

DOI <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2026-26-1-18>

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, асистент

ORCID: 0000-0003-2150-4278

С. О. Хованський², канд. техн. наук

ORCID: 0000-0003-2435-7787

А. А. Волошин³, викладач спецдисциплін¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного² Сумський державний університет³ ВСП «Мелітопольський фаховий коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»

e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА ПРИ ЗНОСІ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ РОТОРІВ

Анотація. У статті досліджується вплив зносу робочих поверхонь роторів планетарного гідромотора на його вихідні характеристики. Знос призводить до збільшення діаметрального зазору між роторами, що впливає на крутний момент, частоту обертання та витрати витоків. При зазорі менше критичного відбувається самогерметизація, яка запобігає перетіканням, а при перевищенні – виникають перетікання, що знижують ефективність роботи планетарного гідромотора. Дослідження проведені на трьох рівнях: з ідеальним профілем роторів, з реальним профілем – наявністю похибки виготовлення зубчастого контуру й експериментальні дослідження. Збіг результатів експериментальних даних і результатів моделювання роботи планетарного гідромотора з реальними роторами свідчить про достовірність теоретичних передумов впливу зносу робочих поверхонь роторів планетарного гідромотора на динаміку зміни його вихідних характеристик. Однак необхідно відзначити значні відмінності результатів експериментальних даних і результатів моделювання роботи планетарного гідромотора з теоретичними роторами. Критичне значення діаметрального зазору для першого (теоретичного) рівня в 2,5 раза перевищує це значення для другого (реального) і третього (експериментального) рівнів, що, відповідно, дорівнює 0,4 мм і 0,16 мм. Ці відмінності показують, що технологія виготовлення зубчастих поверхонь роторів планетарного гідромотора значно впливає на динаміку зміни його вихідних характеристик. Тому вдосконалення технології виготовлення, а також модернізація конструкції зубчастої поверхні роторів планетарного гідромотора дасть змогу збільшити ресурс його роботи більше ніж удвічі.

Ключові слова: критичний зазор, витрата перетікань, крутний момент, структурно-функціональна схема, експлуатаційні умови.

Постановка проблеми. Планетарні (орбітальні) гідромотори сьогодні набувають усе більшого поширення та застосування в різних галузях народного господарства. Їх використовують у приводах роторних очисників дорожнього покриття комунальної та прибиральної техніки, у приводах транспортерів і роторних механізмах зернозбиральних машин, а також у системах рульового управління й ходових системах самохідної техніки. Крім того, планетарні гідромотори знаходять застосування в технологічних лініях різних видів промислових підприємств, що свідчить про їх універсальність і важливість у сучасному виробництві [1–3].

З технічної точки зору планетарні гідромотори займають [4; 5] проміжне положення між двома основними типами гідродвигунів – аксіально-поршневими [6] і радіально-поршневими [7]. Вони поєднують переваги обох типів, забезпечуючи високий стартовий крутний момент



і стабільну роботу при низьких частотах обертання вихідного валу. Завдяки цьому планетарні гідромотори здатні розвивати значний крутний момент у робочих режимах, що дає змогу використовувати їх безпосередньо для приводу різних виконавчих механізмів самоходних машин без необхідності застосування додаткових редукторів [8]. Така особливість значно спрощує конструкцію техніки, підвищує її надійність і знижує експлуатаційні витрати.

Однак при тривалій експлуатації планетарних гідромоторів виникає природний процес зносу робочих поверхонь їх роторів, що призводить до збільшення діаметрального зазору між внутрішнім і зовнішнім роторами. Цей процес є критичним для функціонування гідромотора, оскільки впливає на його вихідні характеристики й ефективність роботи. Відомо, що збільшення діаметрального зазору супроводжується двома основними фазами взаємодії роторів [4; 5]. Перша фаза характеризується явищем самогерметизації, коли внутрішній і зовнішній ротори взаємодіють таким чином, що забезпечується відокремлення зони високого тиску від зони низького тиску. Це дає змогу підтримувати необхідний рівень герметичності й зберігати ефективність роботи гідромотора навіть при певному ступені зносу. Проте, коли діаметральний зазор перевищує критичне значення, настає друга фаза взаємодії – функціональна розгерметизація роторів. У цій фазі порушується герметичність, тобто відбувається розгерметизація, що призводить до значного погіршення робочих параметрів гідромотора та зниження його продуктивності [5].

Теоретичні дослідження підтверджують [4; 5], що при значеннях зазору, менших за критичні, функціональні параметри гідромотора залишаються стабільними та їх залежності паралельні осі абсцис, що свідчить про відсутність суттєвих змін у роботі [4]. Однак при перевищенні критичного зазору спостерігається різке погіршення цих параметрів, що негативно впливає на динаміку вихідних характеристик планетарного гідромотора [5].

У зв'язку з цим, питання експериментального дослідження впливу зносу робочих поверхонь роторів планетарного гідромотора на динаміку зміни його вихідних характеристик є надзвичайно актуальним науковим напрямом. Такі дослідження дають змогу розробити методи контролю, діагностики та підвищення надійності планетарних гідромоторів. Вони сприяють оптимізації конструктивних рішень і режимів роботи, що в кінцевому результаті підвищує ефективність і довговічність планетарних гідромоторів у різних сферах застосування.

Таким чином, експериментальні дослідження, спрямовані на вивчення впливу зносу робочих поверхонь роторів на динаміку вихідних характеристик планетарного гідромотора, є ключовим етапом у розвитку сучасних гідравлічних приводів і мають велике практичне значення для промислового та сільськогосподарського машинобудування.

Аналіз останніх досліджень. Для проектування й оптимізації гідромашин із зубчастим зачепленням запропоновано імітаційні моделі, які дають змогу моделювати складні процеси взаємодії зубців ротора [9; 10]. Ці моделі є важливим інструментом для прогнозування поведінки зубчастих передач у різних режимах роботи. Крім того, проведено детальний кінематичний аналіз руху роторів, що дає змогу краще зрозуміти закономірності їх взаємодії та вплив геометричних параметрів на роботу системи [11]. Особлива увага приділяється врахуванню зазорів між зубцями та їх деформації при контакті, що є критичним фактором для точності передачі руху й довговічності зубчастих механізмів [12].

Теорія зачеплення роторів [13] дає розуміння процесів контакту між зубцями, що є основою для подальшого розвитку кінематичних [14] і геометричних [15] параметрів профілів зубчастих роторів. Важливим аспектом є дослідження впливу кута розмаху профілю зуба на розподіл контактних зусиль між внутрішнім і зовнішнім роторами [16]. Це дає змогу оптимізувати конструкцію зубців для зменшення локальних напружень і підвищення надійності. Розрахунки контактних напружень у зубцях ротора [17] і на обертових елементах [18] дають змогу оці-



нити потенційні зони зносу й пошкоджень, що є важливим для прогнозування ресурсу роботи машини. Запропоновані підходи для зниження цих напружень [19] спрямовані на підвищення довговічності й ефективності зубчастих передач.

Окремо проведено аналіз витіснення робочої рідини [20] і визначено миттєву витрату героторних насосів [21], що є ключовими параметрами для оцінки продуктивності гідравлічних машин. Запропоновано профіль ротора, який дає змогу збільшити витрату рідини при низьких швидкостях [22]. Проте варто зазначити, що такий профіль супроводжується пульсаціями тиску, які негативно впливають на стабільність роботи всієї системи [23]. Це свідчить про існування компромісу між продуктивністю і стабільністю, що є типовою проблемою при оптимізації гідравлічних машин.

У сучасних дослідженнях гідравлічних двигунів героторного типу значну увагу приділяють моделюванню процесів зносу та їх впливу на робочі характеристики машин. Зокрема, запропонована модель зносу в героторних гідродвигунах [24] дає змогу враховувати фізичні зміни контактних поверхонь роторів у процесі експлуатації, що є важливим для прогнозування довговічності й ефективності роботи цих машин. Аналіз зносу контактних поверхонь роторів [25] дає змогу виявити основні механізми, які впливають на герметичність і передачу крутного моменту.

Особливу увагу приділено моделюванню зазорів між зубцями й визначенню витоків у зубчастому зачепленні орбітального гідродвигуна [26], а також у гідромашинах з евольвентною і циклоїдальною зубчастою передачею [27]. Вивчення зазорів між зубцями роторів, пов'язаних із наявністю витоків [28], є ключовим для розуміння причин зниження ефективності гідромашин. Витоки рідини через зазори призводять до зниження робочого тиску, утрат потужності та, як наслідок, до погіршення вихідних характеристик.

У цьому контексті представлено підхід до аналізу витоків для різних типів гідравлічних насосів [29], що дає змогу систематизувати питання про механізми втрат і розробити методи їх мінімізації. Запропонована нова конструкція героторного насоса зі змінним зазором [30] є спробою адаптувати робочі параметри машини до умов експлуатації, зменшуючи втрати й підвищуючи ефективність. Водночас розроблена прогноуюча модель внутрішніх витоків з урахуванням фізичного зазору між роторами [31] і математична модель для прогнозування ефективності потоку й об'єму [32] дають змогу більш точно оцінювати робочі характеристики гідромашин у реальних умовах.

Обґрунтовані параметри системи роторів для прогнозування зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора [33] і запропонована багатокритеріальна оптимізація зубчастого профілю роторів [34] відкривають нові можливості для підвищення продуктивності й надійності гідравлічних приводів. Оптимізація нерівномірності витрати й швидкості зносу [35] є важливим кроком для збалансування продуктивності й довговічності машин.

Проте, незважаючи на значний обсяг теоретичних і чисельних досліджень, вплив зносу робочих поверхонь роторів, а саме збільшення зазору між роторами планетарного гідромотора, на зміну його вихідних характеристик досі не був предметом експериментального вивчення. Це створює суттєву прогалину в розумінні реальних процесів, що відбуваються в робочих камерах гідромоторів під час експлуатації.

Критично оцінюючи наявні напрацювання, можна зазначити, що більшість моделей базується на ідеалізованих припущеннях, які не завжди адекватно відображають складність фізичних процесів, зокрема взаємодію поверхонь роторів при зносі й утворення зазорів. Відсутність експериментальних даних ускладнює верифікацію моделей і їх застосування для практичного проектування та діагностики.

Також варто звернути увагу на те, що зміна зазору між роторами не лише впливає на герметичність і втрати, а й може викликати зміну динамічних характеристик гідромотора, таких



як коливання тиску, нерівномірність обертання та вібрації, що негативно позначається на стабільності роботи всієї системи. Ці аспекти потребують комплексного експериментального вивчення з використанням сучасних методів вимірювання й аналізу.

Отже, дослідження спрямоване на заповнення цієї наукової прогалини шляхом проведення експериментальних досліджень впливу зносу робочих поверхонь роторів планетарного гідромотора на динаміку зміни його вихідних характеристик. Такий підхід дасть змогу не лише підтвердити або уточнити наявні теоретичні моделі, а й розробити практичні рекомендації щодо підвищення надійності й ефективності гідравлічних приводів у різних сферах застосування.

Формулювання мети статті (постановка завдання). Для експериментального визначення впливу зносу робочих поверхонь роторів планетарного гідромотора на динаміку зміни його вихідних характеристик при зміні діаметрального зазору між його роторами дослідженнями передбачена розробка математичного апарату й структурно-функціональної схеми моделювання динаміки зміни вихідних параметрів планетарного гідромотора при зміні зносу (діаметрального зазору); проведення теоретичних (шляхом моделювання) та експериментальних (стендових) досліджень динаміки зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора при зміні діаметрального зазору між його роторами.

Основна частина. При аналізі змін параметрів, що визначають функціональні характеристики планетарного гідромотора, особливу увагу привертають три ключові параметри: крутний момент $M_{кр}$, частота обертання n вихідного валу гідромотора та витрата перетікань $Q_{пер}$ [4, 5]. Саме зміни цих параметрів у планетарних гідромоторах, які залежать від ступеня зносу робочих поверхонь роторів, що проявляється в збільшенні діаметрального зазору, відбуваються принципово інакше, ніж у звичайних гідромашинах об'ємного типу [4; 5]. Це зумовлює необхідність детального вивчення їх поведінки з урахуванням особливостей конструкції та кінематики планетарних гідромоторів.

У зв'язку з цим у роботі проведено дослідження зміни функціональних параметрів ($M_{кр}$, n , $Q_{пер}$) планетарного гідромотора залежно від діаметрального зазору, що є показником зносу робочих поверхонь роторів. Дослідження виконані на трьох рівнях, кожен із яких відображає різні ступені наближення до реальних умов роботи гідромотора.

Перший рівень передбачає теоретичні дослідження планетарного гідромотора, ротори якого мають ідеальний профіль циклоїдального зачеплення. Під ідеальним профілем розуміється зубчастий контур без будь-яких похибок виготовлення, тобто з абсолютно правильним геометричним контуром, що відповідає теоретичним параметрам циклоїдального профілю [36; 37]. Такий підхід дає змогу отримати базове уявлення про вплив діаметрального зазору на вихідні характеристики гідромотора без ускладнень, пов'язаних із виробничими дефектами.

Другий рівень досліджень стосується гідромотора з реальним профілем циклоїдального зачеплення роторів. Реальний профіль відрізняється наявністю похибок виготовлення, що призводить до непередбачуваних змін діаметрального зазору. Ці похибки можуть суттєво впливати на роботу гідромотора, викликаючи додаткові втрати, нерівномірність обертання та зниження ефективності. Аналіз такого рівня дає змогу врахувати виробничі особливості й наблизити результати до реальних умов експлуатації.

Третій рівень передбачає проведення експериментальних досліджень планетарного гідромотора, ротори якого мають похибки форми виготовлення. Цей рівень є найбільш наближеним до умов експлуатації, оскільки враховує реальні дефекти, що виникають у процесі виробництва й експлуатації, і дає змогу оцінити їх вплив на динаміку зміни вихідних параметрів гідромотора.

Для теоретичних досліджень першого та другого рівнів розроблено математичний апарат, який описує вплив діаметрального зазору (зносу) на динаміку зміни вихідних характеристик



планетарного гідромотора. Залежно від зміни діаметрального зазору теоретичне значення крутного моменту $M_{кр}$ визначається добутком результуючої сили від дії тиску робочої рідини F на плече її застосування h [36; 37]:

$$\begin{aligned} M_{tor} &= F \cdot h; \\ F &= 2 \cdot \left(e \pm \frac{G}{2} \right) \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1); \\ h &= e + R_1; \end{aligned} \quad (1)$$

де e – міжцентрова відстань між роторами; G – діаметральний зазор між роторами; Δp – різниця тисків рідини; b – ширина роторів; z_1 – кількість зубів внутрішнього ротора; R_1 – радіус розташування центрів зубів внутрішнього ротора [36, 37].

Реальне значення крутного моменту $M_{кр}$ з урахуванням похибки форми виготовлення роторів, визначається зміною величини плеча $h = h_i$ [5]:

$$h_i = e + R_1 - \left[\left(e + R_{1i} \cdot \sin \frac{3\pi}{z_1} \right) \cdot \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \pm \frac{G}{2} \right] \cdot C_{n,\phi}, \quad (2)$$

де z_2 – кількість зубів зовнішнього ротора; R_2 – радіус розташування центрів зубів зовнішнього ротора, $C_{n,\phi}$ – коефіцієнт, що враховує похибку форми виготовлення роторів.

У процесі експлуатації планетарного гідромотора важливим параметром, що впливає на його робочі характеристики, є діаметральний зазор G між роторами. Цей зазор визначає ступінь герметичності робочих камер і, відповідно, наявність або відсутність перетікань робочої рідини всередині гідромотора.

При значенні діаметрального зазору G , менше за критичне значення ($G < G_{кр}$) перетікання робочої рідини в планетарному гідромоторі відсутні. Це пояснюється явищем самогерметизації, коли зона нагнітання робочої рідини надійно відокремлена від зони зливу. Самогерметизація забезпечує підтримання необхідного тиску в робочих камерах і запобігає перетіканням, що дає гідромотору змогу працювати з високою ефективністю й стабільністю [4]. Такий режим є оптимальним для роботи гідромотора, оскільки мінімізує втрати енергії через витіки та забезпечує максимальний крутний момент і продуктивність.

Однак при збільшенні значення діаметрального зазору більше критичного значення ($G > G_{кр}$) між роторами починають виникати перетікання робочої рідини. Це призводить до зниження герметичності, погіршення робочих характеристик і зменшення ефективності роботи планетарного гідромотора [5]. Перетікання робочої рідини через діаметральний зазор створює додаткові втрати, що негативно впливають на крутний момент, частоту обертання вихідного валу й загальну продуктивність.

Теоретичні значення витрат перетікань Q_{nep} залежать від діаметрального зазору й характеризуються витратою рідини через щілину висотою G' , яка утворюється циліндричними поверхнями зубців внутрішнього й зовнішнього роторів у зоні формування діаметрального зазору G . Проте реальні значення витрати перетікань Q_{nep} відрізняються від теоретичних через наявність додаткових перетікань робочої рідини через щілину висотою G'' , у протилежній зоні діаметрального зазору G , у зв'язку зі зміною величини плеча $h = h_i$ і визначаються залежністю:

$$Q_{nep} = \mu \cdot b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \cdot (G' + G''), \quad (3)$$



де μ – коефіцієнт, що характеризує геометрію проточної частини; ρ – кінематична в'язкість робочої рідини.

Теоретична частота обертання n валу планетарного гідромотора за наявності діаметрального зазору визначається виразом [5]:

$$n = \frac{n_T \cdot (\pi - 2 \cdot t_1 \cdot n_T \cdot z_1 \cdot z_2)}{\pi - t_1 \cdot n_T \cdot z_1 \cdot z_2};$$
$$t_1 = \frac{G \cdot R_1 \cdot b_1}{2 \cdot n_T \cdot V_0 \cdot \cos \delta};$$
(4)

де t_1 – час «спливання» внутрішнього ротора; n_T – частота обертання валу гідромотора за відсутності діаметрального зазору G ; V_0 – робочий об'єм гідромотора; δ – кут нахилу нормалі «спливання» внутрішнього ротора.

При зміні величини плеча $h = h_i$ плеча реальна частота n' обертання вала планетарного гідромотора визначається виразом:

$$n' = \frac{Q_0 - Q_{nep}}{V_0},$$
(5)

де Q_0 – дійсна (задана) витрата робочої рідини.

У результаті досліджень розроблено математичний апарат, що дає змогу провести моделювання динаміки зміни вихідних параметрів планетарного гідромотора при зміні діаметрального зазору (знос).

Критично оцінюючи підхід, варто зазначити, що, хоча математичний апарат дає змогу теоретично описати вплив діаметрального зазору, реальні умови експлуатації гідромотора можуть бути значно складнішими. Зокрема, похибки виготовлення, нерівномірність зносу, температурні та динамічні впливи можуть викликати додаткові ефекти, які важко врахувати в спрощених моделях. Тому поєднання теоретичних досліджень з експериментальними є необхідним для отримання повної картини впливу зносу на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Дослідження зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора ($M_{кр}$, n , Q_{nep}), залежно від діаметрального зазору, виконувалися на трьох рівнях. На першому та другому рівнях проводилися теоретичні дослідження шляхом моделювання процесів експлуатації (зносу елементів) планетарних гідромашин за допомогою системи блочного моделювання VisSim. Вхідними параметрами при моделюванні приймалися такі: робочий об'єм гідромотора $V_0 = 630 \text{ см}^3$, перепад тиску $\Delta p = 16 \text{ МПа}$, кількість зубів внутрішнього ротора $z_1 = 9$, зовнішнього ротора – $z_2 = 10$.

Для моделювання експлуатаційних умов розроблено структурно-функціональну схему, що дає змогу визначити зміну вихідних параметрів планетарного гідромотора при зносі зубчастих поверхонь його роторів (рис. 1). Вихідними параметрами планетарного гідромотора прийнято крутний момент, який описаний рівнянням (1) і реалізується блоком 1, витрата перетікань, яка визначається рівнянням (3) та реалізується блоком 2, і частота обертання, що визначається рівняннями (4), (5) і реалізується блоком 3. Блок 4 дає змогу вивести залежність зміни вихідних параметрів планетарного гідромотора на екран.

Зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора ($M_{кр}$, Q_{nep} , n) для теоретичного циклоїдального зачеплення залежно від зміни діаметрального зазору G (рис. 2) характеризуються двома ділянками $G < G_{кр}$ і $G > G_{кр}$ (при значенні $G_{кр} = 0,4 \text{ мм}$) [4; 5].

Теоретичний крутний момент $M_{кр}$ у всьому діапазоні зміни діаметрального зазору G від 0 до 0,6 мм характеризується прямою лінією, має незначні відхилення (до 3,5 %) від свого номінального значення, змінюючись у діапазоні від 1450 Н · м до 1400 Н · м (рис. 2, крива 1).

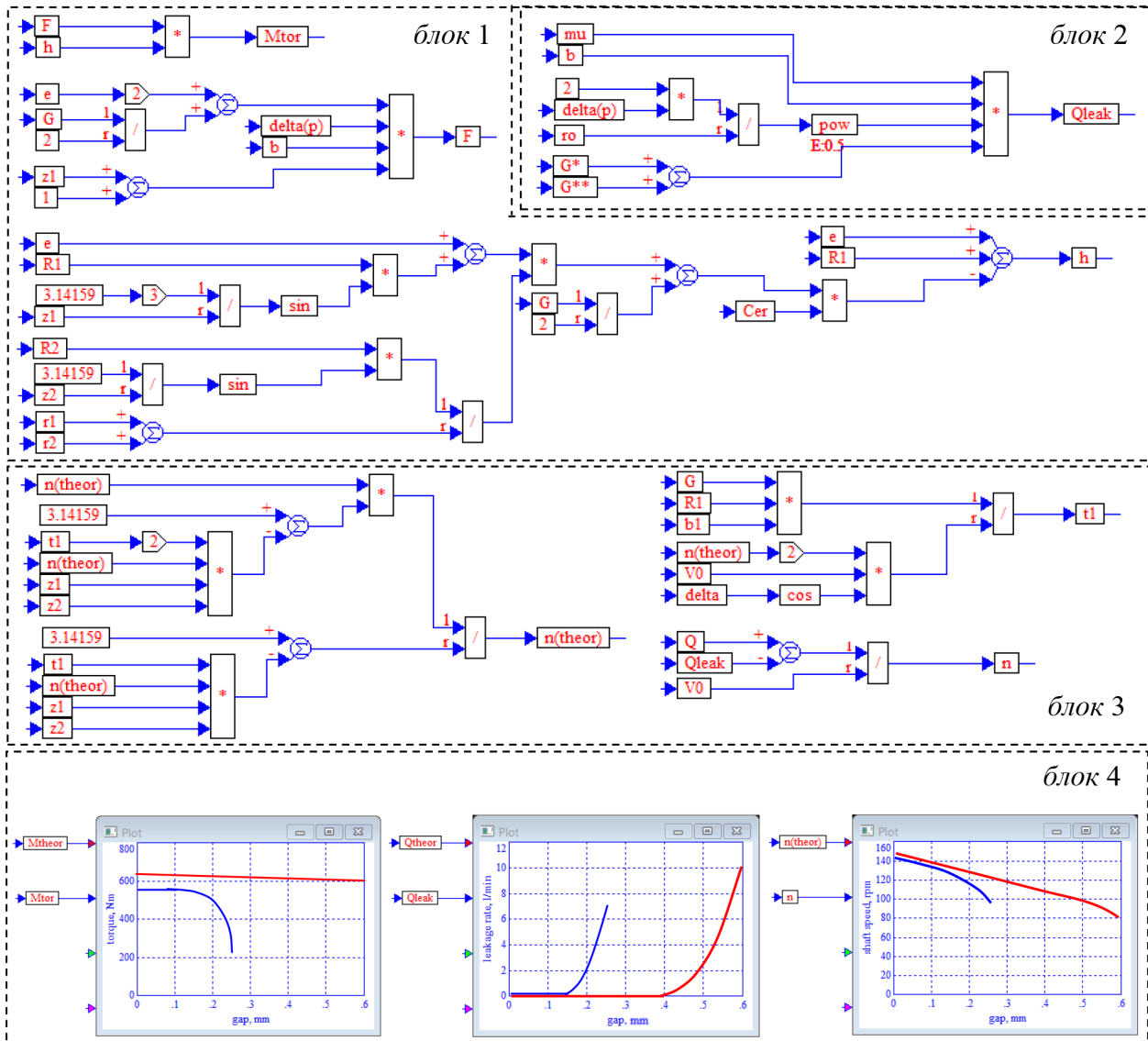


Рис. 1. Структурно-функціональна схема моделювання зміни вихідних параметрів планетарного гідромотора при зносі зубчастих поверхонь його роторів

Теоретична витрата перетікань $Q_{пер}$ (рис. 2, крива 2) на першій ділянці при зміні діаметрального зазору G в діапазоні від 0 до 0,4 мм ($G < G_{кр}$) відсутня, а на другій ділянці при збільшенні діаметрального зазору G від 0,4 до 0,6 мм відбувається «розгерметизація» роторів [5] і теоретична витрата перетікань $Q_{пер}$ характеризується параболічною залежністю, різко зростаючи від 0 до 10 л/хв (рис. 1, крива 2).

Зміна теоретичної частоти обертання валу гідромотора n на першій ділянці (рис. 2, крива 3) при зміні діаметрального зазору G в діапазоні від 0 до 0,4 мм ($G < G_{кр}$) має лінійний характер, при цьому значно зменшується (до 29 %) у діапазоні від 150 хв⁻¹ до 107 хв⁻¹. Причиною такої зміни теоретичної частоти обертання є додаткові переміщення внутрішнього ротора [4]. На другій ділянці зі збільшенням діаметрального зазору від 0,4 до 0,6 мм виникають теоретичні витрати перетікань $Q_{пер}$, унаслідок «розгерметизації» роторів. У цьому випадку зміна теоретичної частоти обертання n відбувається за параболічним законом і тільки на цій ділянці зменшується (на 25,3 %) від 107 хв⁻¹ до 80 хв⁻¹ (рис. 2, крива 3).

Зміни функціональних параметрів для реального циклоїдального зачеплення залежно від зміни діаметрального зазору G також характеризуються двома ділянками (рис. 2, криві 4, 5

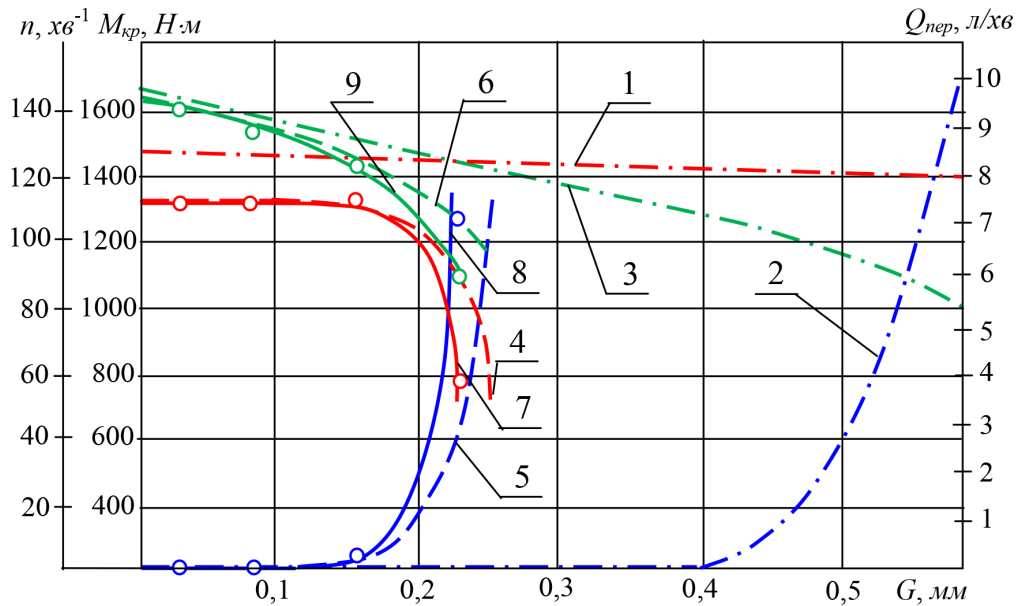


Рис. 2. Залежність зміни вихідних параметрів планетарного гідромотора від діаметрального зазору (знос): 1, 2 і 3 – криві зміни теоретичного крутного моменту, теоретичної витрати перетікань і теоретичної частоти обертання відповідно [5]; 4, 5 і 6 – криві зміни реального крутного моменту, реальної витрати перетікань і реальної частоти обертання відповідно; 7, 8 і 9 – експериментальні криві зміни крутного моменту, витрати перетікань і частоти обертання відповідно

і 6). У реальному циклоїдальному зачепленні поділ ділянок відбувається за значення критичного зазору $G_{кр} = 0,16$ мм. Це пояснюється тим, що при моделюванні процесів, які відбуваються в реальному циклоїдальному зачепленні, на відміну від теоретичного, урахувалася похибка форми зубчастого контуру роторів, зумовлена їх виготовленням. Наявність похибки форми виготовлення зубчастого профілю роторів викликає дискретне зменшення плеча h_i прикладення результуючої сили тиску робочої рідини, описане рівнянням (2). Цей процес на другій ділянці (при $G > G_{кр}$) характеризується різкими змінами реальних значень функціональних параметрів ($M_{кр}$, n , $Q_{пер}$).

Реальний крутний момент $M_{кр}$, діапазон зміни діаметрального зазору G від 0 до 0,16 мм, характеризується прямою лінією та практично не має відхилення від свого початкового значення. На першій ділянці крутний момент дорівнює $M_{кр} = 1320$ Н · м (рис. 2, крива 4). На другій ділянці (при $G > G_{кр}$) реальний крутний момент різко зменшується (на 42 %) до величини $M_{кр} = 720$ Н · м, при максимальному значенні діаметрального зазору $G_{max} = 0,25$ мм (рис. 2, крива 4).

Реальна витрата перетікань $Q_{пер}$, як і теоретична, при зміні діаметрального зазору G в діапазоні від 0 до 0,16 мм (на першій ділянці) відсутня (рис. 2, крива 5). На другій ділянці при збільшенні діаметрального зазору від критичного $G_{кр} = 0,16$ мм до максимального $G_{max} = 0,25$ мм, у результаті зменшення плеча h_i прикладення результуючої сили, реальна витрата перетікань $Q_{пер}$ різко збільшується. При максимальному значенні діаметрального зазору $G_{max} = 0,25$ мм, унаслідок «розгерметизації» роторів [5], значення реальної витрати перетікань $Q_{пер}$ досягає 7,5 л/хв (рис. 2, крива 5).

Зменшення реальної частоти обертання n на першій і другій ділянках відбувається за параболічним законом без різких відхилень, але досить динамічно (рис 2, крива 6). При зміні діаметрального зазору в діапазоні від 0 до 0,25 мм, унаслідок «додаткових» переміщень внутрішнього ротора [5] і збільшення реальної витрати перетікань $Q_{пер}$, значення реальної частоти



обертання n зменшується на 65,5 %, змінюючись при цьому в діапазоні від 145 хв^{-1} до 50 хв^{-1} (рис 2, крива 6).

Необхідно відзначити, що результати моделювання першого (теоретичного) і другого (реального) рівнів за характером закономірностей досить близькі, а в кількісних (цифрових) показниках значно відрізняються. Критичне значення діаметрального зазору $G_{кр}$ для першого (теоретичного) рівня у 2,5 раза перевищує це значення для другого (реального) рівня й, відповідно, дорівнює $G_{кр} = 0,4 \text{ мм}$ і $G_{кр} = 0,16 \text{ мм}$. Це пояснюється тим, що в теоретичному циклоїдальному зачепленні (перший рівень), за умовою моделювання, відсутня похибка форми зубчастого контуру, а при моделюванні реального зачеплення (другий рівень) вона задається як результат похибки виготовлення.

Третій рівень передбачає проведення експериментальних досліджень планетарного гідромотора, ротори якого мають похибки форми виготовлення зубчастого профілю [36; 37]. Експериментальні дослідження проводилися з використанням планетарного гідромотора PRG-22, потужністю 22 кВт і робочим об'ємом $V_0 = 630 \text{ см}^3$. Номінальний перепад тиску $\Delta p = 16 \text{ МПа}$ забезпечує крутний момент $M_{кр} = 1300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а дійсна витрата робочої рідини $Q_0 = 96 \text{ л/хв}$ дає змогу отримати номінальну частоту обертання $n = 145 \text{ хв}^{-1}$. Кількість зубів внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно, дорівнюють $z_1 = 9$ і $z_2 = 10$.

Експериментальний крутний момент $M_{кр}$, витрата перетікань $Q_{пер}$ і частота обертання n (рис. 2, криві 7, 8, 9) на першій і другій ділянках змінюються аналогічно до реальних значень крутного моменту $M_{кр}$, витрати перетікань $Q_{пер}$ і частоти обертання n , відповідно, маючи ті ж числові значення (рис. 2, криві 7 і 4). Однак граничне значення діаметрального зазору G_{max} для експериментальних значень крутного моменту $M_{кр}$, витрати перетікань $Q_{пер}$ і частоти обертання n на 8 % менше цих же значень при реальних дослідженнях і, відповідно, дорівнюють $G_{max} = 0,23 \text{ мм}$ та $G_{max} = 0,25 \text{ мм}$ (рис. 2, криві 7 і 4).

Збіг результатів експериментальних даних і результатів моделювання роботи планетарного гідромотора з реальними роторами свідчить про достовірність теоретичних передумов впливу зносу робочих поверхонь роторів планетарного гідромотора на динаміку зміни його вихідних характеристик. Однак необхідно відзначити значні відмінності результатів експериментальних даних і результатів моделювання роботи планетарного гідромотора з теоретичними роторами. Критичне значення діаметрального зазору для першого (теоретичного) рівня у 2,5 раза перевищує це значення для другого (реального) і третього (експериментального) рівнів, що, відповідно, дорівнює $0,4 \text{ мм}$ і $0,16 \text{ мм}$. Ці відмінності показують, що технологія виготовлення зубчастих поверхонь роторів планетарного гідромотора значно впливає на динаміку зміни його вихідних характеристик. Тому вдосконалення технології виготовлення, а також модернізація конструкції зубчастої поверхні роторів планетарного гідромотора дасть змогу збільшити ресурс його роботи більше ніж удвічі.

Висновки. У результаті досліджень розроблено математичний апарат і структурно-функціональну схему, що дають змогу моделювати динаміку зміни вихідних параметрів планетарного гідромотора від зносу робочих поверхонь його роторів.

Дослідження динаміки зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора залежно від зносу (діаметрального зазору) показують, що теоретичний крутний момент і теоретична частота обертання при зміні діаметрального зазору від 0 до 0,6 мм, характеризуються прямою лінією. Теоретичний крутний момент має відхилення до 3,5 %, змінюючись від $1450 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $1400 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а теоретична частота обертання має значні відхилення до 47 %, змінюючись від 150 хв^{-1} до 80 хв^{-1} . Це пояснюється додатковими переміщеннями внутрішнього ротора. Теоретична витрата перетікання робочої рідини досягає 10 л/хв при критичному значенні діаметрального зазору $0,4 \text{ мм}$.



Динаміка зміни функціональних параметрів реального циклоїдального зачеплення характеризуються двома ділянками, при цьому поділ відбувається при значенні діаметрального зазору 0,16 мм. Це пояснюється наявністю похибки форми виготовлення зубчастого профілю роторів, що викликає дискретне зменшення плеча застосування результуючої сили тиску робочої рідини.

Реальний крутний момент і витрата перетікань у діапазоні зміни діаметрального зазору від 0 до 0,16 мм характеризується прямою лінією. На другій ділянці реальний крутний момент різко зменшується (на 42 %) до $720 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а реальна витрата перетікань різко збільшується і досягає 7,5 л/хв при максимальному значенні діаметрального зазору 0,25 мм. Зменшення реальної частоти обертання на 65,5 % відбувається досить динамічно за параболічним законом, змінюючись у діапазоні від 145 хв^{-1} до 50 хв^{-1} . Така зміна реальної частоти обертання відбувається внаслідок «додаткових» переміщень внутрішнього ротора та збільшення реальної витрати перетікань.

Експериментальними дослідженнями планетарного гідромотора встановлено, що експериментальні крутний момент, витрата перетікань і частота обертання змінюються аналогічно реальним значенням, маючи такі ж числові значення. Граничне значення діаметрального зазору для експериментальних значень на 8 % менше цих значень при реальних дослідженнях і, відповідно, дорівнюють 0,23 мм і 0,25 мм.

Збіг результатів експериментальних даних і результатів моделювання роботи планетарного гідромотора з реальними роторами свідчить про достовірність теоретичних передумов впливу зносу робочих поверхонь роторів планетарного гідромотора на динаміку зміни його вихідних характеристик. Однак необхідно відзначити значні відмінності результатів експериментальних даних і результатів моделювання роботи планетарного гідромотора з теоретичними роторами. Критичне значення діаметрального зазору для першого (теоретичного) рівня у 2,5 раза перевищує це значення для другого (реального) і третього (експериментального) рівнів, що, відповідно, дорівнює 0,4 мм і 0,16 мм. Ці відмінності показують, що технологія виготовлення зубчастих поверхонь роторів планетарного гідромотора значно впливає на динаміку зміни його вихідних характеристик. Тому вдосконалення технології виготовлення, а також модернізація конструкції зубчастої поверхні роторів планетарного гідромотора дасть змогу збільшити ресурс його роботи більше ніж удвічі.

Список використаних джерел

1. Nadykto V., Kyurchev V., Chaplinskyi A., Ayubov A. Ways to increase the traction efficiency of modular draft device. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021. № 1021(1). 012043. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012043>
2. Bulgakov V., Aboltins A., Beloev H., Nadykto V., Kyurchev V., Adamchuk V., Kaminskiy V. Experimental investigation of plow-chopping unit. *Agriculture (Switzerland)*, 2021. № 11(1). P. 1–14. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture11010030>
3. Nadykto V., Kyurchev V., Bulgakov V., Findura P., Karaiev O. Influence of the Plough with Tekrone Mouldboards and Landsides on Ploughing Parameters. *Acta Technological Agriculture*. 2020. № 23(1). P. 40–45. DOI: <https://doi.org/10.2478/ata-2020-0007>
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*. 2021. № 1021(1). 012045. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045>
5. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2023. Вип. 13. Т. 1. DOI: <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>
6. Andrenko P., Rogovyi A., Hrechka I., Khovanskyi S., Svyarenko M. The Influence of the Gas Content in the Working Fluid on Parameters of the Hydraulic Motor's Axial Piston. *DSMIE 2021: Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI*. LNME. Springer, Cham, 2021. P. 97–106. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_10



7. Zhang X., Zhang J., Xu B., Yang Z., Zhao Q., Zhang H. The effect of slotted hole on minimum oil film thickness of piston in radial piston hydraulic motor. *Proceedings of ASME/BATH 2021: Symposium on Fluid Power and Motion Control*. 2021. 175622. DOI: <https://doi.org/10.1115/FPMC2021-69937>
8. Roquet P., Raush G., Berne L. J., Gamez-Montero P.-J., Codina E. Energy Key Performance Indicators for Mobile Machinery. *Energies*. 2022. № 15(4). P. 1364. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15041364>
9. Rundo M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. *Energies*. 2017. № 10. P. 1261. DOI: <https://doi.org/10.3390/en10091261>
10. Paffoni B. Pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers G*. 2003. № 217. P. 179–187. DOI: <https://doi.org/10.1243/095441003769700744>
11. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82–92. DOI: <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92>
12. Paffoni B., Progri R., Gras R. Teeth clearance effects upon pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers G*. 2004. № 218. P. 247–256. DOI: <https://doi.org/10.1243/0954410041872799>
13. Bonandrini G., Mimmi G., Rottenbacher C. Theoretical analysis of internal epitrochoidal and hypotrochoidal machines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C*. 2009. № 223. P. 1469–1480. DOI: <https://doi.org/10.1243/09544062JMES1163>
14. Bonandrini G., Mimmi G., Rottenbacher C. Theoretical Analysis of an Original Rotary Machine. *Journal of Mechanical Design*. 2010. № 132(2). 024501. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4000698>
15. Bonandrini G., Mimmi G., Rottenbacher C. Design and simulation of meshing of a particular internal rotary pump. *Mechanism and Machine Theory*. 2012. № 49. P. 104–116. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.11.001>
16. Hsieh C.F. Fluid and dynamics analyses of a gerotor pump using various span angle Designs. *Journal of Mechanical Design*. 2012. № 134(12). 121003. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4007703>
17. Kwon S.-M., Kim C.-H., Shin J.-H. Analytical wear model of a gerotor pump without hydrodynamic effect. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*. 2008. № 2. P. 230–237. DOI: <https://doi.org/10.1299/jamdsm.2.230>
18. Ivanovic' L., Rakic' B., Stojanovic' B., Matejic' M. Comparative analysis of analytical and numerical calculations of contact stresses at rotational elements of gerotor pumps. *Applied Engineering Letters*. 2016. № 1. P. 1–7.
19. Ivanovic' L. Reduction of the maximum contact stresses by changing geometric parameters of the trochoidal gearing teeth profile. *Meccanica*. 2016. № 51. P. 2243–2257.
20. Yang D. C. H., Yan J., Tong S.-H. Flowrate formulation and displacement analyses for deviation function-based gerotor pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C*. 2011. № 225. P. 480–487. DOI: <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2203>
21. Liu H., Lee J.-C., Yoon A., Kim S.-T. Profile design and numerical calculation of instantaneous flow rate of a gerotor pump. *Journal of Applied Mathematics and Physics*. 2015. № 3. P. 92–97. DOI: <https://doi.org/10.4236/jamp.2015.31013>
22. Hao C., Wenming Y., Guangming L. Design of gerotor oil pump with new rotor profile for improving performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C*. 2016. № 230. P. 592–601. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406215618228>
23. O'Shea C. Hydraulic Flow Ripple Cancellation Using the Primary Flow Source. *BATH/ASME 2016: Symposium on Fluid Power and Motion Control*. 2016. FPMC2016-1783, V001T01A044. 9 p. DOI: <https://doi.org/10.1115/FPMC2016-1783>
24. Furustig J., Larsson R., Almqvist A., Bates C.A., Ennemark P. A wear model for EHL contacts in gerotor type hydraulic motors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C*. 2015. № 229. P. 254–264. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406214534204>
25. Ivanovic' L., Mackic' T., Stojanovic' B. Analysis of the instantaneous friction coefficient of the trochoidal gear pair. *Journal of the Balkan Tribological Association*. 2016. № 22. P. 281–293.



26. Bigliardi E., Francia M., Milani M., Montorsi L., Paltrinieri F., Stefani M. A combined methodology for studying the axial balancing mechanism of orbit annular hydraulic machines. *IFAC-PapersOnLine*. 2016. № 28. P. 427–432. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.05.110>
27. Maiti R., Das M. K., Sahoo V., Avula K. C., Anukaran A., Tolambia V. P., Nag A. Leakage Past Active Contacts in Involute and Cycloidal Gear Hydrostatic Units. In Proceedings of the 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 20–22 May 2015.
28. 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*. 2012. № 134. 054502. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4006440>
29. Inaguma Y. A practical approach for analysis of leakage flow characteristics in hydraulic pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C*. 2013. № 227. P. 980–991. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406212456933>
30. Hsieh C. F. Flow characteristics of gerotor pumps with novel variable clearance designs. *Journal of Fluids Engineering*. 2015. № 137(4). 041107. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4029274>
31. Harrison J., Aihara R., Eisele F. Modeling Gerotor Oil Pumps in 1D to Predict Performance with Known Operating Clearances. *SAE International Journal of Engines*. 2016. № 9. P. 1839–1846. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1081>
32. Ivanovic' L. T., Velic'kovic' S. N., Stojanovic' B. Ž., Kandevo M., Jakimovska K. The selection of optimal parameters of gerotor pump by application of factorial experimental design. *FME Transport*. 2017. № 45. P. 159–164.
33. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Milaeva I., Pastushenko A. Prediction of Changes in the Output Characteristics of the Planetary Hydraulic Motor. InterPartner 2020: *Advanced Manufacturing Processes II*. LNME. Springer, Cham, 2021. P. 744–754. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_72
34. Robison A., Vacca A. Multi-objective optimization of circular-toothed gerotors for kinematics and wear by genetic algorithm. *Mechanism and Machine Theory*. 2018. № 128. P. 150–168. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.05.011>
35. De Martin A., Jacazio G., Sorli M. Optimization of gerotor pumps with asymmetric profiles through evolutionary strategy algorithm. *Machines*. 2019. № 7. P. 17. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines7010017>
36. 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*. 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. DOI: <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>
37. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Холод І. М., Волошин А. А. Вплив похибки зубчастого профілю роторів планетарного гідромотора на його технічний стан. *Праці ТДАТУ*. 2025. Вип. 25. Т. 1. С. 36–44. DOI: <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-1-5>

Дата першого надходження статті до видання: 19.01.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 28.02.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 28.04.2026

Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)





A. Panchenko¹, A. Voloshina¹, I. Panchenko¹, S. Khovanskyi², A. Voloshin³

¹ *Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*

² *Sumy State University*

³ *Separated Structural Subdivision "Melitopol Professional College of Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University"*

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE DYNAMICS OF CHANGES IN THE OUTPUT CHARACTERISTICS OF A PLANETARY HYDRAULIC MOTOR DURING WEAR OF THE ROTOR WORKING SURFACES

Summary

The article deals with the influence of the wear of the working surfaces of the rotors of the planetary hydraulic motor on the change in its output characteristics. Planetary hydraulic motors are widely used in various industries, providing a high torque and a stable low frequency of rotation of the output shaft. However, during operation, wear of the rotors occurs, which leads to an increase in the diametrical gap between them. The increase of the gap is accompanied by two phases: when the gap is smaller than the critical one, self-sealing occurs, which prevents leaks of the working fluid, and when the critical gap is exceeded, the sealing is violated and leaks occur, which worsens the output characteristics of the planetary hydraulic motor and reduces its efficiency. Studies are conducted on three levels: with an ideal profile of rotors, a real profile – the presence of an error in the manufacturing of a toothed contour, and experimental studies. The coincidence of the results of experimental data and modeling of the work of the planetary hydraulic motor with real rotors testifies to the reliability of the theoretical assumptions of the influence of the wear of the working surfaces of the rotors of the planetary hydraulic motor on the dynamics of changes in its output characteristics. However, it is necessary to note significant differences between the results of experimental data and the results of modeling the operation of a planetary hydraulic motor with theoretical rotors. The critical value of the diametral gap for the first (theoretical) level is 2.5 times higher than this value for the second (real) and third (experimental) levels, which is 0.4 mm and 0.16 mm, respectively. These differences show that the technology of manufacturing toothed surfaces of rotors of a planetary hydraulic motor has a significant influence on the dynamics of changes in its output characteristics. Therefore, the improvement of the manufacturing technology, as well as the modernization of the design of the toothed surface of the rotors of the planetary hydraulic motor will allow to increase the resource of its work more than twice. The obtained results have practical significance for the development of control methods and optimization of planetary hydraulic motors, which will lead to an increase in their durability and productivity in various fields of application.

Keywords: critical clearance; flow rate; torque; structural-functional diagram; operating conditions.