

УДК 621.225.001.18

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105

## ПРОГНОЗУВАННЯ ЗМІНИ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Панченко А. І., д.т.н,

ORCID 0000-0002-1230-1463

Волошина А. А., д.т.н.,

ORCID 0000-0003-4052-2674

Панченко І. А., інженер

ORCID 0000-0003-2150-4278

*Таврійський державний агротехнологічний університет**імені Дмитра Моторного*

Засядько А. І., інженер

*ВСП «Бердянський коледж ТДАТУ»*

e-mail: mez@tsatu.edu.ua

*Постановка проблеми.* В останні роки йде напружений пошук та вдосконалення застосовуваних гідромашин з метою створення гідромашин з максимально простою конструкцією, технологією виготовлення та ремонту при мінімальній вартості. Особлива увага приділяється розробці тихохідних гідромоторів [1, 2], робочі елементи яких повинні мати низьку швидкість переміщення та володіти високою навантажувальною здатністю (тобто розвивати високий крутний момент). Гідромашини, що розробляються, повинні бути надійними в експлуатації, мати високий ККД, відносно невелику питому вагу та розміри.

В даний час в гідроприводах самохідної техніки знайшли широке застосування героторні [3, 4], орбітальні [5, 6] та планетарні [7, 8] гідромашини. Найбільшої уваги, з точки зору самохідної техніки, заслуговують планетарні гідромашини. Основними вузлами планетарних гідромашин є система роторів та розподільна система. В основу конструкції системи роторів закладений принцип роботи зубчастої пари з внутрішнім гіпоціклоїдальним зачепленням [9, 10]. У цих системах роторів відділення зони нагнітання від зони зливу забезпечується одночасно з умовою обкатки. Розподільна система планетарних гідромашин, утворена рухомим і нерухомим розподільниками та створює обертове гідравлічне поле, необхідне для отримання планетарного руху системи роторів [7, 8].

Основними недоліками планетарних гідромашин, як і всіх гідравлічних машин, є нерівномірність вихідних характеристик, що обумовлено похибкою форми виготовлення елементів системи роторів [9], а також пульсацією тиску робочої рідини в їх розподільній системі [11].

Таким чином, на сьогоднішній день дуже важливим є питання прогнозування зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни геометричних та робочих параметрів його системи роторів та розподільної системи з метою підвищення ефективності їх використання.

*Аналіз останніх досліджень.* Запропоновано реалізацію математичної моделі коливань ротора [12], дослідження динаміки ротора багатоступеневих відцентрових машин [13], розглянуті основні принципи енергетичного впливу при використанні ротора з радіальними каналами [14]. Виконано багатокритеріальний вибір [15] та оптимізацію гідродинамічного профілювання [16]. Аналіз цих досліджень показав, що на сьогоднішній день дуже мало літератури по методології проектування героторних, орбітальних та планетарних гідравлічних машин [17].

Наведено особливості епіциклоїдального та гіпоциклоїдального зачеплення [18]. Розглянуто взаємодію роторів орбітальних гідромашин, як беззазорне (теоретичне) з'єднання [6]. Досліджено вплив сил та моментів на зубчасту пару роторного трохойдального насоса [19]. У роботах не враховується відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами орбітального гідромотора, що дозволяє внутрішньому ротору довільно переміщатися в межах діаметрального зазору (самовстановлюватися). Розглянуто сили, що діють в зубчастому зачепленні героторного насоса, з урахуванням компресійного стану робочої рідини. Розроблено рекомендації для проектування героторних насосів [20]. Велика увага приділяється проектуванню гіпоциклоїдальних поверхонь роторів героторних гідромашин. Розроблено програму для проектування гіпоциклоїдальних поверхонь, що враховує рівняння гідродинаміки руху рідини в робочих камерах [21]. Запропоновано технологічний процес виготовлення роторів [22]. Проведено експериментальні дослідження дослідних зразків героторних насосів [23]. Обґрунтовано граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь роторів [9]. Запропоновано метод визначення надійності гідромотора шляхом моделювання зміни технічного стану роторів [10]. Питання, пов'язані з проектуванням елементів системи роторів планетарних гідромашин не розглядалися.

Розроблено розрахункову схему та запропоновано математичний апарат [7, 24, 25], що дозволяють досліджувати вплив конструктивних параметрів розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Досліджено вплив форми розподільних вікон [8, 26, 27] на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем [11, 28]. Питання, пов'язані з проектуванням елементів розподільних систем

планетарних гідромашин не розглядалися.

Розроблено універсальну модель мехатронної системи з гідравлічним приводом [29, 30], розглянуто особливості моделювання робочих процесів, що відбуваються в гідравлічній системі [31]. Запропоновано геометричні [32], математичні [33-35] та гідродинамічні [36, 37] моделі, що адекватно описують досліджувані процеси [38], а також досліджено кавітаційні явища [39]. Представлена повна тривимірна перехідна модель CFD для героторного двигуна [40]. Однією з ключових технологій моделювання такої машини є обробка сітки для об'єму рідини, що динамічно змінюється. Не проведено експериментальні дослідження, що підтверджують адекватність розроблених моделей.

Таким чином, проведення досліджень, що дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни його геометричних та робочих параметрів є актуальним завданням.

*Формулювання цілі статті (постановка завдання).* Для вирішення проблеми прогнозування зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора необхідно:

- обґрунтувати параметри варіювання, що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від конструктивних особливостей його системи роторів та розподільної систем;

- провести повнофакторний експеримент для отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни конструктивних параметрів системи роторів;

- провести повнофакторний експеримент для отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни конструктивних параметрів розподільної системи;

- провести порівняльні випробування серійного та модернізованого гідромоторів.

*Основна частина.* Проведені теоретичні дослідження показують [7, 8, 10, 11], що розробка математичних моделей, проведення параметричних досліджень і т.п. завжди пов'язане з низкою припущень та обмежень. Тому, з метою коригування моделі, визначення її адекватності, а також визначення ефективності отриманих результатів, необхідно провести порівняльні дослідження серійного та модернізованого гідромоторів.

На даному етапі виконання досліджень передбачається проведення повнофакторного експерименту з метою отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик

планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни його геометричних та робочих параметрів.

Випробування проводилися з двома планетарними гідромоторами серії PRG-22, потужністю 22 кВт та робочим об'ємом 630 см<sup>3</sup> (з серійною та модернізованою системою роторів та розподільною системою).

Номінальне (поточне) значення витрати встановлювалося за допомогою зміни потоку робочої рідини, при роботі гідромотора на холостому ходу (без навантаження), відповідно рівним 50, 70, 90 і 110 л/хв.

Необхідне навантаження задавали за допомогою гальмівного пристрою випробувального стенду в діапазоні 100...1500 Н·м з кроком 100 Н·м.

Для дослідження процесу зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від перепаду тиску, витрати та похибки форми роторів використано математичне планування факторного експерименту.

Основними вхідними факторами  $x_i$ , що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора, при дослідженнях системи роторів, є: перепад тиску робочої рідини,  $\Delta p - x_1$ ; витрата робочої рідини,  $Q - x_2$ ; похибка форми роторів,  $E - x_3$ .

Як функції відгуку  $y_i$  вибиралися такі параметри: крутний момент на валу гідромотора,  $M_{кр} - y_1$ ; частота обертання валу гідромотора,  $n - y_2$ ; гідромеханічний ККД,  $\eta_{мех} - y_3$ ; об'ємний ККД,  $\eta_{об} - y_4$ ; загальний ККД гідромотора,  $\eta - y_5$ .

Незмінними факторами  $z_i$  є: температура робочої рідини,  $t - z_1$ ; кінематична в'язкість робочої рідини,  $\nu - z_2$ ; тонкість фільтрації робочої рідини,  $F - z_3$ .

Для визначення взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів планетарного гідромотора необхідно дослідити процес зміни його вихідних характеристик в залежності від конструктивних особливостей системи роторів (похибка форми виготовлення серійних і модернізованих роторів).

В результаті проведених досліджень отримано рівняння регресії (1...5) з урахуванням значущих коефіцієнтів, які адекватно описують досліджуваний процес зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від перепаду тиску, витрати робочої рідини та похибки форми виготовлення роторів:

$$y_1(M_{кр}) = 1170,5 + 495 \cdot x_1 - 60,25 \cdot x_2 + 69,5 \cdot x_3 - 28,25 \cdot x_1 \cdot x_2 + 23 \cdot x_1 \cdot x_3 + 5,75 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (1)$$

$$y_2(n) = 111 + 75 \cdot x_2, \quad (2)$$

$$y_3(\eta_{\text{мех}}) = 0,843 - 0,037 \cdot x_2 - 0,056 \cdot x_3 + 0,0051 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,012 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (3)$$

$$y_4(\eta_{\text{об}}) = 0,942 + 0,015 \cdot x_1 + 0,0345 \cdot x_2 - 0,01 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (4)$$

$$y_5(\eta) = 0,792 + 0,013 \cdot x_1 - 0,0054 \cdot x_2 - 0,053 \cdot x_3 + 0,013 \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (5)$$

Аналіз рівнянь (1...5) підтверджує, що зміна похибки форми роторів впливає на зміну (збільшення) крутного моменту  $M_{\text{кр}}$  на валу гідромотора і не впливає на зміну частоти обертання  $n$ .

Розкодувавши рівняння (1...5) визначаємо зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора з урахуванням конструктивних особливостей його системи роторів:

- зміна крутного моменту  $M_{\text{кр}} = f(\Delta p, Q, E)$ :

$$M_{\text{кр}} = 83,84 \cdot \Delta p - Q \cdot (0,094 \cdot \Delta p + 0,04) + E \cdot (1,21 \cdot \Delta p + 0,036 \cdot Q + 2,46) - 2,91; \quad (6)$$

- зміна частоти обертання  $n = f(Q)$ :

$$n = 6 + 1,5 \cdot Q; \quad (7)$$

- зміна гідромеханічного ККД  $\eta_{\text{мех}} = f(\Delta p, Q, E)$ :

$$\eta_{\text{мех}} = 0,858 + 0,013 \cdot E - 0,0012 \cdot \Delta p - Q \cdot (0,0013 - 0,000017 \cdot \Delta p - 0,000075 \cdot E); \quad (8)$$

- зміна об'ємного ККД  $\eta_{\text{об}} = f(\Delta p, Q)$ :

$$\eta_{\text{об}} = 0,831 + 0,0048 \cdot \Delta p + Q \cdot (0,00115 - 0,000033 \cdot \Delta p); \quad (9)$$

- зміна загального ККД  $\eta = f(\Delta p, Q, E)$ :

$$\eta = 0,723 + 0,0022 \cdot \Delta p - 0,00047 \cdot Q + E \cdot (0,000082 \cdot Q + 0,011). \quad (10)$$

Отримані залежності (6...10) описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора при зміні перепаду тиску  $\Delta p$  в діапазоні 8...20 МПа; витрати робочої рідини  $Q$  – 20...120 л/хв та похибки форми роторів – 0,02...0,21 мм [7].

Основними вхідними факторами  $x_i$ , що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора, при дослідженнях

системи роторів,  $\epsilon$ : перепад тиску робочої рідини,  $\Delta p - x_1$ ; частота обертання валу гідромотора,  $n - x_2$ ; зазор між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників  $\delta - x_3$ .

Як функції відгуку  $y_i$  вибиралися такі параметри: витрата робочої рідини,  $Q - y_1$ ; крутний момент на валу гідромотора,  $M_{кр} - y_2$ ; гідромеханічний ККД,  $\eta_{мех} - y_3$ ; об'ємний ККД,  $\eta_{об} - y_4$ ; загальний ККД гідромотора,  $\eta - y_5$ .

Незмінними факторами  $z_i$  є: температура робочої рідини,  $t - z_1$ ; кінематична в'язкість робочої рідини,  $\nu - z_2$ ; тонкість фільтрації робочої рідини,  $F - z_3$ .

Для визначення взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів планетарного гідромотора необхідно дослідити процес зміни його вихідних характеристик в залежності від конструктивних особливостей розподільної системи (з зазором між розподільними вікнами та без зазору).

В результаті проведених досліджень отримано рівняння регресії (11...15) з урахуванням значущих коефіцієнтів, які адекватно описують досліджуваний процес зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від перепаду тиску, витрати робочої рідини та зазору між розподільними вікнами:

$$y_1(Q) = 54,7 + 44,6 \cdot x_2 + 0,1475 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (11)$$

$$y_2(M_{кр}) = 251 + 81 \cdot x_1 - 4 \cdot x_2 - 20,75 \cdot x_3 + 3 \cdot x_1 \cdot x_2 - 6,25 \cdot x_1 \cdot x_3, \quad (12)$$

$$y_3(\eta_{мех}) = 0,851 - 0,022 \cdot x_2 - 0,061 \cdot x_3 + 0,013 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,005 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,00325 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (13)$$

$$y_4(\eta_{об}) = 0,945 - 0,00325 \cdot x_1 + 0,00625 \cdot x_2 - 0,00275 \cdot x_3, \quad (14)$$

$$y_5(\eta) = 0,804 - 0,00363 \cdot x_1 - 0,0161 \cdot x_2 - 0,0609 \cdot x_3 + 0,0129 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,00387 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,00387 \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (15)$$

Аналіз рівнянь (11...15) підтверджує, що зміна зазору  $\delta$  між розподільними вікнами рухомого та нерухомого розподільників впливає на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора: витрату робочої рідини  $Q$ , крутний момент  $M_{кр}$  та ККД  $\eta$ . Зміна перепаду тиску  $\Delta p$  впливає на зміну крутного моменту  $M_{кр}$  та ККД  $\eta$  гідромотора. Зміна частоти обертання  $n$  впливає на зміну витрати робочої рідини  $Q$ , крутного моменту  $M_{кр}$  та ККД  $\eta$  гідромотора.

Визначимо зміну крутного моменту  $M_{кр}$ , частоти обертання  $n$  та ККД  $\eta$  гідромотора при зміні витрати робочої рідини  $Q$  в діапазоні від 20 л/хв до 120 л/хв, перепаду тиск  $\Delta p$  – від 8 МПа до 20 МПа та зазору  $\delta$  між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників – від 0 до 0,015 рад. з метою отримання моделі, яка описує роботу планетарного гідромотора.

Для визначення залежності  $M_{кр} = f(\Delta p, Q, \delta)$  з рівняння (11) визначимо зміну частоти обертання  $n = f(Q)$ , попередньо розкодувавши його

$$n = \frac{270 \cdot Q - 14769}{44,45 + 19,4 \cdot \delta} + 330. \quad (16)$$

Розкодувавши рівняння (12) та підставивши в нього рівняння (16), визначимо зміну крутного моменту на валу гідромотора:

$$M_{кр} = 8,99 - 263,15 \cdot \delta + (21,82 - 205,59 \cdot \delta) \cdot \Delta p + \frac{(0,75 \cdot \Delta p - 11,99) \cdot Q - 41,06 \cdot \Delta p + 655,74}{44,45 + 19,4 \cdot \delta}. \quad (17)$$

Розкодувавши рівняння (13...15) визначаємо зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора з урахуванням конструктивних особливостей його розподільної системи:

- зміна гідромеханічного ККД  $\eta_{мех} = f(n, \Delta p, \delta)$ :

$$\eta_{мех} = 0,967 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0016 \cdot \delta) - \delta \cdot (5,53 + 0,16 \cdot \Delta p) - 0,0003 \cdot \Delta p; \quad (18)$$

- зміна об'ємного ККД  $\eta_{об} = f(n, \Delta p, \delta)$ :

$$\eta_{об} = 0,95 - 0,0008 \cdot \Delta p + 0,00002 \cdot n - 0,36 \cdot \delta; \quad (19)$$

- зміна загального ККД  $\eta = f(n, \Delta p, \delta)$ :

$$\eta = 0,926 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0019 \cdot \delta) - \delta \cdot (5,81 + 0,13 \cdot \Delta p) - 0,004 \cdot \Delta p. \quad (20)$$

Отримані залежності (16...20) описують роботу планетарного гідромотора в умовах експлуатації з модернізованою розподільною системою з кінематичною схемою 7/6 при використанні двох

додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника.

В результаті проведених досліджень отримані рівняння регресії, які адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів експлуатації. Виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів при їх розробці, проектуванні та модернізації.

Реалізація отриманих рівнянь регресії для визначення загального ККД модернізованого гідромотора представлена на рис. 1.

Планетарні гідромотори серії PRG мають досить високий і стабільний ККД в широкому діапазоні зміни вихідних параметрів. При цьому загальний ККД модернізованого гідромотора (рис. 1, а) на 11% вище, ніж серійного (рис. 1, б).

Необхідно відзначити, що загальний ККД модернізованого гідромотора (рис. 1, а) змінюється в діапазоні 0,8...0,88 в залежності від зміни вихідних параметрів. Причому найкраще значення ККД ( $\eta = 0,88$ ) залишається стабільним в діапазоні зміни крутного моменту від 300 Н·м до 1300 Н·м та частоти обертання – від 20 об/хв до 110 об/хв. ККД серійного гідромотора (рис. 1, б) змінюється в діапазоні 0,7...0,78. Максимальне значення ККД ( $\eta = 0,78$ ) залишається стабільним зміни крутного моменту в діапазоні при від 500 Н·м до 1200 Н·м та частоти обертання – від 30 об/хв до 90 об/хв.

В результаті проведених експериментальних досліджень отримано математичні моделі у вигляді рівнянь регресії, які адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів його експлуатації. Виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів в експлуатаційних умовах.



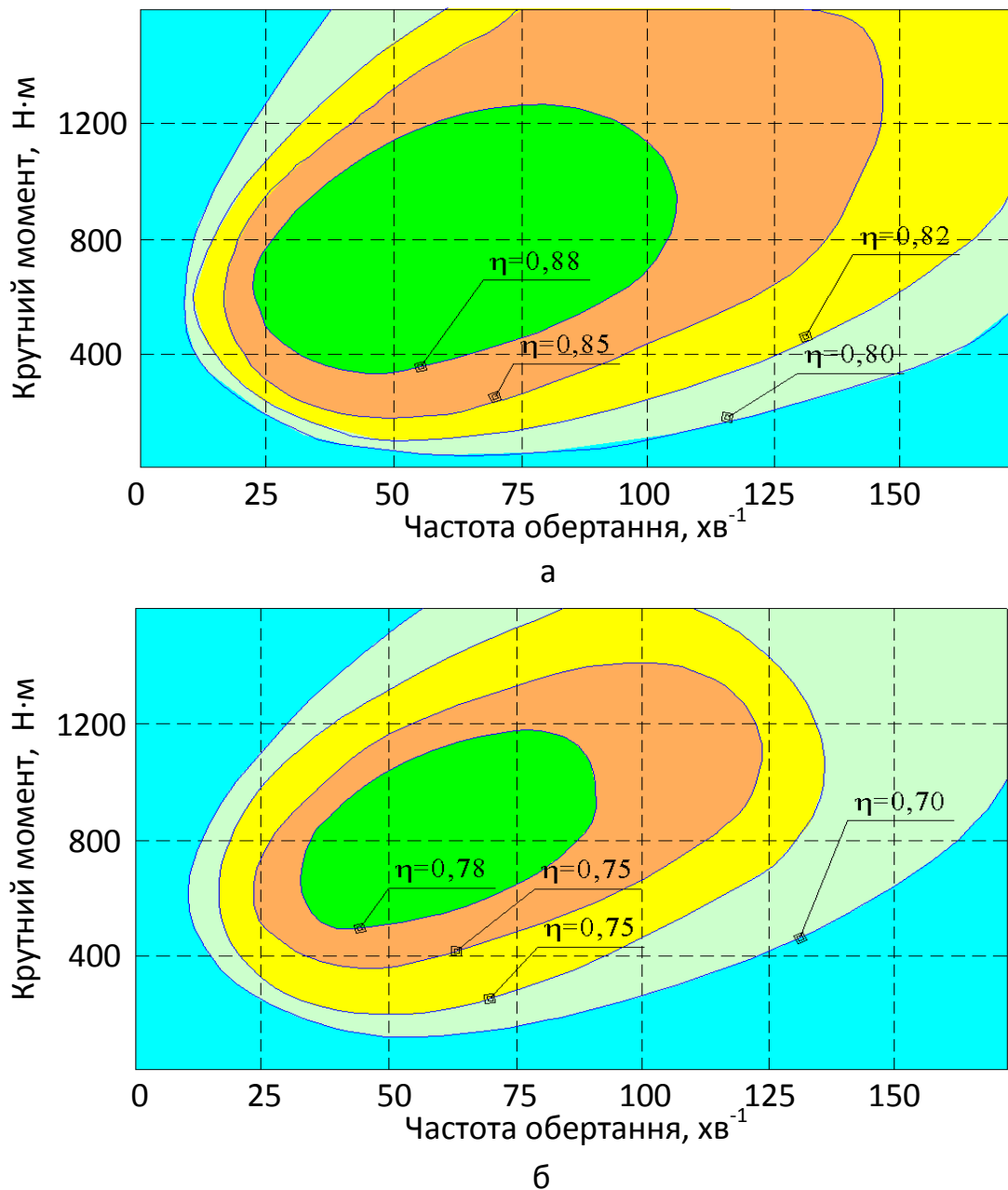


Рис. 1. Зовнішні характеристики планетарних гідромоторів серії PRG-22: а – модернізованого, б – серійного

*Висновки.* В результаті виконаних досліджень отримано рівняння регресії, що описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора серії PRG-22 в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації. Діапазон зміни перепаду тиску становив від 8 МПа до 20 МПа, витрати робочої рідини – від 20 л/хв до 120 л/хв, похибки форми виготовлення системи роторів – від 0,02 мм до 0,21 мм та зазору між розподільними вікнами від 0 рад до 0,015 рад. Отримані рівняння регресії, адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів

експлуатації.

Реалізація отриманих рівнянь регресії для визначення загального ККД модернізованого гідромотора показує, що загальний ККД змінюється в діапазоні 0,8...0,88 в залежності від зміни вихідних параметрів. Причому, оптимальне значення ККД ( $\eta = 0,88$ ) залишається стабільним в діапазоні зміни крутного моменту від 300Н·м до 1300 Н·м та частоти обертання – від 20 об/хв до 110 об/хв. ККД серійного гідромотора змінюється в діапазоні 0,7...0,78 і має максимальне значення ( $\eta = 0,78$ ) при зміні крутного моменту від 500Н·м до 1200 Н·м та частоти обертання – від 30 об/хв до 90 об/хв.

Таким чином, виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації при їх проектуванні та модернізації.

#### Список використаних джерел:

1. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2018. № 17 (1293). С. 88-95.
2. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка АПК*. 2006. № 3. С. 11-13.
3. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump / Y. Chang et al. *Journal of Mechanical Design*. 2006. Vol. 129, № 10. P. 1099–1105. DOI: 10.1115/1.2757629.
4. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB / P. J. Gamez-Montero et al. *Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134, № 5. 054502-7. DOI: 10.1115/1.4006440.
5. Yang D., Yan J., Tong S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*. 2010. Vol. 132, № 6. 064503-5. DOI: 10.1115/1.4001595.
6. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves / T. Choi et al. *Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134, № 1. 011005-12. DOI: 10.1115/1.4004423.
7. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines / A. Voloshina, A. Panchenko, I. Panchenko, O. Titova, A. Zasiadko. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708, № 1. 012038. DOI: 10.1088/1757-899X/708/1/012038.

8. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. 732-741. DOI:10.1007/978-3-030-22365-6\_73.

9. The Influence of the form error after rotor manufacturing on the output characteristics of an orbital hydraulic motor / A. Panchenko, A. Voloshina, I. Milaeva, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 1–5. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.

10. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 2. С. 23-35. DOI:10.31388/2078-0877-20-2-23-35.

11. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor / A. Voloshina, A. Panchenko, O. Boltyansky, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 6–11. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.

12. Application of artificial neural network for identification of bearing stiffness characteristics in rotor dynamics analysis / I. Pavlenko et al. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. P. 325–335. DOI: 10.1007/978-3-319-93587-4\_34.

13. Pavlenko I. V., Simonovskiy V. I., Demianenko M. M. Dynamic analysis of centrifugal machine rotors supported on ball bearings by combined using 3D and beam finite element models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233. 012053. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012053.

14. Increasing of equipment efficiency by intensification of technological processes, *Periodica Polytechnica* / A. Fesenko et al. *Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63, № 1. P. 67–73. DOI: 10.3311/PPme.13198.

15. Karpus V. E., Ivanov V. A. Choice of the optimal configuration of modular reusable fixtures. *Russian Engineering Research*. 2012. Vol. 32, № 3. P. 213–219. DOI: 10.3103/S1068798X12030124.

16. Appliance of inertial gas-dynamic separation of gas-dispersion flows in the curvilinear convergent-divergent channels for compressor equipment reliability improvement / O. O. Liaposhchenko et al. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017. Vol. 233. 012025. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012025.

17. Gamez-Montero P., Codina E., Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. Vol. 12. 2423. DOI: 10.3390/en12122423.

18. Stryczek J. Characteristic parameters of hydraulic displacement machines with cycloidal gearing. *Mechanism and machine theory*. 1993. Vol. 1, № 28. P. 97–112. DOI: 10.1016/0094-114x(93)90050-6.

19. Ivanović L., Blagojević M., Devedžić G., Assoul Y. Analytical and Numerical Analysis of Load Gerotor Pumps. *Scientific Technical Review*. 2010. Vol. 60, № 1. 30–38.

20. Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S.: Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2010. Vol. 224, № 10. P. 2257–2269. DOI: 10.1243/09544062JMES2041.

21. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 14, № 3. P. 391–397. DOI: 10.1016/j.acme.2013.12.008.

22. A two scale mixed lubrication wearing-in model, applied to hydraulic motors / J. Furustig et al. *Tribology International*. 2015. Vol. 90. P. 248–256. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.04.033.

23. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 14, № 4. P. 647–660. DOI: 10.1016/j.acme.2013.12.005.

24. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2016. № 20 (1192). С. 46-52.

25. Панченко А. И., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2017. Вип. 17, т. 3. С. 33-50.

26. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 1. С. 82-92. DOI:10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

27. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 2. С. 68-85.

28. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30-49.
29. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive / A. Panchenko, A. Voloshina, S. Kiurchev et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 4, № 7 (94). P. 51–60. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139577.
30. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Модель гідралічного приводу мехатронної системи. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 59-83.
31. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2016. Вип. 6, т. 1. С. 63-79.
32. 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*. 2016. Vol. 38 (11). FE-15-1757. DOI: 10.1115/1.4033675.
33. 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*. 2012. Vol. 135 (2). 021013-021013-13. DOI: 10.1115/1.4023062.
34. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021014-021014-7. DOI: 10.1115/1.4023063.
35. Панченко А. И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором. *Промислова гідраліка і пневматика*, 2005. № 4 (10). С. 102-112.
36. Hsieh C. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*. 2015. Vol. 137 (4). FE-14-1137. DOI: 10.1115/1.4029274.
37. Лурье З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата с навесным оборудованием трактора. *Промислова гідраліка і пневматика*. 2017. № 3 (10). С. 29-46.

38. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2018. № 1 (59). С. 55-71.

39. Velev E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio. *XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies*. 2016. P. 64–66.

40. Ding H., Lu J. X., Jiang B. A. CFD model for orbital gerotor motor. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2012. Vol. 15, № 6. 062006. DOI: 10.1088/1755-1315/15/6/062006.

### **ПРОГНОЗУВАННЯ ЗМІНИ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА**

**Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І.**

#### *Анотація*

На сьогоднішній день особлива увага приділяється розробці тихохідних гідромоторів, робочі елементи яких повинні мати низьку швидкість переміщення та розвивати високий крутний момент. Обґрунтовано параметри варіювання, що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від конструктивних особливостей його системи роторів та розподільної системи. Отримано рівняння регресії, що описують зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни його робочих параметрів. Отримані рівняння регресії адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора. Обґрунтовано зміну ККД планетарного гідромотора в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації. Виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних параметрів планетарних гідромоторів при проектуванні.

**Ключові слова :** планетарний гідромотор, система роторів, розподільна система, рівняння регресії, задані вихідні характеристики.

### **ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА**

**Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И.**

#### *Аннотация*

На сегодняшний день особое внимание уделяется разработке тихоходных гидромоторов, рабочие элементы которых должны иметь низкую скорость перемещения и развивать высокие крутящие моменты. Обоснованы параметры варьирования, определяющие изменение выходных характеристик планетарного гидромотора в зависимости от конструктивных особенностей его системы роторов и распределительной систем. Получены уравнений регрессии, описывающие изменение выходных характеристик планетарного гидромотора в заданном диапазоне изменения его рабочих параметров. Полученные уравнения регрессии адекватно описывают изменение функциональных параметров планетарного гидромотора. Обосновано изменение КПД планетарного гидромотора в широком диапазоне изменения параметров эксплуатации. Выполненные исследования позволяют прогнозировать изменения выходных

параметров планетарных гидромоторов при проектировании.

**Ключевые слова** : планетарный гидромотор, система роторов, распределительная система, уравнения регрессии, заданные выходные характеристики.

## **PREDICTING CHANGE OF OUTPUT CHARACTERISTICS WHEN DESIGNING A PLANETARY MOTOR**

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko, A. Zasiadko

### *Summary*

The main units of the planetary hydraulic machines are the rotor system and the distribution system. The design of the rotor system is based on the principle of operation of a toothed pair (movable and stationary rotor) with internal hypocycloidal gearing. In these rotor systems, the separation of the injection zone from the drain zone is ensured simultaneously with the running-in condition. The distribution system of planetary hydraulic machines is formed by movable and stationary distributors and creates a rotating hydraulic field necessary to obtain the planetary motion of the rotor system. The rotating hydraulic field moves parallel to the surface of the stationary rotor. A movable rotor rolls over a fixed one at the same speed as the hydraulic field, while rotating in the opposite direction. The hydraulic field, in this hydraulic motor, acts as a crank of the planetary gearbox. The main disadvantages of planetary hydraulic machines, like all hydraulic machines, are the unevenness of the output characteristics due to the shape error of the elements of the rotor system, as well as the pulsation of the pressure of the working fluid in their distribution system. Thus, research aimed at predicting changes in the output characteristics of a planetary hydraulic motor in a given range of changes in its operating parameters is an urgent task.

The parameters of variation are substantiated, which determine the change in the output characteristics of the planetary hydraulic motor, depending on the design features of its system of rotors and distribution systems. Regression equations are obtained that describe the change in the output characteristics of a planetary hydraulic motor in a given range of changes in its operating parameters. The obtained regression equations adequately describe the change in the functional parameters of the planetary hydraulic motor. The change in the efficiency of a planetary hydraulic motor in a wide range of changes in operating parameters has been substantiated. The performed studies allow predicting changes in the output parameters of planetary hydraulic motors during design.

**Key words** : planetary hydraulic motor, rotor system, distribution system, regression equations, set output characteristics.