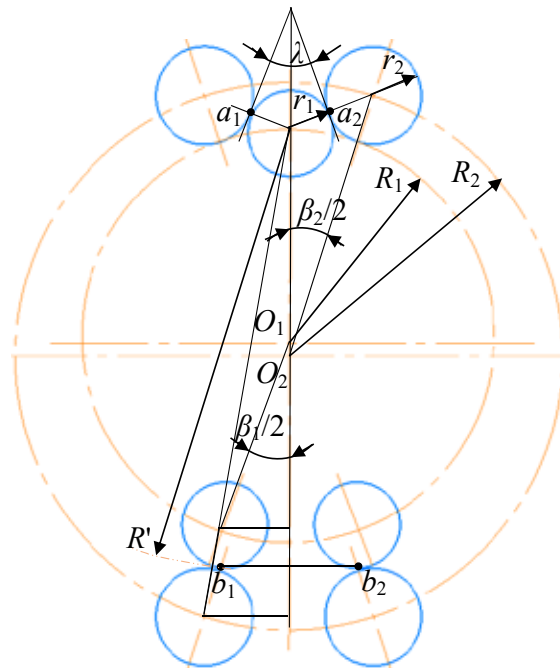


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення геометричного взаємозв'язку розташування точок контакту утворених зубчастими профілями зовнішнього та внутрішнього роторів

Ураховуючи вищесказане, кут λ , утворений нормаллями, що проходять через точки контакту a_1 і a_2 , буде визначатися рівнянням

$$\lambda = 2 \arccos \frac{R_2 \cdot \sin(\beta_1 / 2)}{r_1 + r_2}, \quad (1)$$

де R_2 – радіус кола розташування центрів зубів зовнішнього ротора; β_2 – кут розташування центрів зубів зовнішнього ротора; r_1 і r_2 – радіуси зубів внутрішнього та зовнішнього роторів відповідно.

Розташування точок контакту (b_1 , b_2) двох пар зубів внутрішнього та зовнішнього роторів (рис. 2) визначаються радіусом точок контакту описаним з центру протилежного зуба внутрішнього ротора

$$R' = \frac{R_1 \cdot (1 + \cos(\beta_1 / 2)) + r_1 \cdot \cos(\beta_1 / 4)}{\cos(\beta_1 / 4)}, \quad (2)$$

де R_1 – радіус кола розташування центрів зубів внутрішнього ротора; β_1 – кут розташування центрів зубів внутрішнього ротора.

Відхилення параметрів A_Δ і B_Δ визначають похибку форми E_1 і E_2 внутрішнього й зовнішнього роторів відповідно [4–7]: $E_1 = A_{\max} - A_{\min}$, $E_2 = B_{\max} - B_{\min}$.

Для вимірювання цих відхилень (A_Δ і B_Δ) розроблено спеціальні методи та контрольно-вимірювальні пристрої (рис. 3). Основною особливістю запропонованого методу контролю є одночасне вимірювання контрольованих параметрів для обох роторів по обидва боки лінії центрів O_1 і O_2 . Вимірювальні пристрої сконструйовані так, щоб максимально точно імітувати взаємодію деталей, що сполучаються.

Вимірювальний пристрій, призначений для контролю параметра A_Δ внутрішнього ротора (рис. 4, а), містить стіл 1, базова поверхня (а) якого виконана у вигляді призми з кутом λ , зумовленим кінематикою зачеплення. На стійці 2, яка жорстко пов'язана зі столом 1, закріплений рухомий вимірювальний наконечник 3. Робоча поверхня (b) наконечника виконана у вигляді увігнутого сегмента з радіусом R' , що дає змогу імітувати точки контакту в умовах реального зачеплення. Пружина 4 забезпечує надійний і постійний контакт вимірювального наконечника 3 із зубцями контрольованого ротора 6. Індикатор 5, установлений на стійці 2, кінематично пов'язаний з вимірювальним наконечником 3 і фіксує зміни положення.

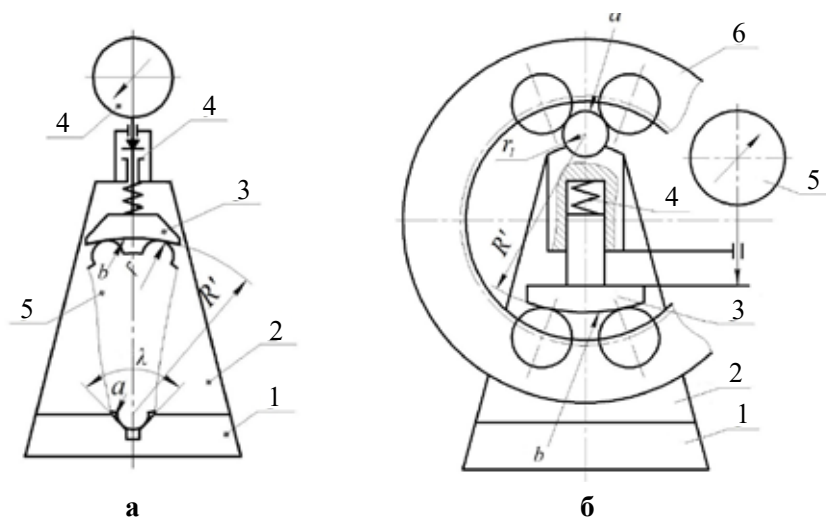


Рис. 4. Вимірювальні пристрої контролю похибки форми внутрішнього (а) і зовнішнього (б) роторів планетарного гідромотора: 1 – стіл; 2 – стійка; 3 – вимірювальний наконечник; 4 – пружина; 5 – індикатор; 6 – контрольований ротор

Таке базування контрольованого внутрішнього ротора забезпечує його самоустановку на вимірювальній позиції.

Вимірювання параметра A_{Δ} внутрішнього ротора (рис. 3, а) здійснюється так: вимірювальний пристрій налаштовується на номінальний розмір за допомогою еталонної деталі. Потім контрольований внутрішній ротор 6 устатковується на базову поверхню (а) столу 1 так, щоб зуб ротора торкався призми в точках a_1 і a_2 , а два протилежні зуби перебували в контакті з робочою поверхнею (b) сегментної проточки вимірювального наконечника 3 в точках b_1 і b_2 . Відхилення від номінального розміру визначається за показниками індикатора 5.

Принцип вимірювання параметра B_{Δ} для зовнішнього ротора (у зборі з роликами) (рис. 3, б) аналогічний вимірюванням параметра A_{Δ} . Вимірювальний пристрій містить стіл 1, з'єднаний зі стійкою 2, на якій розташована базова поверхня, виконана у вигляді ролика з радіусом r_1 . Рухомий вимірювальний наконечник 3 має робочу поверхню (b) у вигляді опуклого сегмента з радіусом R' , що імітує точки контакту в реальному зачепленні. Пружина 4 забезпечує постійне притискання вимірювального наконечника 3 до контрольованого ротора 6. Відхилення вимірюваного параметра від номінального значення фіксується за показаннями індикатора 5. Вимірювальний наконечник 3 забезпечує самовстановлення контрольованого ротора 6 на вимірювальній позиції.

Перед вимірюванням параметра B_{Δ} вимірювальний пристрій (рис. 3, б) налаштовується еталонною деталлю на номінальний розмір. Потім контрольований зовнішній ротор 6 (з роликами) встановлюється на вимірювальний пристрій так, щоб його два ролики спиралися на базову поверхню, виконану у вигляді ролика з радіусом r_1 , в точках a_1 і a_2 . Під дією пружини 4 рухомий вимірювальний наконечник 3 своєю опуклою сегментною поверхнею контактує з двома протилежними роликами зовнішнього ротора 6 в точках b_1 і b_2 . Відхилення від номінального розміру визначається за показниками індикатора 5.

Перевірка розроблених засобів контролю дала змогу виявити відхилення похибки форми виготовлення роторів шляхом вимірювання запропонованих комплексних контрольованих параметрів A_{Δ} і B_{Δ} для внутрішнього й зовнішнього роторів відповідно (рис. 5).

У результаті проведених вимірювань вдалося визначити граничні значення допустимих похибок форми виготовлення внутрішнього та зовнішнього роторів, що використовують у планетарному (орбітальному) гідромоторі. Граничні значення похибки форми виготовлення рото-

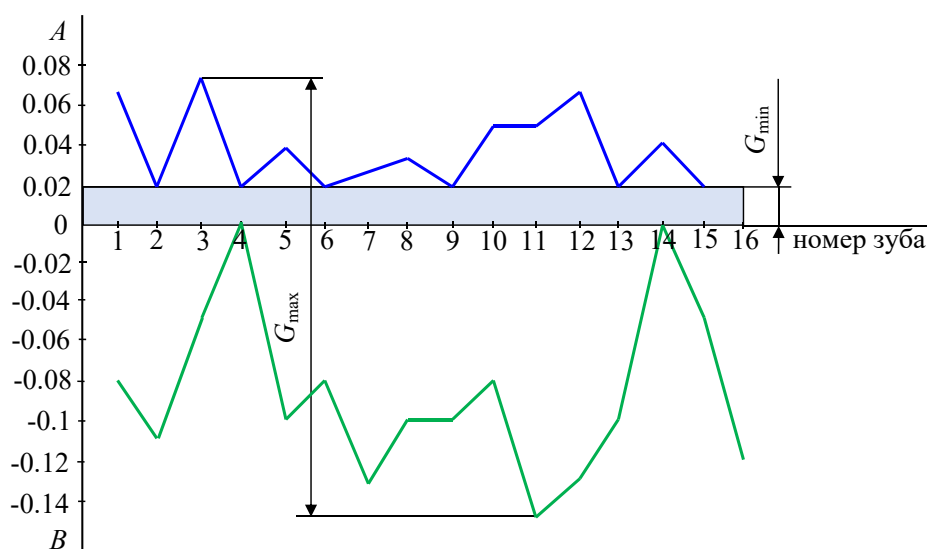


Рис. 5. Відхилення похибки форми виготовлення роторів:
1 – внутрішнього; 2 – зовнішнього



рів (табл. 1) безпосередньо залежать від технологічних можливостей, які застосовують під час їх виготовлення. Визначення цих меж є критично важливим для забезпечення необхідних робочих характеристик гідромотора та його довговічності.

Таблиця 1

Граничні значення похибки форми виготовлення роторів

A	max	+0,072	E_1	0,052	$G_{\max}$	0,214
	min	+0,02				
B	max	0,00	E_2	0,142		
	min	-0,142				

Аналіз даних, наведених у таблиці 1, показує, що похибка форми виготовлення внутрішнього ротора E_1 становить 0,052 мм, а зовнішнього ротора E_2 виявилася значно вищою і становить 0,142 мм. Ці значення характеризують відхилення від ідеальної геометрії роторів, які можуть впливати на їх взаємне розташування, а отже, на ефективність роботи гідромотора. Крім того, встановлено, що величина робочого зазору G між роторами планетарного гідромотора варіюється від 0,02 мм до 0,214 мм. Цей зазор є критично важливим параметром, що визначає гідравлічний опір та витоку робочої рідини в гідромоторі.

Перевірка, проведена в реальних умовах експлуатації, показала, що величина робочого зазору G може бути параметром, який відображає технічний стан планетарного гідромотора. Зміна величини зазору може вказувати на зношування роторів, деформацію або інші проблеми. Враховуючи це, граничне значення припустимого зазору може бути закладено в основу нормування функціональних параметрів, що визначають працездатність планетарного гідромотора.

Висновки. У результаті проведеної роботи досягнуто таких основних результатів:

1. Розроблено та обґрунтовано розмірний ланцюг: створено розмірний ланцюг, який точно описує взаємодію зубчастих профілів роторів планетарного гідромотора. Визначено ключові контрольовані параметри, що дають змогу оцінювати похибку виготовлення цих роторів.

2. Визначено взаємозв'язок точок контакту: розроблено розрахункову схему, що дає змогу встановити геометричну та функціональну взаємозв'язок між розташуванням точок контакту зубчастих профілів зовнішнього й внутрішнього роторів орбітального гідромотора. Це дає змогу більш точно прогнозувати та контролювати роботу планетарного гідромотора.

3. Створено методи й пристрої контролю: розроблено та випробувано ефективні методи й пристрої для контролю похибки форми виготовлення внутрішнього та зовнішнього роторів планетарного гідромотора. Проведена виробнича перевірка розроблених засобів контролю підтвердила їх ефективність: похибка форми внутрішнього ротора становила 0,052 мм, а зовнішнього – 0,142 мм.

4. Установлено вплив зазору на технічний стан: визначено, що величина зазору між роторами (0,02...0,214 мм) є важливим параметром, що характеризує технічний стан планетарного гідромотора. Установлено, що граничні значення зазору можуть бути використані для нормування функціональних параметрів, які впливають на працездатність гідромотора, що дає змогу використовувати зазор для діагностики технічного стану гідромоторів.

Список використаних джерел

1. Choi, T., Kim, M., Lee, G. et al.: Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design* 134(1), 011005-12 (2012), doi: 10.1115/1.4004423.
2. Vacca, A., Klop, R., Ivantysynova, M.: A numerical approach for the evaluation of the effects of air release and vapour cavitation on effective flow rate of axial piston machines. *International Journal of Fluid Power* 1(11), 33-45 (2010), doi: 10.1080/14399776.2010.10780996.



3. Elashmawy, M.: Design of Swashplate Axial Piston Machines Having Low Piston Transverse Forces. *International Journal of Mechanical Engineering and Applications* 3(1) 17 (2015), doi: 10.11648/j.ijmea.s.2015030102.13.
4. Panchenko, A., Voloshina A., Luzan P., Panchenko I., Volkov, S: Kinematics of motion of rotors of an orbital hydraulic machine. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 1021, 012045 (2021), doi: 10.1088/1757-899X/1021/1/012045.
5. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Пастушенко С. І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ імені Дмитра Моторного*. Мелітополь : ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. doi: 10.31388/2078-0877-19-4-33-48
6. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь : ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82–92. doi:10.31388/2078-0877-20-1-82-92
7. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко А. І., Волошин А. А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Науковий вісник ТДАТУ*. Мелітополь : ТДАТУ, 2023. Вип. 13. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>
8. Strutinsky, V., Demyanenko, A.: The development of mechatronic active control system of tool spatial position of parallel kinematics machine tool. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 54(3), 757–768 (2016), <https://doi.org/10.15632/jtam-pl.54.3.757>.
9. Strutynsky, V., Hurzhi, A., Kozlov, L.: Determination of static equilibrium conditions of mobile terrestrial complex with lever-type manipulator. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu* 5, 79–86 (2019), doi: 10.29202/nvngu/2019-5/7.
10. Strutynskiy, S., Nochnichenko, I.: design of parallel link mobile robot manipulator mechanisms based on function-oriented element base. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* 4/7(100), 54–64 (2019), <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.174613>.
11. Strutynskiy, S.: Defining the dynamic accuracy of positioning of spatial drive systems through consistent analysis of processes of different range of performance. *Naukovyi Visnyk NHU* 3, 64–73 (2018), doi: 10.29202/nvngu/2018-3/13.
12. Strutynskiy, S., Nochnichenko, I.: Design of parallel link mobile robot manipulator mechanisms based on function-oriented element base. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* 4 7(100), 54–64 (2018), doi: 10.15587/1729-4061.2019.174613.
13. Voloshina, A., Panchenko, A., Titova ,O., Panchenko, I.: Changes in the dynamics of the output characteristics of mechatronic systems with planetary hydraulic motors. *Journal of Physics: Conference Series* 1741, 012045 (2021), doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012045
14. Voloshina, A., Panchenko, A., Panchenko, I., Titova, O., Caldare, A.: Design of Hydraulic Mechatronic Systems with Specified Output Characteristics. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 42–51 (2020), doi: 10.1007/978-3-030-50491-5_5.
15. Maiti, R., Nagao, M.: Prediction of starting torque characteristics of epitrochoid generated orbital rotary piston hydraulic motors. *International journal series C-mechanical systems machine elements and manufacturing* 2(42), 416–426.
16. González, J., Oro, J., Argüelles-Díaz, K.: Flow analysis for a double suction centrifugal machine in the pump and turbine operation modes. *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 2(61), 220–236 (2009), doi: 10.1002/flid.1951.
17. Yao, J., Shi, W., Wu, S., Zhang, D., Wang, H., Hu, Q.: Numerical calculation and experiment on pressure fluctuation in axial flow pump. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery* 1(44), 119–124 (2013), doi: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S1.022.
18. Gamez-Montero, P., Codina, E., Castilla, R.: A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies* 12, 2423 (2019), doi: 10.3390/en12122423.
19. Ivanovic, L., Miric, N., Devedzic, G., Ćuković, S.: Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 10(224), 2257-2269 (2010), doi: 10.1243/09544062JMES2041.
20. Chang, Y., Kim, J., Jeon, C., Chul, K., Jung, S.: Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design* 129(10), 1099–1105 (2006), doi: 10.1115/1.2757629.
21. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernacki, K.: Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 4(14), 647–660 (2014), doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.

22. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernacki, K.: Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 3(14), 391–397 (2014), doi: 10.1016/j.acme.2013.12.008.
23. Chiu-Fan, H.: Flow characteristics of gerotor pumps with novel variable clearance designs. *Journal of Fluids Engineering* 137(4), FE-14-1137 (2015), doi: 10.1115/1.4029274.
24. Van de Ven, J. D.: On fluid compressibility in switch-mode hydraulic circuits. – Part I: Modeling and analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 135(2), 021013-021013-13 (2012), doi: 10.1115/1.4023062.
25. Van de Ven, J.D.: On Fluid Compressibility in switch-mode hydraulic circuits. Part II: Modeling and analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 135(2), 021014-021014-7 (2012), doi: 10.1115/1.4023063.
26. Altare, G., Rundo, M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering* 38(11), FE-15-1757 (2016), doi: 10.1115/1.4033675.
27. Gamez-Montero, P. J., Garcia-Vilchez, M., Raush, G., Freire, J., Codina, E.: Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design* 134(5), 054502-7 (2012), doi:10.1115/1.4006440.
28. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А., Нестеренко К. В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ. Мелітополь : ТДАТУ, 2021. Вип. 21, т. 4. С. 61–77. doi:10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77*
29. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. *Науковий вісник ТДАТУ. Мелітополь : ТДАТУ, 2022. Вип. 12. Т. 1. https://doi.org/10.31388/2220-8674-2022-1-1*
30. Panchenko, A., Voloshina, A., Boltianska, N., Pashchenko, V., Volkov, S. Manufacturing Error of the Toothed Profile of Rotors for an Orbital Hydraulic Motor. *Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham 2022, pp 22–32. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_3*

Стаття надійшла до редакції 25.02.2025 р.

A. Panchenko¹, A. Voloshina¹, I. Panchenko¹, I. Kholod¹, A. Voloshin²

¹ *Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*

² *Melitopol Vocational College of TSATU*

THE INFLUENCE OF THE ERROR OF THE TOOTHED PROFILE OF THE ROTORS OF A PLANETARY HYDRAULIC MOTOR ON ITS TECHNICAL CONDITION

Summary

In modern mechatronic systems of drive of active working bodies of self-propelled machinery, hydraulic machines of the positive displacement principle are increasingly used, namely planetary hydraulic motors, which are a rather complex mechanism with parts that represent a precision connection. Therefore, one of the problems determining the operability of planetary hydraulic machines is the control of the manufacturing accuracy of their rotors. As a result of the conducted research, a dimensional chain was developed that accurately describes the interaction of the toothed profiles of the rotors of the planetary hydraulic motor; a calculation scheme was developed that allows establishing the geometric and functional relationship between the location of the contact points of the toothed profiles of the outer and inner rotors of the planetary hydraulic motor; effective methods and devices for monitoring the manufacturing error of the inner and outer rotors of the planetary hydraulic motor were developed and tested; it was determined that the gap between the rotors (0.02...0.214 mm) is an important parameter characterizing the technical condition of the planetary hydraulic motor; It has been established that the maximum clearance values can be used to standardize the functional parameters that affect the performance of the hydraulic motor, which makes it possible to use the clearance to diagnose the technical condition of hydraulic motors.

Keywords: displacement system, methods and means of control, dimensional chain, form deviations.