

DOI <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-3-21>

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

І. М. Холод¹, асистент

ORCID: 0000-0002-3652-0687

А. А. Волошин², викладач спецдисциплін

ORCID: 0009-0004-3850-7613

¹Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного²ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»

e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Анотація. Для планетарної (орбітальної) гідромашини зношування робочих елементів системи роторів визначається зміною (збільшенням) діаметрального зазору між її роторами. Тому експериментальне визначення впливу діаметрального зазору між роторами планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів із метою діагностики його технічного стану в умовах експлуатації є актуальним завданням. Експериментально доведено, що ККД, рекомендований для діагностики технічного стану гідромоторів, не завжди прийнятний, зокрема для планетарного гідромотора, а для характеристики залишкового ресурсу взагалі не прийнятний. Таким чином, для діагностики технічного стану планетарного гідромотора встановлено діагностичний параметр (частота обертання вала гідромотора), що дає змогу оцінювати його технічний стан в експлуатаційних умовах.

Ключові слова: зазор між роторами, витрата робочої рідини, навантаження, частота обертання, ККД.

Постановка проблеми. Одним із важливих показників, що визначають зміну технічних характеристик гідравлічних машин об'ємної дії у процесі експлуатації, є знос елементів їхньої системи роторів [1]. Для планетарної (орбітальної) гідромашини зношування робочих елементів системи роторів визначається зміною (збільшенням) діаметрального зазору між роторами [2].

До гідроприводу з планетарним гідромотором у процесі експлуатації можуть висуватися різні вимоги [3; 4] залежно від призначення самохідної машини [5] як за навантажувальними характеристиками (крутний момент) [6], так і за продуктивністю насосної станції (витрати) [7]. Тому для забезпечення стабільної роботи гідроприводу самохідної машини дуже велике значення має діагностична інформація про зміну технічних характеристик гідроприводу в різних експлуатаційних умовах за зносу елементів системи роторів гідромотора.

У процесі експлуатації планетарного гідромотора в результаті зношування елементів його системи роторів [1] діаметральний зазор постійно збільшується, досягаючи свого граничного значення [2; 8]. Тому експериментальне визначення впливу діаметрального зазору між роторами планетарного гідромотора на зміну його вихідних характеристик у всьому діапазоні зміни навантажень та подачі робочої рідини з метою діагностики його технічного стану в умовах експлуатації є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень. Відомо, що основними гідромашинами, що використовуються для привода активних робочих органів, є планетарні (орбітальні) гідромашини [9; 10]. Основними системами цих гідромашин, що зумовлюють їхні функціональні параметри та технічний стан, є система розподілу [11; 12] та система роторів [1; 13]. Запропоновано математичну



[12] та динамічну [14] моделі процесів, що відбуваються в розподільній системі гідромотора планетарного типу. Проведено експериментальні дослідження пропускнуєї спроможності систем розподілу гідромашин планетарного типу [15]. Питання, пов'язані з розрахунком, моделюванням та проєктуванням систем роторів не розглядалися.

Розглянуто геометричний підхід до формування профілю зовнішнього ротора, сполученого із внутрішнім [16], та запропоновано оптимальну форму зуба [17]. Виконано оцінювання герметизуючих властивостей і здійснено прогнозування навантажень на профіль ротора [18]. Розроблено теорію руху [19], досліджено кінематику [2] і динаміку [20] переміщення роторів планетарного (орбітального) гідромотора. Проведено аналіз силових взаємодій і моментів у циклоїдальному зачепленні [21], створено аналітичні [22], математичні [23] та імітаційні [24] моделі внутрішнього циклоїдального зубчастого колеса. Виконано аналіз процесу витіснення та розрахунок витрат робочої рідини [25], а також досліджено умови виникнення витоків [26]. Вивчено вплив зазорів між зубцями роторів на пульсацію потоку в героторному насосі [27], проте вплив зміни діаметрального зазору на функціональні параметри гідромашин планетарного типу залишився недостатньо дослідженим.

Окрему увагу приділено прогнозуванню процесів аерації та кавітації у героторних насосах [28], запропоновано методику моделювання кавітаційних явищ [29]. Установлено вплив геометрії профілю на продуктивність [30], проведено аналіз гідродинаміки героторних насосів [31]. Досліджено динамічні характеристики гідромотора з урахуванням функціональних особливостей системи роторів [32]. Здійснено факторний експеримент для визначення впливу різних чинників на функціональні параметри героторних [33] і планетарних [34] гідромашин та виконано експериментальні дослідження героторних агрегатів [35]. Запропоновано методи багатокритеріальної оптимізації зубчастого профілю роторів [36], а також варіанти з асиметричними профілями [37]; розроблено систему автоматизованого проєктування [38] роторів орбітального гідромотора. Водночас експериментальні дослідження впливу діаметрального зазору між роторами планетарного гідромотора на зміну його технічного стану в умовах експлуатації не проводилися.

У зв'язку із цим дану роботу присвячено експериментальному визначенню впливу діаметрального зазору між роторами планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів із метою діагностики технічного стану в умовах експлуатації в усьому діапазоні зміни навантажень та витрат робочої рідини.

Формулювання мети статті (постановка завдання). Для експериментального визначення впливу діаметрального зазору між роторами планетарного гідромотора на зміну його вихідних характеристик у всьому діапазоні зміни навантажень та подачі робочої рідини з метою діагностики його технічного стану в умовах експлуатації необхідно вирішити такі завдання: обґрунтувати вплив зношування (діаметрального зазору) на зміну функціональних параметрів гідромотора планетарного типу; дослідити вплив діаметрального зазору між роторами на зміну технічного стану планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни навантаження та витрат робочої рідини; обґрунтувати діагностичний параметр, що дає змогу оцінювати технічний стан планетарного гідромотора в експлуатаційних умовах.

Основна частина. Функціональні параметри планетарного гідромотора повністю залежать від гідравлічної щільності з'єднання внутрішнього та зовнішнього роторів [39–41]. Тому саме зазор G між зубцями (рис. 1) є основним геометричним показником технічного стану циклоїдального зачеплення.

Прогнозувати зазор $G = 0$ перед збиранням циклоїдального зачеплення принципово можливо. Для прогнозування зазору $G = 0$ перед складанням циклоїдального зачеплення необхідно у внутрішньому і зовнішньому роторах виміряти деякий комплексний параметр, що характе-

ризує їх «повноту». Причому комплексний параметр не залежить ані від радіусу R_1 ділового кола внутрішнього ротора (рис. 1), ані від радіусу r_1 закруглення його зубців або кутів їх розташування α_1 , а в зовнішньому роторі – від аналогічних параметрів R_2 , r_2 і α_2 .

«Повноту» зовнішнього ротора можна опосередковано оцінювати розміром «по роликах», вставлених у протилежні западини зубців [42]. У внутрішньому роторі нормується дещо інший розмір E , що охоплює такий ролик і протилежний зуб внутрішнього ротора (рис. 1).

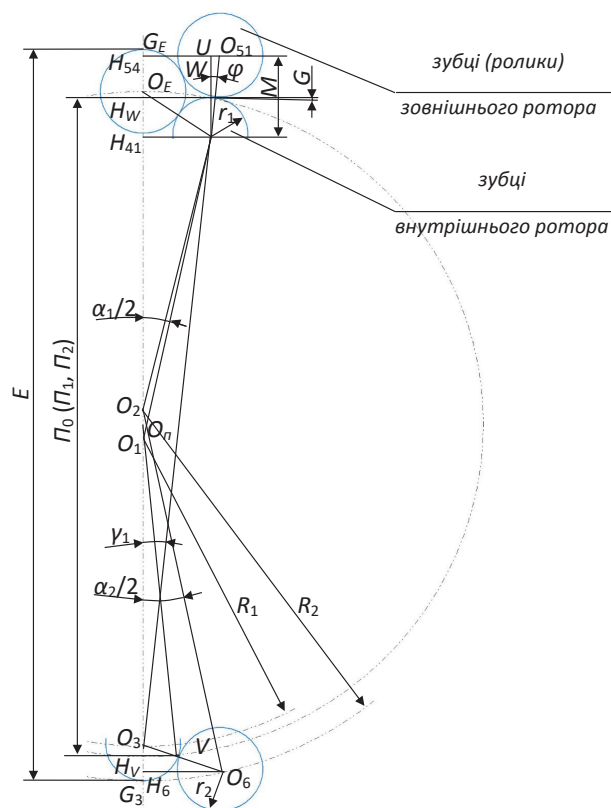


Рис. 1. Схема взаємного розташування внутрішнього та зовнішнього роторів за зміни параметрів E та Π

Розглянемо, чи може розмір E служити як комплексний параметр та чи не змінюється зазор G за постійного параметра E :

$$E = G_3 O_3 + O_3 H_{41} + H_{41} O_E + O_E G_E.$$

Ураховуючи, що

$$G_3 O_3 = r_1,$$

$$O_3H_{41} = 2R_1 \cdot \cos \frac{\alpha_1}{2},$$

$$O_E G_E = r'_2,$$

$$H_{41}O_E = \sqrt{(O_{41}O_E)^2 - (O_{41}H_{41})^2} = \sqrt{(r_1 + r_2')^2 - \left(R_1 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}\right)^2},$$

після підстановки маємо:

$$E = r_1 + 2R_1 \cdot \cos \frac{\pi}{z_1} + \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_1^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{z_1}} + r_2' . \quad (1)$$

Замінюючи радикал у (1) формулою наближеного обчислення з похибкою $\leq 4\%$, маємо:

$$E = R_1 \cdot K_E + 1,96 \cdot r_1 + 1,96 \cdot r_2', \quad (2)$$

$$\text{де } K_E = 2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_1} - 0,398 \cdot \sin \frac{\pi}{z_1}.$$

За відхилення r_1 на Δr_1 і R_1 на ΔR_1 відповідно змінюється E :

$$E + \Delta E = (R_1 + \Delta R_1) \cdot K_E + 1,96 \cdot (r_1 + \Delta r_1) + 1,96 \cdot r_2'. \quad (3)$$

Віднімаючи рівняння (2) з рівняння (3), отримаємо:

$$\Delta E = \Delta R_1 \cdot K_E + 1,96 \cdot \Delta r_1. \quad (4)$$

Задаючись постійним параметром E , тобто $E = 0$ з рівняння (4), маємо:

$$\Delta R_1 = \frac{1,96}{K_E} \cdot \Delta r_1. \quad (5)$$

При цьому для гідромотора ПРГ-22 за допуску $\Delta r_1 = 0,18$ мм маємо $R_1 = 0,186$ мм. Тоді за номінальних $R_2 = 39,49$ мм та $r_2 = 7,0$ мм, а також номінальних допустимих $r_{1\max} = 6,0$ мм та $R_1 = 29,77$ мм зазор між роторами дорівнює $G_{\min} = 0,0905$ мм. Звідси випливає, що за допустимих розмірів r_1 і R_1 зазор G перевищує запропонований зазор «0–0,07 мм», що свідчить про неузгодженість допусків r_1 , R_1 , E і G .

Розмір E не змінюється зі змінами Δr_1 і ΔR_1 за дотримання умови (5). Наприклад, якщо зі зменшенням r_1 на запропоновані 0,18 мм R_1 збільшиться на 0,186 мм, то за $r_{1\min} = 5,25$ мм та відповідним $R_1 = 31,84$ мм маємо $M = 11,077$ мм; тоді за $r_2 = 7,0$ мм маємо $G_{\max} = 1,257$ мм.

Таким чином, за постійного параметра E зазор G може коливатися в межах 0,0905...1,257 мм. Звідси випливає, що для прогнозування зазору G параметр E не придатний, і дотримання допусків розміру E (за інших допустимих розмірів) узагалі втрачає сенс. Тому параметр E необхідно або замінити іншим (до того ж щоб уникнути замкнутості розмірних ланцюгів з усіма наслідками, що звідси випливають), або взагалі вилучити з технічної документації.

Розглянемо, чи можна як шуканий комплексний параметр прийняти діаметр D кола виступів внутрішнього ротора. Параметр D характеризує точки, які максимально рознесені в радіальному напрямку. Такі точки не беруть участь у контактуванні зубців у беззазорному циклоїдальному зачепленні. Тому з функціонально значущими умовами такого контактування ніяк не можуть бути узгоджені поєднання R_1 і r_1 , можливі за постійного D :

$$D = 2R_1 + 2r_1. \quad (6)$$

За непарної кількості зубців діаметр D , як правило, визначають за розміром E , аналогічно з традиційним підходом до такого вимірювання «по роликах». Із рівнянь (6) і (2) випливає, що розмах коливань зазору G за постійного D ще більше, ніж за постійного E . Отже, параметр D теж не придатний для прогнозування зазору G . Дотримання допусків діаметра D (за дотримання допусків інших розмірів) також втрачає сенс і як комплексний параметр діаметр D не придатний.

Таким чином, комплексний геометричний параметр точності з'єднання внутрішнього та зовнішнього роторів, очевидно, необхідно шукати у самій геометрії зачеплення з урахуванням функціональних передумов.

У циклоїдальному зачепленні гідромотора ПРГ-22 (рис. 2а) конструктивне розділення зони нагнітання I від зони зливу II забезпечується контактами протилежних пар зубців, відстань між якими фіксована. За певної відстані II між рівнями контакту внутрішній ротор фіксується у зовнішньому роторі нерухомо, як вал в отворі гладкого беззазорного з'єднання. При цьому

відстань Π однакова у внутрішньому та у зовнішньому роторах. У разі коли відстань Π не однакова та з'являється деякий зазор, знижується гідравлічна щільність з'єднання і, як наслідок, погіршуються функціональні параметри гідромотора у цілому [13; 43].

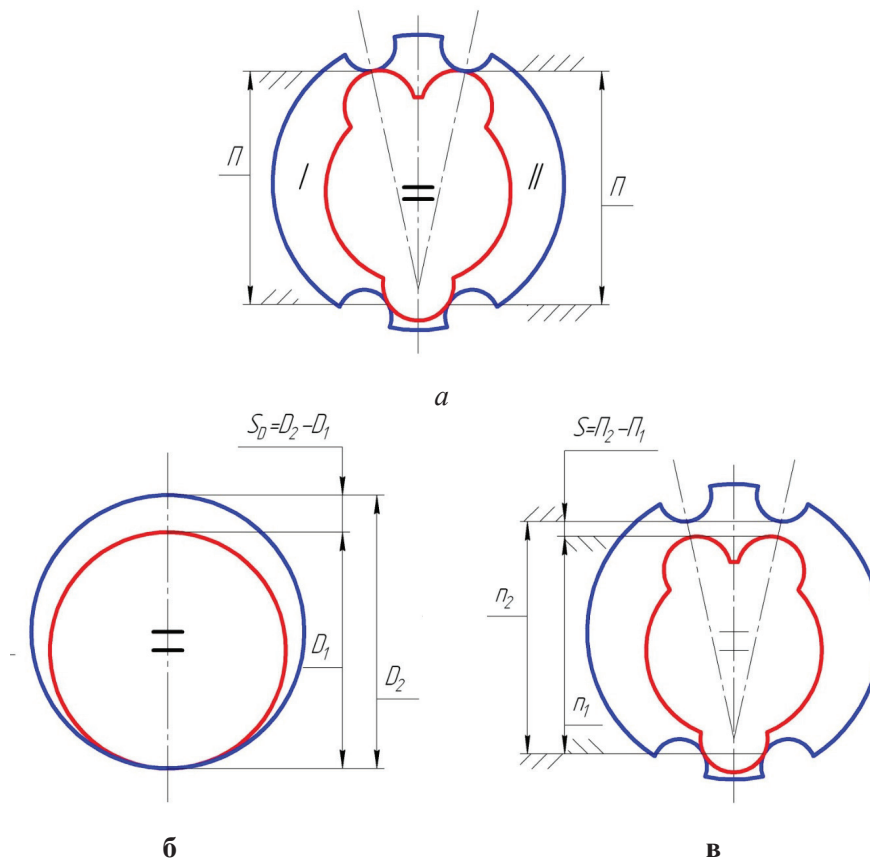


Рис. 2. Параметри «повноти» з'єднань: а, в – циклоїдального; б – циліндричного

Якщо врахувати, що безперервна контактна герметизація зон нагнітання I та зливу II забезпечується кінематикою зачеплення циклоїдальних контурів, апроксимованих круговими профілями зубців внутрішнього та зовнішнього роторів, стає ясною функціональна значущість відстані Π між рівнями контакту зубців.

За розрахункових значень R_1 , r_1 , α_1 , R_2 , r_2 і α_2 , які можуть відрізнятися від номінальних, маємо ідеальні внутрішній та зовнішній ротори із загальним комплексним параметром Π_0 , який чисельно дорівнює діаметральній проєкції відстані між протилежними точками контакту. Параметри реального внутрішнього ротора Π_1 і реального зовнішнього ротора Π_2 визначаються вимірними відхиленнями їх від комплексного параметра Π_0 . Тоді за беззazorного з'єднання реального внутрішнього ротора з ідеальним зовнішнім ротором параметр внутрішнього ротора Π – той самий незалежно від розмірів R_1 , r_1 , α_1 їх відхилень і поєднань. Іншими словами, будь-який внутрішній ротор, що характеризується параметром Π_1 , з'єднується з будь-яким зовнішнім ротором, із таким самим параметром $\Pi_2 = \Pi_1$, беззazorно [44]. Таким чином, виявлено єдиний комплексний параметр Π внутрішнього та зовнішнього роторів як умова їх беззazorного з'єднання.

Аналогічно, діаметри у гладких з'єднаннях, що характеризують «повноту» валу та отвору, комплексні параметри Π характеризують «повноту» внутрішнього та зовнішнього роторів. Як у гладкому з'єднанні зазор G_0 (рис. 2б) визначається безпосередньо різницею діаметрів

отвору D_2 і валу D_1 , так і в циклоїдальному зубчастому з'єднанні «діаметральний» зазор G (рис. 2в) визначається різницею параметрів зовнішнього Π_2 та внутрішнього Π_1 роторів, тобто $G = \Pi_2 - \Pi_1$ [45]. Звідси, обґрунтовано конструктивну значущість параметрів Π внутрішнього та зовнішнього роторів як доданків діаметрального зазору G – основного геометричного показника технічного стану циклоїдального зачеплення.

Значення діаметрального зазору G визначалося сумою його технологічного (заданого кресленням) зазору G_m та величиною зносу W_z (змінюючи форми профілю) внутрішнього та зовнішнього роторів:

$$G = G_m + W_z. \quad (7)$$

Використовуючи залежність крутного моменту від діаметрального зазору [13], отримаємо вираз для прогнозування величини зносу W_z робочих поверхонь його роторів за зміни навантажувальної здатності планетарного гідромотора:

$$W_z = 2 \left(\frac{M_{кр}}{2 \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot \eta_{зм}} - e \right) - G_m, \quad (8)$$

де $M_{кр}$ – поточне значення крутного моменту; Δp – перепад тиску робочої рідини у гідромоторі, МПа; b – ширина роторів, мм; z_1 – кількість зубців внутрішнього ротора; $\eta_{зм}$ – гідромеханічний ККД; e – міжцентрова відстань між внутрішнім та зовнішнім роторами, мм.

Таким чином, технічний стан планетарного гідромотора в процесі експлуатації визначається зміною (збільшенням) його діаметрального проміжку G , що істотно впливає на зміну вихідних параметрів гідромотора планетарного типу [1; 13]. Тому для забезпечення можливості діагностування технічного стану планетарного гідромотора необхідно експериментальне визначення впливу діаметрального зазору на зміну його функціональних параметрів у всьому діапазоні коливання навантажень і подачі робочої рідини.

Априорними дослідженнями гідроприводів із планетарними гідромоторами для мехатронних систем самохідної техніки визначено діапазони зміни витрати робочої рідини (подачі насосної станції) та навантаження (крутного моменту) на активних робочих органах [3]. Установлено [15; 34; 46], що діапазон зміни витрат робочої рідини становить 50...110 л/хв, а крутного моменту (навантаження) – 120...1500 Н·м. Розглядалися гідроприводи самохідної техніки потужністю 5...25 кВт. Експериментальні дослідження впливу діаметрального зазору між роторами планетарного гідромотора на зміну його вихідних характеристик проводилися для планетарного гідромотора ПРГ-22 робочим об'ємом 630 см³.

Експериментальні дослідження зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора проводилися для чотирьох фіксованих значень витрати Q робочої рідини (110 л/хв – рис. 3а; 90 л/хв – рис. 3б; 70 л/хв – рис. 4а; 50 л/хв – рис. 4б). Для кожного з чотирьох значень витрати Q робочої рідини наведено залежності зміни функціональних параметрів від навантаження M (крутного моменту) за різних вихідних значень діаметрального зазору G (0,02; 0,09; 0,16 та 0,23 мм). Для оцінки технічного стану планетарного гідромотора визначалися залежності зміни перепаду тиску Δp , частоти обертання валу гідромотора n та його загального ККД η .

Аналіз наведених залежностей (рис. 3, 4) показує, що зміни діаметрального зазору в діапазоні $G = 0,02...0,16$ мм практично не впливають на зміну перепаду тисків Δp і загального ККД η гідромотора за змін навантаження в діапазоні $M = 120...1500$ Н·м та витрат робочої рідини в діапазоні $Q = 50...110$ л/хв.

За витрат робочої рідини $Q = 110$ л/хв (рис. 3а) та діаметрального зазору $G = 0,02...0,09$ мм зі збільшенням навантаження M спостерігається незначне зменшення частоти обертання $n = 175...165$ хв⁻¹, що становить 7%. За значення діаметрального зазору $G = 0,16$ мм спостері-

гається незначне зменшення частоти обертання n (на 3%), яке зі збільшенням навантаження M змінюється в діапазоні $n = 170...160$ хв⁻¹, що становить 6%.

Аналогічні зміни частоти обертання n спостерігаються під час витрати робочої рідини $Q = 90$ л/хв (рис. 3б) для значень діаметрального зазору $G = 0,02...0,09$ мм. У разі збільшення навантаження M спостерігається зменшення частоти обертання $n = 145...110$ хв⁻¹, що становить 24%. За значення діаметрального зазору $G = 0,16$ мм спостерігається незначне зменшення частоти обертання n (на 3%), яке зі збільшенням навантаження M змінюється в діапазоні $n = 140...85$ хв⁻¹, що становить 40%.

За витрат робочої рідини $Q = 70$ л/хв (рис. 4а) та діаметрального зазору $G = 0,02...0,16$ мм відбувається зменшення частоти обертання гідромотора $n = 115...50$ хв⁻¹, що становить 57%.

Аналогічний характер зміни частоти обертання n спостерігається за витрат і робочої рідини $Q = 50$ л/хв (рис. 4б) і значення діаметрального зазору $G = 0,02...0,16$ мм. У разі збільшення навантаження M спостерігається зменшення частоти обертання $n = 75...20$ хв⁻¹, що становить 75%.

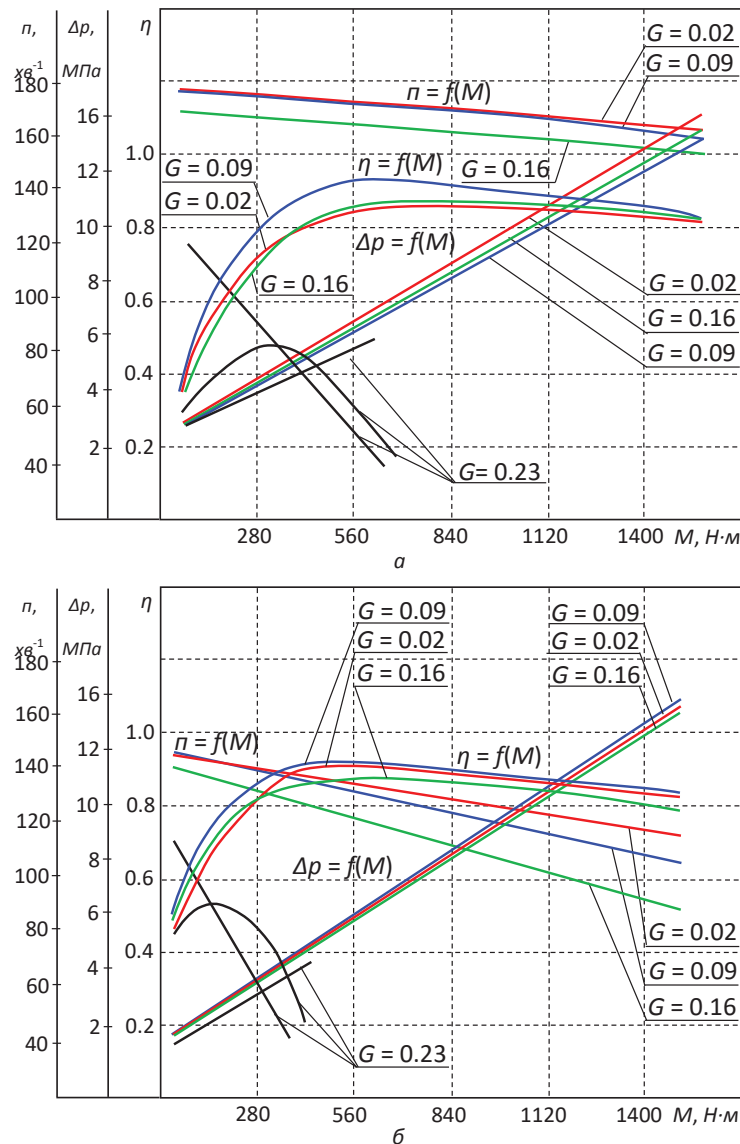


Рис. 3. Зміна функціональних параметрів гідромотора за вихідних витрат робочої рідини:
а – $Q = 110$ л/хв; б – $Q = 90$ л/хв

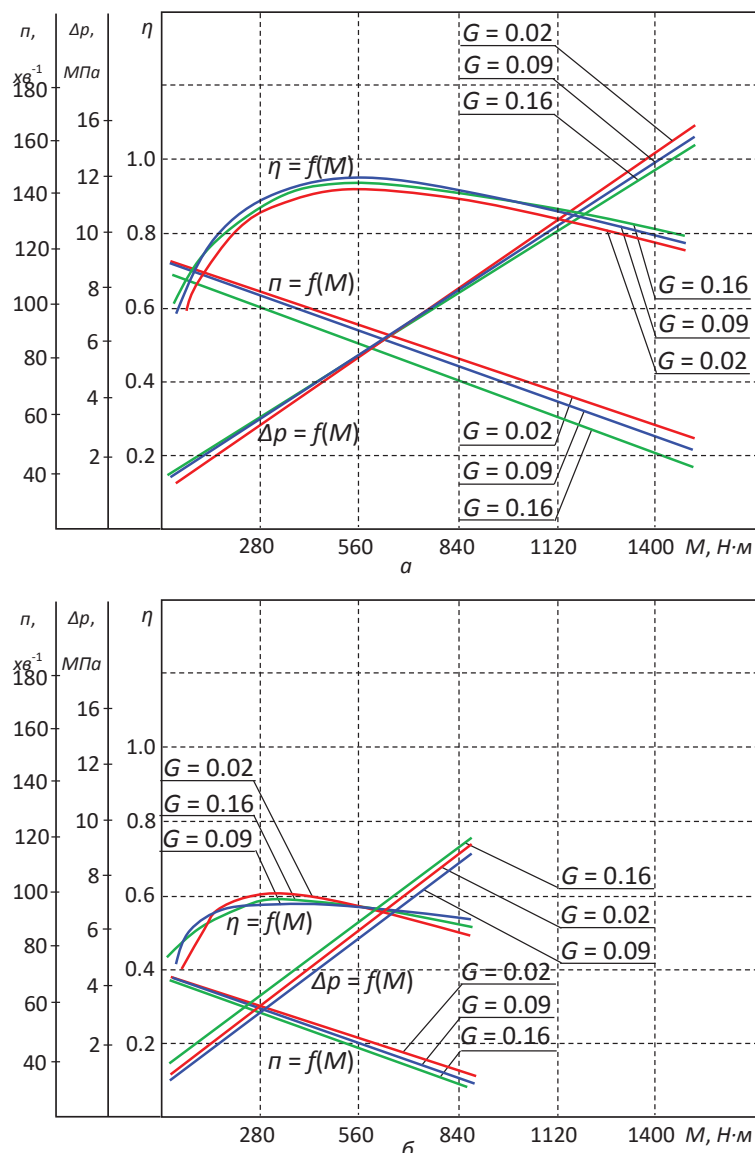


Рис. 4. Зміна функціональних параметрів гідромотора за вихідних витрат робочої рідини:
 $a - Q = 70 \text{ л/хв}; b - Q = 50 \text{ л/хв}$

Різде падіння частоти обертання n і, як наслідок, загального ККД гідромотора спостерігається за значень діаметрального зазору $G = 0,23 \text{ мм}$ для значень витрат $Q = 110 \text{ л/хв}$ (рис. 3а) і $Q = 90 \text{ л/хв}$ (рис. 3б). За витрат робочої рідини $Q = 110 \text{ л/хв}$ (рис. 3а) зі збільшенням навантаження $M = 120 \dots 600 \text{ Н·м}$ частота обертання змінюється в діапазоні $n = 120 \dots 40 \text{ хв}^{-1}$, що становить 67%. За витрат робочої рідини $Q = 90 \text{ л/хв}$ (рис. 3б) зі збільшенням навантаження $M = 120 \dots 380 \text{ Н·м}$ частоти обертання змінюється в діапазоні $n = 110 \dots 40 \text{ хв}^{-1}$, що становить 63%. Подальше збільшення навантаження M в обох розглянутих випадках призводить до зупинки гідромотора.

За встановленими значеннями зазначених параметрів було визначено залежності зміни частоти обертання від навантаження, $n = f_1(M_{кр})$ (рис. 5) та витрати робочої рідини від навантаження, $Q = f_2(M_{кр})$ (рис. 6).

Аналіз залежності зміни частоти обертання вала гідромотора від навантаження $n = f(M_{кр})$ показує (рис. 5), що:

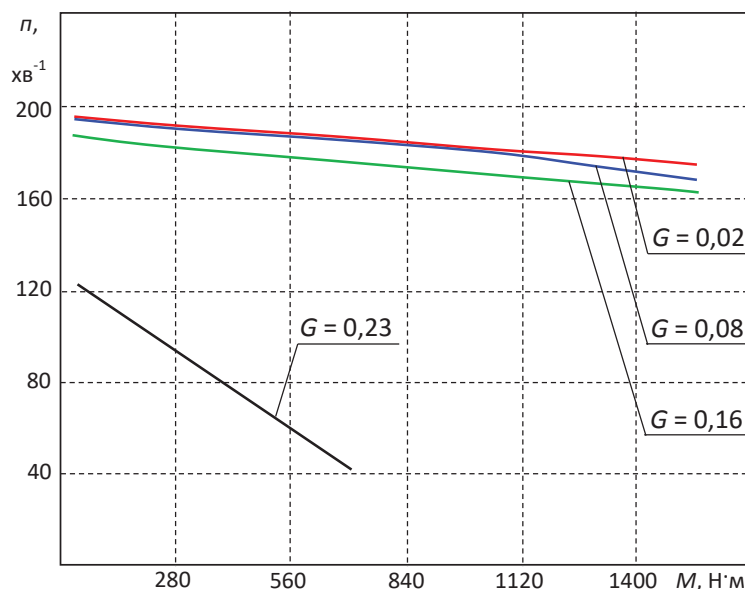


Рис. 5. Залежність зміни частоти обертання від навантаження за вихідної витрати робочої рідини $Q = 110$ л/хв

- зі збільшенням діаметрального зазору до $G = 0,16$ мм частота обертання n знижується незначно;
- криві зміни частоти обертання за різних значень навантаження практично еквідистантні;
- із подальшим збільшенням зазору до $G = 0,23$ мм за навантаження $M_{кр} = 700$ Н·м спостерігається різке зменшення частоти обертання n більше ніж у 4 рази (до 40 об/хв), а за навантаженні $M_{кр} > 700$ Н·м гідромотор зупиняється.

Аналіз залежності зміни витрати робочої рідини від навантаження $Q = f(M_{кр})$ показує (рис. 6), що зі збільшенням діаметрального зазору G дійсна витрата робочої рідини Q не лише не зростає, а й, навпаки, зменшується, змінюючись ідентично з частотою обертання n (рис. 5).

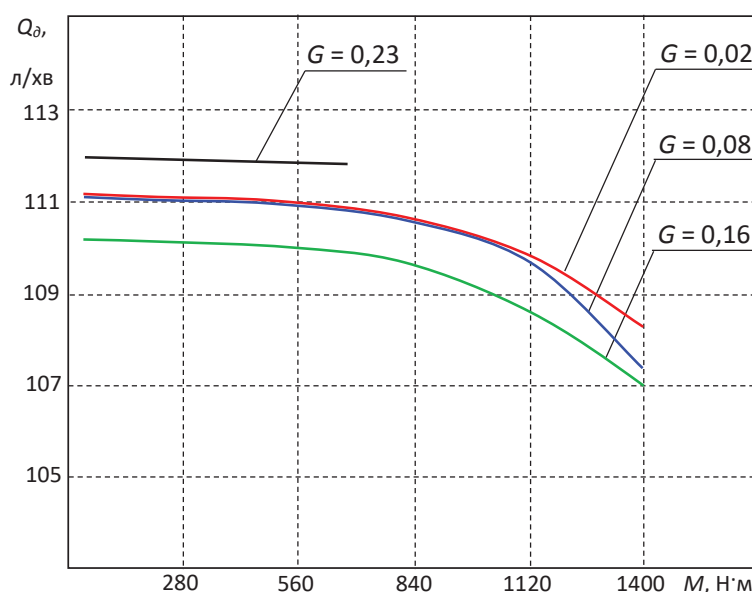


Рис. 6. Залежність зміни витрати робочої рідини від навантаження



Причому за значення зазору $G = 0,23$ мм витрата залишається постійною, хоча частота обертання різко падає, що пояснюється специфікою кінематики циклоїдального зачеплення.

Аналіз отриманих результатів (рис. 6) показує, що зі зміною діаметрального зазору в діапазоні $G = 0,02 \dots 0,16$ мм витрата робочої рідини Q , що проходить через гідромотор, зменшується ідентично, змінюючись з частотою обертання n (рис. 5). За значення зазору $G = 0,23$ мм витрата робочої рідини зростає на 5% (рис. 6) і залишається незмінною, незважаючи на різке падіння частоти обертання n (рис. 5), що пояснюється специфікою кінематики циклоїдального зачеплення [2; 20].

Відповідно до ГОСТ 13823 (Гідроприводи об'ємні. Об'ємні насоси та гідромотори. Загальні технічні вимоги), граничний стан гідромашин об'ємної дії визначається зменшенням їх загального ККД на 20%. Таким чином, загальний ККД є діагностичним параметром, що визначає працездатний стан гідромашини. Аналіз експериментальних досліджень показав, що знос роторів планетарного гідромотора практично не впливає на зміну загального ККД, а частота обертання n дуже чутлива до змін діаметрального зазору G . Це пояснюється конструктивними особливостями взаємодії внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора (їх самогерметизація [2; 20]), що підтверджується зміною витрати робочої рідини (рис. 6).

Звідси випливає, що загальний ККД планетарного гідромотора η не відображає зміну його технічного стану і не може бути використаний під час визначення залишкового ресурсу. Тому як параметр для визначення залишкового ресурсу планетарного гідромотора пропонується частота обертання n його валу.

Висновки. У результаті проведених експериментальних досліджень впливу діаметрального зазору між роторами на зміну технічного стану планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни навантаження та витрати робочої рідини встановлено, що зміни діаметрального зазору в діапазоні $0,02 \dots 0,16$ мм практично не впливають на зміну перепаду тиску та загального ККД гідромотора за зміни навантаження в діапазоні $120 \dots 1500$ Н·м та витрати робочої рідини – в діапазоні $50 \dots 110$ л/хв. При цьому частота обертання валу планетарного гідромотора дуже чутлива до змін діаметрального зазору між його роторами, що пояснюється конструктивними особливостями взаємодії внутрішнього та зовнішнього роторів (їх самогерметизація), що підтверджується зміною витрати робочої рідини.

Необхідно відзначити, що за зміни витрати робочої рідини $Q = 110, 90$ та 70 л/хв і діаметрального зазору $G = 0,02 \dots 0,16$ мм збільшення навантаження впливає на зміну частоти обертання $n = 175 \dots 165$ хв⁻¹ (7%); $n = 145 \dots 110$ хв⁻¹ (24%); $n = 115 \dots 50$ хв⁻¹ (57%) відповідно до витрат робочої рідини. Значне падіння частоти обертання n і, як наслідок, загального ККД гідромотора пояснюється збільшенням «додаткових переміщень» внутрішнього ротора за збільшення діаметрального зазору. Збільшення діаметрального зазору до $0,23$ мм викликає різке падіння частоти обертання n валу гідромотора як наслідок його загального ККД.

Експериментально доведено, що ККД, рекомендований для діагностики технічного стану гідромоторів, не завжди прийнятний, зокрема для планетарного гідромотора, а для характеристики залишкового ресурсу взагалі не прийнятний. Таким чином, для діагностики технічного стану планетарного гідромотора встановлено діагностичний параметр (частота обертання вала гідромотора), що дає змогу оцінювати його технічний стан в експлуатаційних умовах.

Список використаних джерел

1. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Titova O., Pastushenko A.: Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019. 708(1). 012017. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012017>.

2. 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. 012045. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045>.
3. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, Cham*, 2019. 169–176. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18.
4. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Titova O., Caldare A. Design of Hydraulic Mechatronic Systems with Specified Output Characteristics. In: Ivanov V. et al. (eds) *DSMIE 2020: Advances in Design, Simulation and Manufacturing III*. LNME. Springer, Cham, 2020. 42–51. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_5.
5. 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). 1–14. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture 11010030>.
6. 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>.
7. Ivanovs S., Bulgakov V., Adamchuk V., Kyurchev V., Kuvachov V.: Experimental research on the movement stability of a ploughing aggregate, composed according to the push-pull scheme. *INMATEH – Agricultural Engineering*, 2018. 56(3). 9–16.
8. Paffoni B., Progi R., Gras R. Teeth clearance effects upon pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. *Proc. Inst. Mech. Eng. G*, 2004. 218. 247–256. DOI: <https://doi.org/10.1243/0954410041872799>.
9. Панченко А.І., Волошина А.А., Оберніхін Ю.П. Основні напрями гідрофікації мобільної техніки. *Праці ТДАТУ*. 2013. Вип. 13. Т. 6. С. 3–19.
10. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Розроблення планетарних гідромоторів для силових гідроприводів мобільної техніки. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2015. Vol. 17. № 9. P. 29–36.
11. Kiurchev S., Luzan P., Zasiadko A., Radionov H., Boltianska N. Influence of the flow area of distribution systems on changing the operating parameters of planetary hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 012037. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012037>.
12. Панченко А.І., Волошина А.А. Гідравлічні машини планетного типу : електронний навчальний посібник. Запоріжжя : ТДАТУ, 2023. URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/mstsm_1/
13. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Panchenko I., Titova O. The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. 7 (4.3). 1–5. DOI: <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19542>.
14. 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*, 2021. 1741, 012045. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012045>.
15. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Pashchenko V., Zasiadko A. Experimental studies of a throughput of the distribution systems of planetary hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 012054. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012054>.
16. Kwon S.-M., Kang H.S., Shin J.-H. Rotor profile design in a hypogenerator pump. *J. Mech. Sci. Technol*, 2010. 23. 3459–3470. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-009-1007-y>.
17. Biernacki K. Selection of the optimum tooth profile for plastic cycloidal gears. *Proc. Inst. Mech. Eng. C*, 2014. 228. 3395–3404, DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406214531408>.
18. Hsieh C.-F.: Influence of gerotor performance in varied geometrical design parameters. *J. Mech. Des.*, 2009. 131. 121008. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4000484>.
19. Bulgakov V., Nikolaenko S., Holovach I., Boris A., Kiurchev S., Ihnatiev Y., Olt J. Theory of motion of grain mixture particle in the process of aspiration separation. *Agronomy Research*, 2020. 18 (2). 1177–1188. DOI: <https://doi.org/10.15159/AR.20.069>.
20. Panchenko A., Voloshina A., Sadullozoda S.S., Panchenko I., Mitin V. The Changes in the Output Parameters of Planetary Hydraulic Machines with the Increase in the Gap Between Their Rotors. *InterPartner*

- 2022: Advanced Manufacturing Processes IV. LNME, Springer, Cham, 2023. 540–551, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_51.
21. Ivanovic' L., Devedžić' G., Mirić' N., C' uković' S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. Proc. Inst. Mech. Eng. C, 2010. 224. 2257–2269. DOI: <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2041>.
22. Ivanovic' L., Josifovic' D., Ilic' A., Stojanovic' B. Analytical model of the pressure variation in the gerotor pump chambers. Tech. Technol. Educ. Manag., 2013. 8. 323–331.
23. Hwang Y.-W., Hsieh C.-F. Geometric design using hypotrochoid and nonundercutting conditions for an internal cycloidal gear. J. Mech. Des., 2007. 129 (4). 413–420. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2437806>.
24. Carconi G., D'Arcano C., Nervegna N., Rundo M. Geometric Features of Gerotor Pumps: Analytic vs. Cad Methods. In Proceedings of the Bath/ASME Symposium on Fluid Power & Motion Control, Bath, UK, 12–14 September 2012.
25. Yang D.C.H., Yan J., Tong S.-H. Flowrate formulation and displacement analyses for deviation function-based gerotor pumps. Proc. Inst. Mech. Eng. C, 2011. 225. 480–487. DOI: <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2203>.
26. Inaguma Y. A practical approach for analysis of leakage flow characteristics in hydraulic pumps. Proc. Inst. Mech. Eng. C, 2013. 227. 980–991. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406212456933>.
27. Gamez-Montero P.J., Castilla R., del Campo D., Ertürk N., Raush G., Codina E. Influence of the interteeth clearances on the flow ripple in a gerotor pump for engine lubrication. Proc. Inst. Mech. Eng. D, 2012. 226. 930–942, DOI: <https://doi.org/10.1177/0954407011431545>.
28. Shah Y.G., Vacca A., Dabiri S., Frosina E. A fast lumped parameter approach for the prediction of both aeration and cavitation in Gerotor pumps. Meccanica, 2017. 53. 175–191. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0725-y>.
29. Kim M.S., Chung W.J., Jung C.D., Park S.S., Ahn H.C., Kim H.C. On new methodology of AMESim® & CATIA® V5 – Based cavitation simulation for flow rate control of trochoid hydraulic pump. In Proceedings of the 2011 International Conference on Mechatronics and Automation, Beijing, China, 7–10 August 2011. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICMA.2011.5986267>.
30. Jacazio G., De Martin A. Influence of rotor profile geometry on the performance of an original low-pressure gerotor pump. Mech. Mach. Theory, 2016. 100. 296–312. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.02.012>.
31. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. J. Fluid. Eng., 2017. 138 (11). 111101. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4033675>.
32. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I., Zasiadko A. The Study of Dynamic Processes of Mechatronic Systems with Planetary Hydraulic Motors. InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. LNME. Springer, 2021. 704–713. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_68.
33. Ivanovic' L.T., Velic'kovic' S.N., Stojanovic' B.Ž., Kandevara M., Jakimovska K. The selection of optimal parameters of gerotor pump by application of factorial experimental design. FME Trans., 2017. 45. 159–164.
34. 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, 2021. 744–754. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_72.
35. Pellegrini M., Vacca M., Frosina E., Buono D., Senatore A. Numerical analysis and experimental validation of Gerotor pumps: A comparison between a lumped parameter and a computational fluid dynamics-based approach. Proc. IMechE Part C 2016. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406216666874>.
36. Robison A., Vacca A. Multi-objective optimization of circular-toothed gerotors for kinematics and wear by genetic algorithm. Mech. Mach. Theory, 2018. 128. 150–168. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.05.011>.
37. De Martin A., Jacazio G., Sorli M. Optimization of gerotor pumps with asymmetric profiles through evolutionary strategy algorithm. Machines, 2019. 7. 17. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines7010017>.
38. Chang Y.J., Kim J.H., Jeon C.H., Kim C., Jung S.Y. Development of an integrated system for the automated design of a gerotor oil pump. J. Mech. Des., 2007. 129. 1099–1105. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2757629>.
39. Вплив геометричних параметрів розподільних систем на стабілізацію вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*. 2023. Вип. 23. Т. 2. С. 6–24. DOI: 10.31388/2078-0877-2023-23-2-6-24.
40. ДСТУ ISO 3662:2013. Помпи та гідромотори. Номінальні робочі об'єми (ISO 3662:1976, IDT). Чинний від 2014.07.01. Київ : Мінекономрозвитку України, 2014. IV. 3 с.



41. 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*. 2021. Вип. 21. Т. 2. С. 61–77. DOI: 10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77.

42. ДСТУ ISO 1328-1:2006. Колеса зубчасті циліндричні. Система точності ISO. Частина 1. Терміни та визначення понять і встановлені допуски відхилень бокових поверхонь зубців зубчастого колеса. Київ : Держспоживстандарт України № 246 від 16.08.2006.

43. Demenego A., Vecchiato D., Litvin F.L., Nervegna N., Mancó S. Design and simulation of meshing of a cycloidal pump. *Mech. Mach. Theory*, 2002. 37. 311–332. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(01\)00074-X](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(01)00074-X).

44. Kiurchev S., Abdullo M.A., Vlasenko T., Prasol S., Verkholtantseva V. Automated Control of the Gear Profile for the Gerotor Hydraulic Machine. *InterPartner 2022: Advanced Manufacturing Processes IV*. LNME, Springer, Cham, 2022. 32–43. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_4.

45. Panchenko A., Voloshina A., Boltianska N., Pashchenko V., Volkov S. Manufacturing Error of the Toothed Profile of Rotors for an Orbital Hydraulic Motor. *InterPartner 2021: Advanced Manufacturing Processes III*. LNME, Springer, Cham, 2022. 22–32. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_3.

46. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I. The influence of the design parameters of the rotors of the planetary hydraulic motor on the change in the output characteristics of the mechatronic system. *Journal of Physics: Conference Series 1741*, 012027 (2021). DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012027>.

Стаття надійшла до редакції 23.09.2025

Стаття прийнята 11.10.2025

Статтю опубліковано 25.11.2025



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

¹ Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

² Melitopol Vocational College of TSATU

EXPERIMENTAL STUDIES ON CHANGING THE FUNCTIONAL PARAMETERS OF A PLANETARY HYDRAULIC MOTOR

Summary

One of the important indicators determining the change in the technical characteristics of volumetric hydraulic machines during operation is the wear of the elements of their rotor system. For a planetary (orbital) hydraulic machine, the wear of the working elements of the rotor system is determined by a change (increase) in the diametrical gap between its rotors. Therefore, experimental determination of the effect of the diametrical gap between the rotors of a planetary hydraulic motor on the change in its functional parameters, in order to diagnose its technical condition under operating conditions in the entire range of changes in loads and supply of working fluid is an urgent task. Analysis of literary sources shows the lack of information on experimental studies of changes in the technical condition of planetary (orbital) hydraulic motors.

The conducted studies of the effect of the diametrical gap between the rotors of a planetary hydraulic motor on the change in its output parameters substantiated the effect of wear (diametrical gap) on the change in the functional parameters of a planetary hydraulic motor. Experimental studies have shown that changing the diametrical clearance in the range of 0.02...0.16 mm has virtually no effect on changing the pressure drop and the overall efficiency of the hydraulic motor. At the same time, the speed of the planetary hydraulic motor shaft is very «sensitive» to changes in the diametrical clearance between its rotors, which is explained by the design features of the interaction of the inner and outer rotors (their self-sealing), which is confirmed by a change in the flow rate of the working fluid. An increase in the diametrical clearance to 0.23 mm causes a sharp drop in the speed n of the hydraulic motor shaft and, as a consequence, its overall efficiency.

It has been experimentally proven that the efficiency coefficient recommended for diagnostics of the technical condition of hydraulic motors is not always acceptable, in particular for a planetary hydraulic motor, and is not acceptable at all for the characteristic of the residual resource. Thus, a diagnostic parameter (rotation frequency of the hydraulic motor shaft) has been established for diagnostics of the technical condition of a planetary hydraulic motor, which allows assessing its technical condition under operating conditions.

Keywords: gap between rotors; working fluid flow rate; load; rotation speed; efficiency.