



ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

DOI: 10.32782/2220-8674-2024-24-2-1**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. М. Холод¹, асистентА. А. Волошин², викладач спецдисциплін¹ *Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*² *ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»*

e-mail: voloshinaa2012@gmail.com, тел: +380975262603

**ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ
ТОРЦЕВИХ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНИХ
ГІДРОМАШИН**

Анотація. Основною характеристикою будь-якої розподільної системи є її пропускна здатність (витрата робочої рідини), що визначається площею прохідного перерізу цієї системи. Збільшення площі прохідного перерізу розподільної системи можна досягти шляхом використання додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих. Встановлено, що додаткове використання розвантажувальних вікон призводить як до збільшення пропускної спроможності розподільної системи, так і до зміни амплітуди коливань (пульсації) потоку робочої рідини. Розроблено схему руху робочої рідини до робочих камер планетарного гідромотора, що дозволяє визначати кутове розташування вікон рухомого розподільника в залежності від його кінематичної схеми. Обґрунтовано максимальну кількість використання додаткових робочих вікон. Розроблено практичні рекомендації щодо кутового зміщення вікон рухомого розподільника та визначення пропускної спроможності розподільної системи залежно від її кінематичної схеми та кількості додаткових робочих вікон. Розроблені практичні рекомендації дозволяють проектувати розподільні системи планетарних гідромашин із заданими вихідними характеристиками.

Ключові слова: рухомий розподільник, нерухомий розподільник, кінематична схема, робочі вікна, розвантажувальні вікна, робоча рідина, проточні частини.

Постановка проблеми. Відомо [1–3], що одним з основних вузлів, який впливає на стабільність роботи планетарної гідромашини є її розподільна система [4]. Розподільна система необхідна для утворення гідравлічного поля, що обертається. Така розподільна система, як правило, складається з рухомого розподільника (рис. 1, а), валу (рис. 1, б) і нерухомого розподільника (рис. 1, в).

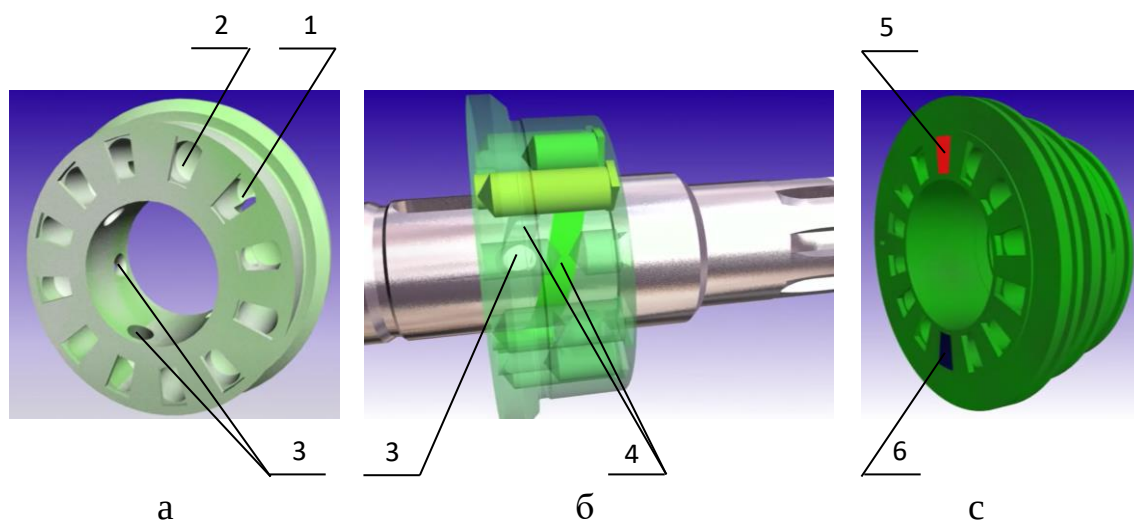


Рис. 1. Елементи торцевої розподільної системи:

а – рухомий розподільник; б – вал гідромотора з рухомим розподільником; с – нерухомий розподільник;

1 – робочі вікна рухомого розподільника; 2 – розвантажувальні вікна рухомого розподільника; 3 – радіальні канали рухомого розподільника; 4 – комутуючі пази на валу гідромотора;

5 – вікна нагнітання нерухомого розподільника; 6 – вікна зливу нерухомого

На торцевій поверхні рухомого розподільника (рис. 1, а) виконані робочі 1 і розвантажувальні 2 вікна. Для збільшення пропускної спроможності планетарного гідромотора [2, 3] розвантажувальні вікна 2, за допомогою радіальних каналів 3 рухомого розподільника і комутуючих пазів 4 на валу гідромотора використовують, як додаткові робочі вікна (рис. 1). На торцевій поверхні нерухомого розподільника (рис. 1, б) виконані вікна нагнітання 5 і зливу 6. Контактуювання торцевих поверхонь рухомого та нерухомого розподільників, утворює зону формування гідравлічного поля, що обертається [1–3].

Фізичні процеси, що відбуваються в торцевій розподільній системі планетарного гідромотора та її елементах [5] під час роботи, завжди пов'язані з рухом робочої рідини через канали з місцевими опорами і зони розподілу робочої рідини [5–7]. Щоб змодельовати проходження робочої рідини через проточні частини торцевої розподільної системи [7–10], потрібно враховувати переміщення рідини в каналах і отворах рухомого та нерухомого розподільників, а також створити уявлення про проточні частини системи розподілу робочої рідини (рис. 2).

Розглянемо рух робочої рідини через канали, виконані у нерухомому розподільнику (рис. 2, а), та через три види каналів у рухомому розподільнику (рис. 2, б, в, г).

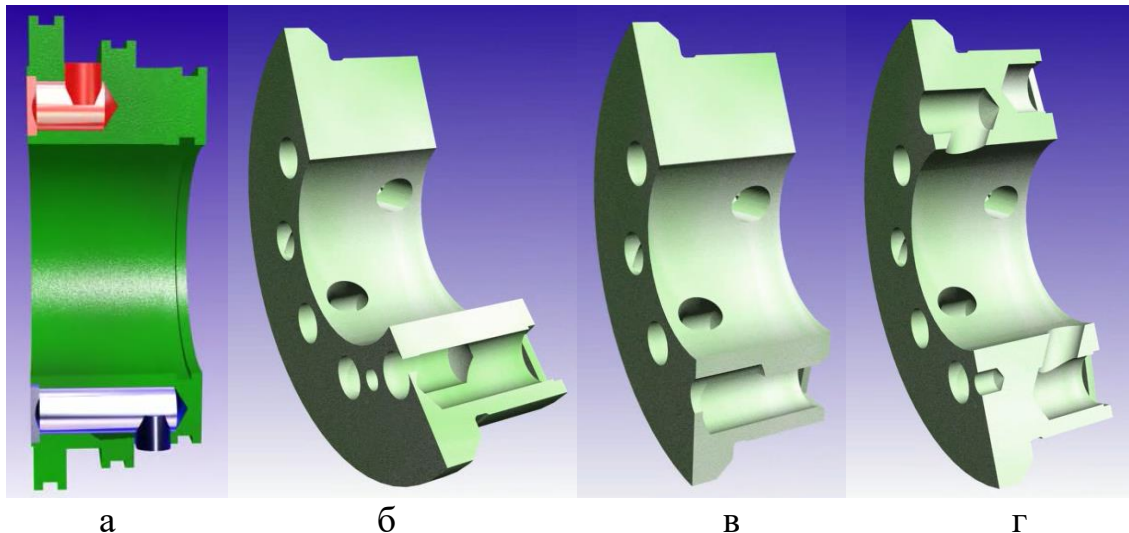


Рис. 2. Канали (проточні частини), по яких переміщається робоча рідина: а – в нерухомому розподільнику; б, в, г – в рухомому розподільнику.

На рис. 3, а показано рух робочої рідини через канал рухомого розподільника, зображений на рис. 2, б. Рідина під тиском (червоного кольору) потрапляє через вхідний отвір, радіальний канал 7 кришки в кільцеву проточку 6 між кришкою та нерухомим розподільником 5 (зеленого кольору).

Звідси рідина надходить до радіальних 7 та торцевих 8 каналів нерухомого розподільника 5, а далі до вікон нагнітання 9, які з'єднуються з торцевою поверхнею рухомого розподільника 2 (прозорого кольору). Через робочі вікна рухомого розподільника 2, розташовані на його торцевій поверхні, рідина по радіальних каналах 3 потрапляє в робочу камеру 1, утворену внутрішньою зубчастою поверхнею охоплюючого витискувача (жовтого кольору) та зовнішньою поверхнею охоплюваного витискувача. При обертанні рухомого розподільника 2 порожнина нагнітання (червоного кольору) перетворюється на порожнину зливу (синього кольору), і рідина витісняється з робочої камери 1 (рис. 3, б). З робочої камери 1 рідина по радіальному каналу 3 рухомого розподільника 2 потрапляє до вікон, розташованих на його торцевій поверхні, які з'єднуються з вікнами зливу 10, що розташовані на торцевій поверхні нерухомого розподільника 5. Далі рідина через торцеві 8 і радіальні 7 канали нерухомого розподільника 5 надходить в кільцеву проточку 6 між кришкою та нерухомого розподільником 5 та далі поступає на злив.

Рух рідини по каналу рухомого розподільника, показаному на рис. 2, в, аналогічний попередньому (рис. 3, а, б).

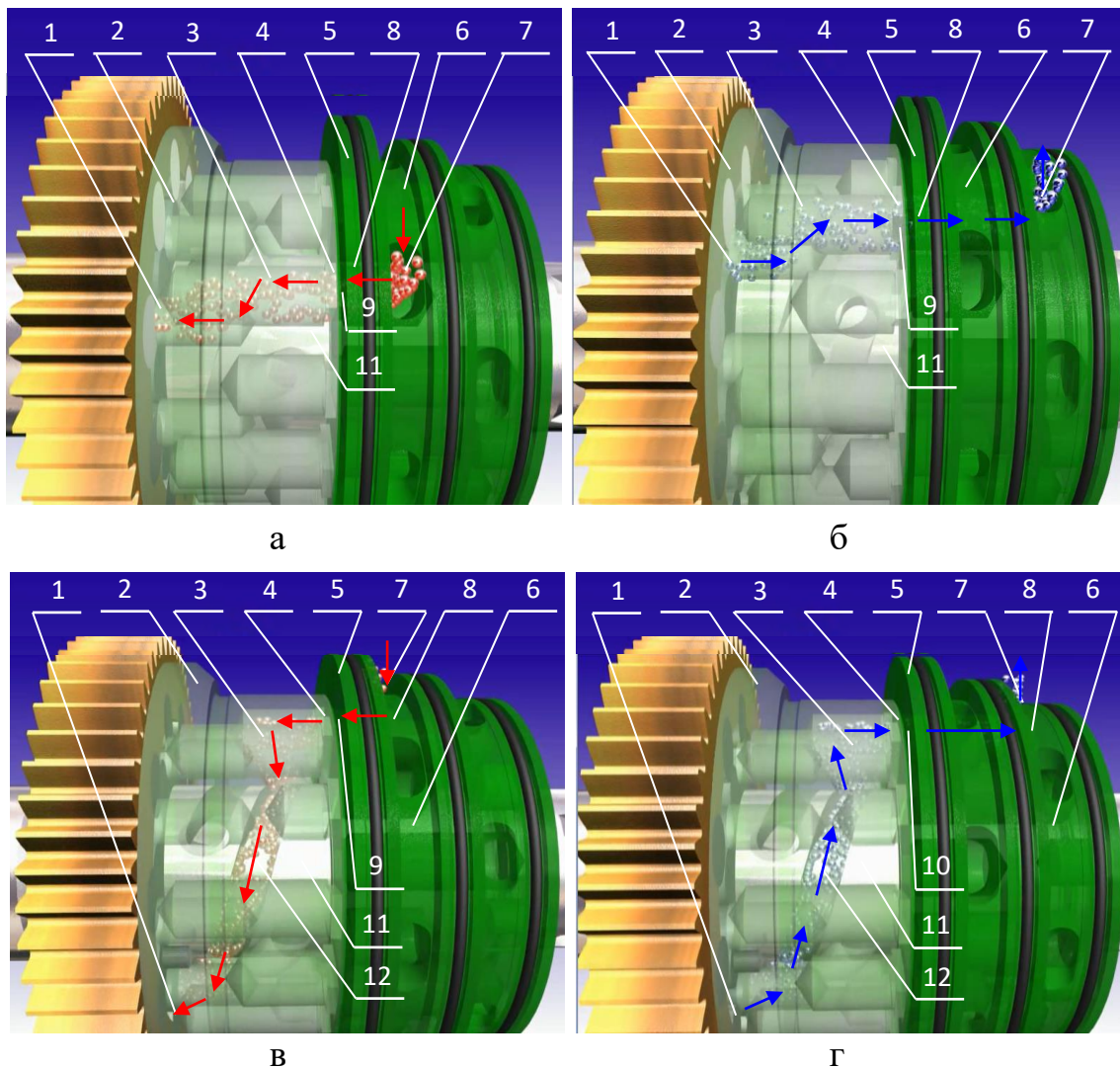


Рис 3. Рух робочої рідини через додаткові розвантажувальні вікна та комутуючий паз: а, в – зона нагнітання; б, г – зона зливу;
1 – робоча камера гідромотора; 2 – рухомий розподільник;
3 – радіальний канал рухомого розподільника; 4 – додаткове робоче вікно; 5 – нерухомий розподільник; 6 – кільцеві проточки нерухомого розподільника; 7 – радіальні канали; 8 – торцеві канали; 9 – вікно нагнітання; 10 – вікно зливу; 11 – вал гідромотора; 12 – комутуючий паз, виконаний у вигляді гвинтової канавки на валу

Робоча рідина надходить у кільцеву протоčku 6 нерухомого розподільника 5 (рис. 3, в), а потім по радіальному 7 і торцевому 8 каналів до вікна нагнітання 9. З вікна нагнітання 9 робоча рідина потрапляє в додаткове робоче вікно 4. Далі робоча рідина, рухаючись по радіальному каналу 3, з'єднується з комутуючим пазом 12, що виконаний на валу гідромотора 11, і надходить у робочу камеру 1 розташовану діаметрально протилежно.

При русі робочих камер відносно рухомого розподільника 2, порожнина нагнітання (рис. 3, в) змінюється порожниною зливу

(рис. 3, г), і робоча рідина витісняється з робочої камери 1. Далі рідина через канал 3 рухомого розподільника 2 потрапляє по комутуючому пазу 12, виконаному на валу 11 до вікна зливу 10 нерухомого розподільника 5. По торцевому 8 і радіальному 7 каналам нерухомого розподільника 5 робоча рідина надходить у кільцеву проточку 6 і надходить на злив.

Таким чином, використання розвантажувальних вікон в якості додаткових робочих вікон, дозволяє підвищити пропускну здатність розподільної системи, а раціональне кутове розташування розподільних вікон дозволяє забезпечити сталість вихідних характеристик планетарного гідромотора. Тому, поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом розробки практичних рекомендацій щодо кутового розташування (зміщення) робочих вікон при проектуванні його розподільних систем є актуальною науковою проблемою.

Аналіз останніх досліджень. Запропоновано рішення рівнянь Нав'є-Стокса з використанням SST-моделі турбулентності [11, 12], застосовано підхід RANS, що дозволяє визначити основні характеристики вихрового потоку [13], досліджено вплив бінгамських рідин на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів [14], а також вплив стисливості робочої рідини на ефективність гідравлічних контурів під час перехідних процесів [15, 16] Проведено дослідження динамічної точності [17] та динамічних процесів [18] позиціонування просторових систем приводів, а також зміни динаміки вихідних характеристик мехатронної системи із планетарним гідромотором [19]. Рух робочої рідини до робочих камер гідромотора не розглядалося.

Аналіз літературних джерел показав, що публікується дуже мало досліджень у галузі розрахунку, проектування та виготовлення орбітальних та планетарних гідроашин [20]. Розроблено модель, що описує трибологічні зміни геометрії робочих поверхонь роторів орбітальної гідромашини [21], виконано теоретичні дослідження впливу геометричних параметрів проточних частин героторного насоса [22] та планетарного гідромотора [2] на їх вихідні характеристики. Розглянуто сили та моменти, що впливають на зубчасту пару героторного насоса [23, 24], а також питання проектування гіпоциклоїдальних поверхонь [25] та роторів [26] насосів даного типу. Проведено аналіз витрати відцентрової машини [27] та конструктивних особливостей героторного насоса, що впливають на здатність наповнення [28], а також наведено математичні вирази для оцінки витрати робочої рідини у героторних гідромашинах [29]. Вплив конструктивних особливостей

розподільних систем планетарних гідромашин з їхньої вихідні показники не досліджувалося.

Проведено чисельне моделювання [30, 31] та експериментальний аналіз [32] нестійкості турбінних насосів. Описано тривимірну перехідну модель CFD [33], розглянуто можливість проведення гідродинамічних розрахунків у гідравлічних машинах з використанням програмних пакетів CFD [34]. Проведено експериментальні дослідження впливу конструктивних особливостей внутрішнього та зовнішнього роторів [35], а також рухомого та нерухомого розподільників [36] на функціональні параметри планетарного гідромотора, запропоновано методику зі зміщення розподільних вікон [3]. Практичних рекомендацій щодо проектування планетарного гідромотора відсутні.

Таким чином, розробка практичних рекомендацій щодо кутового зміщення вікон розподільних систем планетарних гідромашин є актуальною проблемою, вирішення якої дозволить покращити вихідні характеристики планетарного гідромотора ще на стадії проектування.

Формулювання мети статті (постановка завдання). Метою досліджень є покращення вихідних характеристик планетарного гідромотора на стадії проектування шляхом розробки практичних рекомендацій щодо кутового зміщення робочих вікон його розподільних систем.

Для реалізації поставленої мети досліджень необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити схеми руху рідини до робочих камер гідромотора;
- обґрунтувати максимальну кількість додаткових розвантажувальних вікон;
- розробити практичні рекомендації щодо кутового зміщення вікон рухомого розподільника;
- розробити практичні рекомендації щодо визначення пропускної спроможності розподільної системи.

Основна частина. Для визначення кутового розташування вікон рухомого розподільника розроблено схеми руху робочої рідини до робочих камер планетарного гідромотора (рис. 4) в залежності від кінематичної схеми (на прикладі кінематичної схеми 7/6 при використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон) [1, 2, 5].

Кут розташування робочих вікон рухомого розподільника при їх зміщенні визначається з виразів [3]:

- для кінематичних схем 7/6 и 11/10

$$\alpha'_i = \alpha_i \pm (\gamma_{\text{сеп}} - \gamma_{\text{від}}), \quad (1)$$

- для кінематичних схем 5/4, 9/8 и 13/12

$$\alpha'_i = \alpha_i \pm (\gamma_{\text{вип}} - \gamma_{\text{сер}}), \quad (2)$$

де α_i – кут розташування "поточного" вікна рухомого розподільника (непарні це робочі вікна, парні – розвантажувальні); $\gamma_{\text{сер}}$ – середнє значення кута перекриття, $\gamma_{\text{сер}} = (\sum \gamma_{\text{вип}} - \sum \gamma_{\text{від}}) / Z_1$; $\gamma_{\text{вип}}$ – кут перекриття при випередженні ($\gamma_{\text{вип}} > 0$), $\gamma_{\text{вип}} = \alpha_{\text{закр}} - \alpha_{\text{відкр}}$; $\gamma_{\text{від}}$ – кут перекриття вікон під час відставання ($\gamma_{\text{від}} < 0$), $\gamma_{\text{від}} = \alpha_{\text{закр}} - \alpha_{\text{відкр}} < 0$; $\alpha_{\text{відкр}}$ – діапазон відкриття вікон рухомого розподільника, $\alpha_{\text{відкр}} = \beta_i - \alpha_i - \pi / Z_2$; $\alpha_{\text{закр}}$ – діапазон закриття вікон рухомого розподільника, $\alpha_{\text{закр}} = \beta_i - \alpha_i + \pi / Z_2$; β_i – кут розташування "поточного" вікна нерухомого розподільника (непарні це вікна нагнітання, парні – зливу); Z_1 и Z_2 – кількість вікон рухомого та нерухомого розподільника, відповідно.

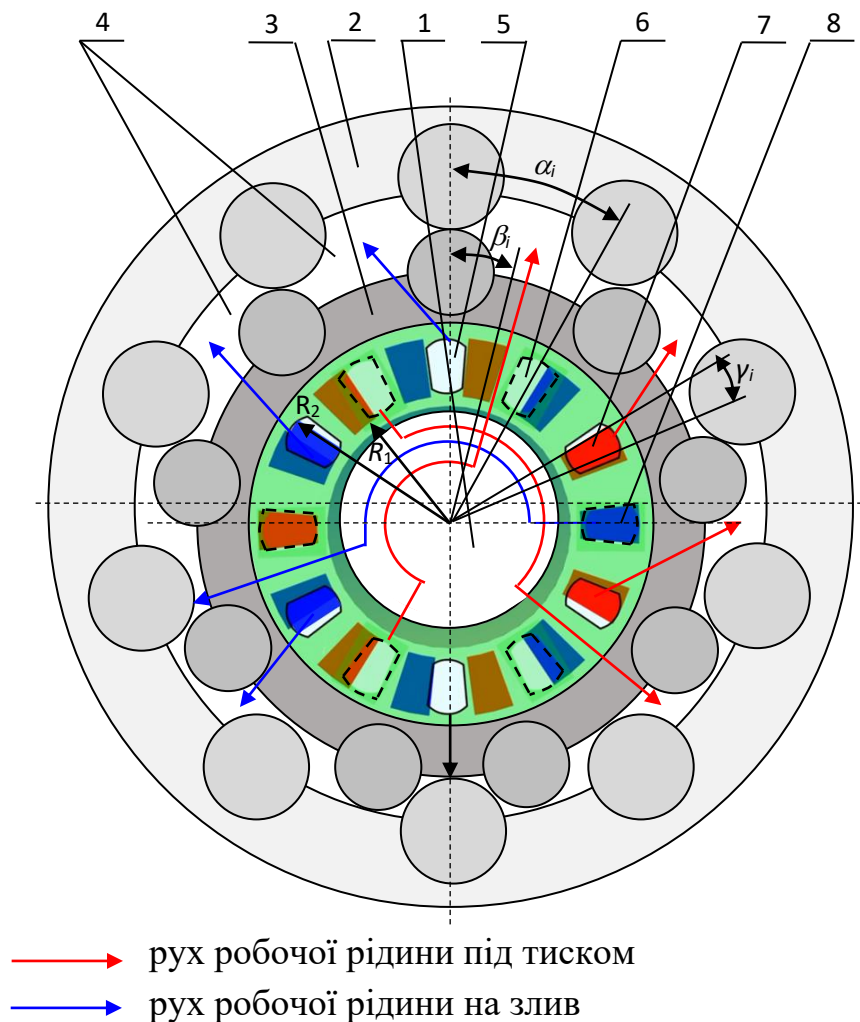


Рис. 4. Схема руху рідини до робочих камер гідромотора:
1 – вал гідромотора; 2 і 3 – зовнішній та внутрішній ротора відповідно; 4 – робочі камери гідромотора; 5 та 6 – робочі та розвантажувальні вікна рухомого розподільника відповідно; 7 та 8 – вікна для тиску та зливу нерухомого розподільника

Пропускна здатність розподільної системи (площа прохідного перерізу) визначається виразом [1–3, 5]:

$$A_i(t) = \sum_{i=1}^{Z_1} \gamma_i \cdot A_k \quad (3)$$

где γ_i – кут, що обмежує перекриття вікон рухомого та нерухомого розподільників, $\gamma_i = \pi / Z_2 - |\beta_i - \alpha_i(t)|$; A_k – площа кільця, на якому розташовані розподільні вікна, яка визначається його внутрішнім R_1 та зовнішнім R_2 радіусами, $A_k = (R_2^2 - R_1^2) / 2$.

Кількість додаткових робочих вікон, що беруть участь у роботі проектованої розподільної системи, визначається кількістю комутуючих пазів (рис. 5), розміщених на валу гідромотора та обмежується висотою h рухомого розподільника [2, 37].

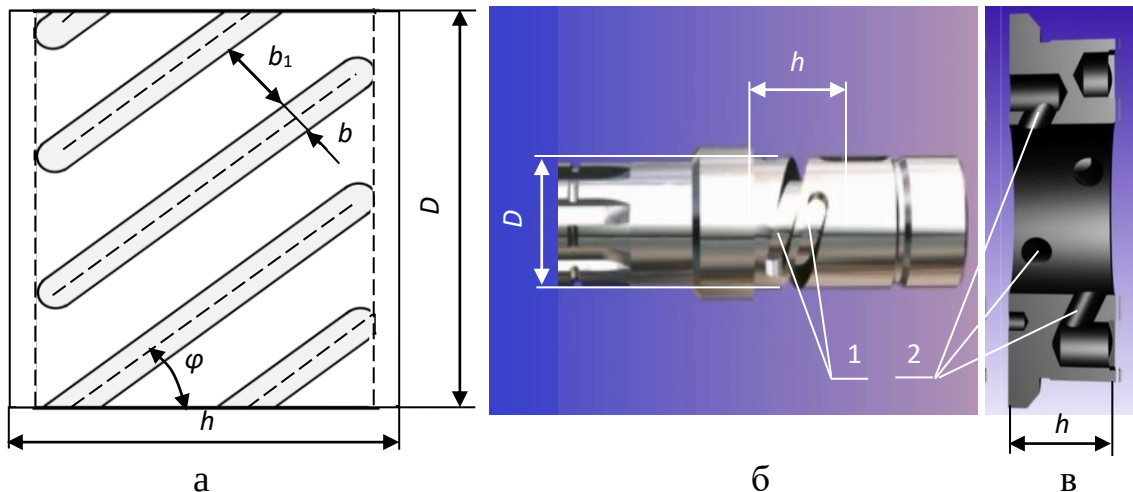


Рис. 5. Реалізація використання додаткових робочих вікон:
а – розрахункова схема визначення геометричних параметрів комутуючих пазів; б – вал гідромотора; в – рухомий розподільник;
1 – комутуючі пази валу; 2 – додаткові канали рухомого розподільника; h – висота рухомого розподільника; D – діаметр валу гідромотора; b – ширина паза; b_1 – відстань між пазами

Кількість комутуючих пазів визначають з виразу:

$$z = \frac{\pi \cdot D}{(b + b_1)} \cdot \sin \varphi, \quad (4)$$

де φ – кут нахилу комутуючого паза, $\varphi = \arctg[2 \cdot h / (\pi \cdot D)]$, де h – висота рухомого розподільника; D – діаметр валу гідромотора; b – ширина комутуючого паза; b_1 – відстань між пазами.

Практика показує, що на даній ділянці валу не рекомендується розміщувати більше чотирьох комутуючих пазів.

Результатом проведених досліджень є розробка практичних рекомендацій, що дозволяють проектувати розподільні системи планетарних гідромашин із заданими вихідними характеристиками [38]. Кутове зміщення вікон рухомого розподільника вибирається залежно від кінематичної схеми розподільної системи та кількості додаткових робочих вікон [38].

Згідно з виразом (3), для проектування розподільної системи із заданою пропускною здатністю (площею прохідного перерізу) необхідно знати сумарний кут перекриття γ_i [3, 38] та площу кільця A_k , що визначається його геометричними параметрами.

Розроблені практичні рекомендації дозволяють проектувати розподільні системи планетарних гідромашин із заданими вихідними характеристиками.

Висновки. В результаті проведених досліджень розроблено схему руху рідини до робочих камер планетарного гідромотора, що дозволяє визначати кутове розташування вікон рухомого розподільника в залежності від його кінематичної схеми; обґрунтовано максимальну кількість додаткових робочих вікон; розроблено практичні рекомендації щодо кутового зміщення вікон рухомого розподільника та визначення пропускної спроможності розподільної системи залежно від її кінематичної схеми та кількості додаткових робочих вікон.

Розроблені практичні рекомендації дозволяють проектувати розподільні системи планетарних гідромашин із заданими вихідними характеристиками.

Список використаних джерел

1. 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. Vol. 1021. P. 012037. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012037>.
2. Panchenko A., Voloshina A., Boltyansky O. [et al.]. Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 1/3(93). P. 67–77. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.132504>.
3. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O., Zasiadko A. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708(1). P. 012038. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012038>.
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. Vol. 1021. P. 012045. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045>.

5. Панченко А. І., Волошина А. А., Засядько А. І. Проектування розподільних систем торцевого типу (на прикладі планетарних гідромоторів): монографія. – Запоріжжя: ТОВ «Науково-виробнича компанія «Інтер-М», 2023. 134 с.

6. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці ТДАТУ*. 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30-49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>.

7. Панченко А. І., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. 2017. Вип. 17, т. 3. С. 33-50.

8. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*. 2019. Вип. 19, т. 2. С. 68-85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>.

9. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20, т. 2. С. 23-35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-2-23-35>.

10. Панченко А. І., Волошина А. А., Волков С.В., Панченко І. А. Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей розподільних систем на зміну робочих параметрів планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*. 2021. Вип. 21, т. 2. С. 3-20. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-3-20>.

11. Rogovyi A., Khovansky S., Grechka I., Pitel J. The Wall Erosion in a Vortex Chamber Supercharger Due to Pumping Abrasive Mediums. *Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2019. P. 682–691. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_68.

12. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Shvornikova A., Baranov I. and others: Study on the coal-water fuel pipeline transportation taking into account the granulometric composition parameters. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. Vol. 7(4.3). P. 240–245. <https://www.sciencepubco.com/index.php/ijet/article/view/19794>.

13. Rogovyi A., Khovanskyi S., Hrechka I., Gaydamaka A. Studies of the Swirling Submerged Flow Through a Confuser. *Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2020. P. 85–94. https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-50491-5_9.

14. Rogovyi A., Korohodskyi V., Medvediev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber



pump. *Energy*. 2021. Vol. 218. P. 119432. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119432>.

15. 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. <https://doi.org/10.1115/1.4023062>.

16. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in switch-mode hydraulic circuits. *Part II: Modeling and analysis*. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135(2). 021014-021014-7. <https://doi.org/10.1115/1.4023063>.

17. Strutynskyi S. Defining the dynamic accuracy of positioning of spatial drive systems through consistent analysis of processes of different range of performance. *Naukovyi Visnyk NHU*. 2018. Vol. 3. P. 64-73. <https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-3/13>.

18. Strutynskyi S., Nochnichenko I. Design of parallel link mobile robot manipulator mechanisms based on function-oriented element base. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 4 7(100). P. 54-64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.174613>.

19. 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. Vol. 1741. P. 012045. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012045>.

20. Gamez-Montero P., Codina E., Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. Vol. 12. P. 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>.

21. Choi T., Kim M., Lee G. [et al.]. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134(1). 011005-12. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>.

22. Chiu-Fan H. Flow characteristics of gerotor pumps with novel variable clearance designs. *Journal of Fluids Engineering*. 2015. Vol. 137(4). FE-14-1137. <https://doi.org/10.1115/1.4029274>.

23. Ivanović L., Blagojević M., Devedžić G. Assoul Analytical and Numerical Analysis of Load Gerotor Pumps. *Scientific Technical Review*. 2010. Vol. 1(60). P. 30-38.

24. Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2010. Vol. 10(224). P. 2257-2269. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2041>.

25. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernacki, K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 4(14), P. 647–660. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>.



26. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineerin.* 2013. Vol. 3(14). P. 391–397. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008>.
27. González J., Oro J. M. F., Argüelles-Díaz K. M. Flow analysis for a double suction centrifugal machine in the pump and turbine operation modes. *International Journal for Numerical Methods in Fluids.* 2009. Vol. 2(61). P. 220-236. <https://doi.org/10.1002/fld.1951>.
28. 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. <https://doi.org/10.1115/1.4033675>.
29. Yang D., Yan J., Tong S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design.* 2010. Vol. 6(132). 064503-5. <https://doi.org/10.1115/1.4001595>.
30. Yao J., Shi W., Wu S., Zhang D., Wang H., Hu Q. Numerical calculation and experiment on pressure fluctuation in axial flow pump. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery.* 2013. Vol. 1(44). P. 119-124. <https://doi.org/10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S1.022>.
31. Liu C., Jin Y., Zhou J., Tang F., Hao C., Han J. Study of internal flow in cube-type bidirection passages of axial-flow pump. *System by numerical simulation and experiment.* 2011. Vol. 5(30). P. 192-198.
32. Gentner Ch., Sallaberger M., Widmer Ch., Braun O., Staubli T. Numerical and experimental analysis of instability phenomena in pump turbines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science.* 2012. Vol. 3(15). 0320422. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/3/032042>.
33. Ding H., Lu J. X., Jiang B. A CFD model for orbital gerotor motor. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science.* 2012. Vol. 6(15). 062006. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/6/062006>.
34. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov, V. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems.* 2018. No18308004. <https://doi.org/10.1109/IEPS.2018.8559548>.
35. 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.* 2021. Vol. 1741. P. 012027. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012027>.
36. 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. Vol. 1021, P. 012054. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012054>.



37. Hutsol T. European Green Deal: Improving the Efficiency of Using Planetary Hydraulic Machines. *Energies*. 2023. Vol. 16(18). 6481. <https://doi.org/10.3390/en16186481>.

38. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Zasiadko A., Verkholtantseva V. Improvement of the Angular Arrangement of Distribution System Windows When Designing Planetary Hydraulic Machines. *Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner 2021. LNME*. 2022. P. 53-63. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_6.

Стаття надійшла до редакції 19.09.2024 р.

A. Panchenko¹, A. Voloshina¹, I. Kholod¹, A. Voloshin¹

¹Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

²Melitopol Vocational College of TSATU

PRACTICAL RECOMMENDATIONS FOR DESIGNING END DISTRIBUTION SYSTEMS OF PLANETARY HYDROMACHINES

Summary

One of the main units determining the stability of the planetary hydraulic machine is its distribution system required to form a rotating hydraulic field. Physical processes occurring in the end system of the planetary hydraulic motor during operation are always associated with the movement of the working fluid through channels with local resistances and the working fluid distribution system. The main characteristic of the distribution system is its throughput (flow rate of the working fluid), which is determined by the cross-sectional area of this system, which depends on the use of the unloading windows of the movable distributor as working ones. The use of unloading windows as additional working ones allows to increase the throughput of the distribution system, and their specific angular location allows to ensure the constancy of the output characteristics of the planetary hydraulic motor. Therefore, improving the output characteristics of the planetary hydraulic motor by developing practical recommendations for the angular location (shift) of the working windows when designing its distribution systems is an urgent scientific problem. It has been established that the additional use of unloading windows leads to both an increase in the throughput of the distribution system and a change in the pulsation of the working fluid flow. A scheme of fluid movement to the working chambers of the hydraulic motor has been developed, allowing to determine the angular arrangement of the windows of the movable distributor depending on its kinematic scheme. The maximum number of additional working windows has been substantiated. Practical recommendations have been developed for the angular displacement of the windows of the movable distributor and determining the capacity of the distribution system depending on its kinematic scheme and the number of additional working windows. The developed practical recommendations allow to design distribution systems of planetary hydraulic machines with specified output characteristics.

Key words: movable distributor, fixed distributor, kinematic diagram, working windows, unloading windows, working fluid, flow parts.