

УДК 621.225.001.4

DOI: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85

ПОЛІПШЕННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН

Панченко А. І., д. т. н.,

Волошина А. А., д. т. н.,

Панченко І. А., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

Тел. (0619) 42-04-42

Засядько А. І., інженер

ВСП «Бердянський коледж ТДАТУ»

Анотація – для вирішення проблеми підвищення технологічності виготовлення елементів розподільної системи планетарного гідромотора обґрунтована форма вікон рухомого та нерухомого розподільників. Розроблено розрахункову схему, математичну модель та алгоритм розрахунку, що дозволяють досліджувати вплив зміни геометричних параметрів розподільної системи з вікнами, виконаними у вигляді кола, на пропускну здатність планетарного гідромотора. Встановлено, що в залежності від кінематичної схеми розподільної системи площа прохідного перетину розподільної системи змінюється. При цьому змінюється і амплітуда коливань площі прохідного перетину. При використанні розвантажувальних вікон розподільника в якості додаткових робочих вікон, пропускну здатність збільшується, а амплітуда коливань – зменшується. Критичним параметром, що визначає працездатність розподільної системи, є коливання площі прохідного перетину. Тому, при проектуванні розподільних систем рекомендується використання додаткових розвантажувальних вікон в якості робочих.

Ключові слова – планетарний гідромотор, пропускну здатність, розподільна система, розподільні вікна, пропускну здатність, кінематична схема.

Постановка проблеми. Природна тенденція до розширення сфери застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки викликає необхідність створення нових і вдосконалення існуючих гідромашин [1, 2]. У гідроприводах мехатронних систем найчастіше застосовуються планетарні гідромашини. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, що працюють за принципом планетарного

редуктора, аналогічні орбітальним, героторним, героллерним і т. п. [3-7]. Основними вузлами, що визначають працездатність планетарних гідромашин є витискувальна та розподільна системи [8-14]. Якщо питанням проектування елементів витискувальної системи присвячений ряд робіт [10-12, 14], то питання проектування елементів розподільної системи залишаються мало дослідженими.

Розподільна система планетарної гідромашини являє собою пристрій для подачі робочої рідини в робочі камери в строго визначеній послідовності, в залежності від взаємного розташування роторів витискувальної системи. Від конструкції та виконання елементів розподільної системи залежать такі параметри гідромашини, як пропускна здатність, гідравлічний та об'ємний ККД, максимальне і мінімальне число обертів та витрата робочої рідини.

Таким чином, проведення досліджень пов'язаних з підвищенням технологічності виготовлення елементів розподільних систем є актуальним завданням, спрямованим на поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз проведених досліджень, пов'язаних з проектуванням гідромашин [3-7], дозволяє зробити висновок, що вони виконувалися без належного врахування низки важливих чинників. Не розглянута робота гідромашини з урахуванням зміни геометричних параметрів рухливого та нерухливого розподільників, кінематичної схеми розподільної системи та форми розподільних вікон.

В даний час велика увага приділяється проектуванню гіпоциклоїдальних поверхонь роторів героторних гідромашин [10, 11]. Запропоновано математичну модель, що описує зміну навантажень в зубчастому зачепленні [10]. Розроблено програму для проектування гіпоциклоїдальних поверхонь, що враховує рівняння гідродинаміки руху рідини в робочих камерах [11]. Досліджено питання пов'язані із зносом робочих поверхонь роторів орбітальних гідромоторів [12]. Обґрунтовано граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь роторів [13]. Питання, пов'язані з течією робочої рідини при підводі (відводі) до робочих камер – не розглядалися.

Розроблено математичні моделі [14-17], які враховують сили, що діють в зубчастому зачепленні героторного насоса і компресійний стан робочої рідини [15], а також рівняння нерозривності потоків і витрати через всі елементи мехатронної системи з гідравлічним приводом та особливості робочої рідини [15-17]. Розглянуто сили і моменти, які впливають на зубчасту пару роторного трохойдального насоса [18]. Розроблено рекомендації для проектування героторних насосів [19]. Запропоновано модель втрат енергії в загальній гідравлічній схемі з режимом, що перемикається та акцентом на втрати, що створені стисливістю робочої рідини [20], яка отримала

експериментальне підтвердження [21]. Не розглянуто принцип переміщення робочої рідини через елементи розподільної системи.

Запропонована методика проектування роторів героторних машин [22] дозволила розробити технологічний процес виготовлення роторів. Обґрунтовано методику моделювання зубчастих передач на основі методу математичного моделювання векторних замкнених контурів [23]. Питання проектування розподільної системи не розглядалися.

В роботі [24] запропонована універсальна модель мехатронної системи з орбітальним гідромотором. Не розглянуто вплив конструктивних особливостей розподільної системи орбітального гідромотора на його вихідні характеристики.

Представлена повна тривимірна модель CFD [25] для орбітального героторного гідромотора, що враховує об'єм робочої рідини в робочих камерах, який динамічно змінюється. Розглянуто геометричні, математичні [26] та гідродинамічні моделі [27], які дозволяють дослідити вплив геометричних параметрів проточних частин героторного насоса на його вихідні характеристики. Не досліджена течія робочої рідини в проточних частинах орбітальної гідромашини.

Проведено аналіз пульсацій подачі робочої рідини шестеренним насосом з використанням математичного векторного моделювання [28]. Запропоновано уточнену залежність миттєвої теоретичної продуктивності шестеренного качаючого вузла від кута повороту шестерні. Не розглянуто пульсації рідини в планетарних (орбітальних) гідромашинах.

Однією з систем, що лімітує ефективність роботи планетарної гідромашини є її розподільна система [29, 30]. Розглянута модель робочих процесів торцевої розподільної системи [8, 9], дозволяє досліджувати вплив її конструктивних параметрів на вихідні характеристики планетарного гідромотора в процесі експлуатації. Найбільше застосування в планетарних гідромашинах має розподільна система з вікнами виконаними у вигляді сегмента [7, 9]. Необхідно відзначити, що сегментні вікна мають досить складну та трудомістку технологію виготовлення, тому перед виробниками гідромашин дуже гостро стоїть питання, пов'язане з пошуком нових форм робочих вікон розподільної системи з більш технологічною формою, наприклад, у вигляді кола. Для вирішення цього завдання необхідно розробити математичний апарат, алгоритм розрахунку та дослідити вплив зміни геометричних параметрів розподільної системи з круглими вікнами на вихідні характеристики планетарної гідромашини.

Формулювання цілі дослідження. Поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом підвищення технологічності виготовлення елементів його розподільної системи.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні задачі:

– розробити розрахункові схеми, математичну модель та алгоритм розрахунку, що дозволять досліджувати вплив зміни геометричних параметрів розподільної системи з вікнами круглої форми на вихідні характеристики планетарного гідромотора;

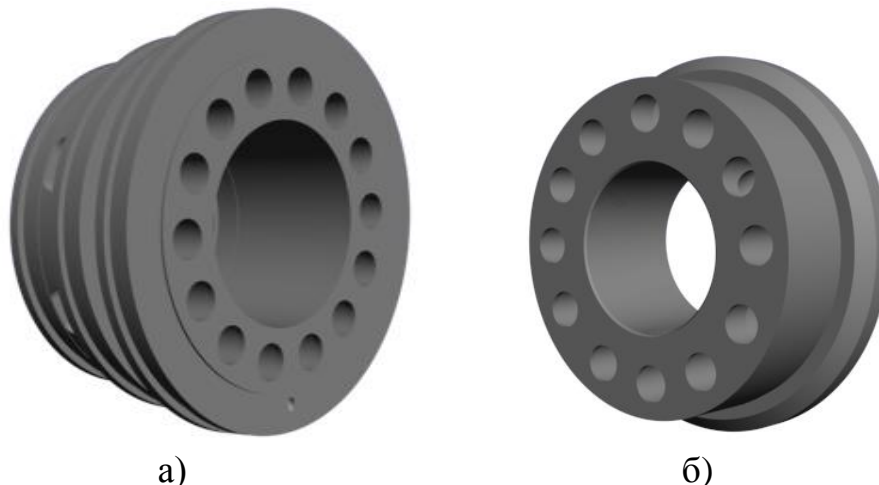
– обґрунтувати вихідні дані та початкові умови для моделювання роботи розподільної системи планетарного гідромотора;

– дослідити взаємозв'язок геометричних параметрів розподільної системи з круглими вікнами та вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Основна частина. Однією з основних систем, що лімітують роботу планетарного гідромотора, є його розподільна система. Під планетарним гідромотором домовимося розуміти гідромотор, який працює за принципом планетарного редуктора [3-6]. Роль водила в планетарному гідромоторі виконує гідравлічне поле, що обертається та створене його розподільною системою. Розподільна система такого гідромотора складається з нерухомого та рухомого розподільників. Нерухомий розподільник (рис. 1, а) служить для підведення (відведення) робочої рідини до гідромотору та встановлюється нерухомо щодо його корпусу. Рухомий розподільник (рис. 1, б) служить для підведення (відведення) робочої рідини до робочих камер гідромотора та встановлюється на валу і здійснює обертальний рух відносно нерухомого розподільника.

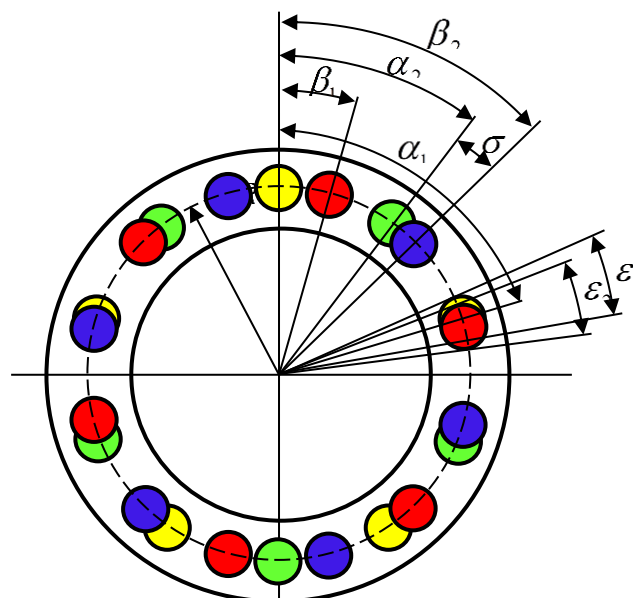
Одним з основних параметрів, що обумовлюють працездатність розподільної системи є площа прохідного перетину, яка визначає кількість робочої рідини, яка проходить через гідромотор. Площа прохідного перерізу являє собою суму площ перекриття вікон нерухомого розподільника з вікнами рухомого та залежить від кінематичної схеми розподільної системи (кількості вікон).

На торцевій поверхні нерухомого розподільника виконані вікна нагнітання і зливу. З цими вікнами контактують робочі і розвантажувальні вікна рухомого розподільника, розташовані на його торцевій поверхні. Накладення робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника на вікна нагнітання і зливу нерухомого розподільника утворюють зону розподілу та відображають схему миттєвого положення фаз розподілу робочої рідини (рис. 2). На розрахунковій схемі (рис. 2) показано утворення зон нагнітання і зливу при підводі (відводі) робочої рідини до робочих камер гідромотора.



а) – нерухомий розподільник; б) – рухомий розподільник.

Рис. 1. Елементи розподільної системи планетарного гідромотора.



- – робочі вікна рухомого розподільника;
- – розвантажувальні вікна рухомого розподільника;
- – вікна нагнітання нерухомого розподільника;
- – вікна зливу нерухомого розподільника.

Рис. 2. Розрахункова схема миттєвого положення фаз розподілу робочої рідини розподільної системи з круглими вікнами.

За аналогією роботи розподільної системи з сегментними вікнами [8] між кількістю робочих вікон рухомого Z_1 і нерухомого Z_2 розподільників існує взаємозв'язок: $Z_2 = 2Z_1 + 2$. При цьому $Z_2 = 2Z$, де Z – кількість циклів, обумовлена кінематичною схемою розподільної системи. Відомо [9], що кількість циклів не може бути менше трьох, тобто $Z \geq 3$.

Співвідношення кількості вікон нагнітання $Z_2/2$ нерухомого

розподільника до кількості робочих вікон $Z_1/2$ рухомого розподільника визначає кінематичну схему розподільної системи.

Кут між робочими вікнами рухомого розподільника (рис. 2) в статичному положенні дорівнює $\alpha = 2\pi / Z_1$, а кут між вікнами нерухомого розподільника – $\beta = 2\pi / Z_2$.

При нумерації вікон домовимося вважати першим вікном для рухомого розподільника вікно, яке розташоване у верхній частині схеми на вертикальній осі (рис. 2), а першим вікном нерухомого розподільника – вікно, яке розташоване праворуч від першого вікна рухомого розподільника. Подальша нумерація вікон рухомого і нерухомого розподільників здійснюється за годинниковою стрілкою. Причому, вважаємо вікна рухомого розподільника з непарними номерами робочими, а з парними – розвантажувальними, а вікна нерухомого розподільника з непарними номерами – вікнами нагнітання, з парними – вікнами зливу.

Кут розташування першого робочого вікна α_1 рухомого розподільника визначається за виразом:

$$\alpha_1(t) = 2\pi \cdot n \cdot t, \quad (1)$$

а поточні кути розташування наступних вікон рухомого розподільника будуть дорівнювати:

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha. \quad (2)$$

Кут розташування першого вікна нагнітання β_1 нерухомого розподільника визначається за виразом:

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (3)$$

а поточні кути розташування наступних вікон нерухомого розподільника будуть дорівнювати:

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta. \quad (4)$$

Кут між поточними центрами вікон рухомого і нерухомого розподільників, які знаходяться в перекритті, визначається за виразом:

$$\sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|, \quad (5)$$

причому для перекриття розподільних вікон повинна виконуватися умова $\sigma_i \leq \beta / 2$. (6)

При визначенні кутів, що обмежують геометричні параметри вікон рухомого ε_1 і нерухомого ε_2 розподільників, необхідно

дотримуватися умови $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 2\pi / Z_2$. Тоді, мінімальний кут, що обмежує геометричні параметри вікон рухомого і нерухомого розподільників, буде дорівнювати:

$$\varepsilon_{1\min} = \varepsilon_{2\min} = 2\arcsin \frac{d}{2R}, \quad (7)$$

де d – мінімально можливий діаметр вікна, вибирається виходячи з конструктивних особливостей; R – радіус розташування розподільних вікон.

Максимальний кут, що обмежує геометричні параметри вікон рухомого і нерухомого розподільників, дорівнює:

$$\varepsilon_{1\max} = \varepsilon_{2\max} = \frac{2\pi}{Z_2} - \varepsilon_{1\min}. \quad (8)$$

Виходячи з цього радіус вікна рухомого розподільника дорівнює:

$$r_1 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_1}{2}, \quad (9)$$

а радіус вікна нерухомого розподільника:

$$r_2 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_2}{2}. \quad (10)$$

Площа перекриття S вікон нерухомого розподільника вікнами рухомого визначається на підставі розрахункової схеми (рис. 3). Поточна площа перекриття S_i вікна нагнітання нерухомого розподільника робочим вікном рухомого розподільника відповідає площі фігури $ABCD$.

$$S_i = S_{1i} + S_{2i}, \quad (11)$$

де S_{1i} – площа сегмента ABC ; S_{2i} – площа сегмента ADC .

Площа сегмента ABC дорівнює різниці площ сектора AO_1C і трикутника ΔAO_1C :

$$S_{1i} = S_{AO_1C} - S_{\Delta AO_1C}. \quad (12)$$

З рис. 3 площа сектора AO_1C дорівнює:

$$S_{AO_1C} = \frac{1}{2} r_1^2 \cdot \varphi_{1i},$$

а площа трикутника ΔAO_1C :

$$S_{\Delta AO_1C} = \frac{1}{2} r_1^2 \cdot \sin \varphi_{1i},$$

де φ_{1i} – кут, що обмежує величину сектора ADC .

Тоді,

$$S_{1i} = \frac{r_1^2}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}). \quad (13)$$

Для визначення кута φ_{1i} , що обмежує величину сектора ABC розглянемо ΔAFO_1 :

$$O_1F = r_1 \cdot \cos \frac{\varphi_{1i}}{2},$$

а з ΔOFO_1 :

$$O_1F = R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}.$$

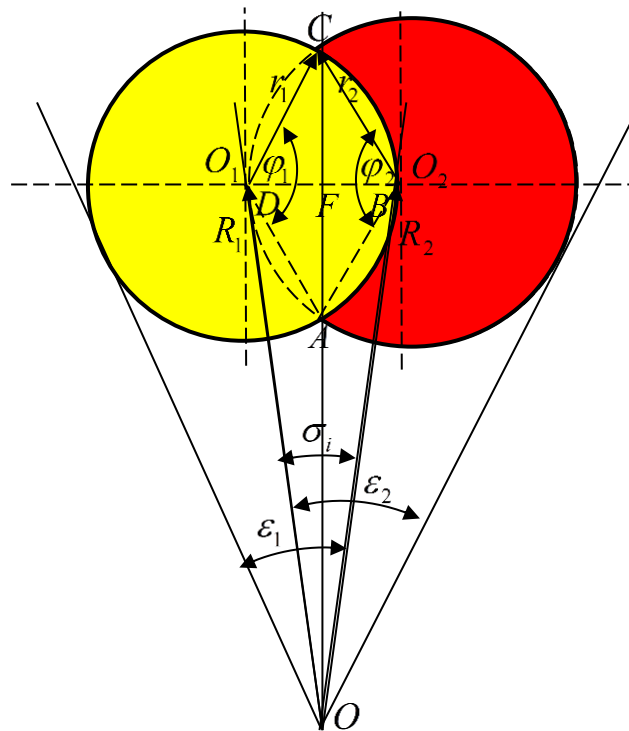


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення площі перекриття розподільних вікон.

Тоді, кут φ_{1i} , буде дорівнювати:

$$\varphi_{1i} = 2 \arccos \left(\frac{R_1}{r_1} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (14)$$

Площа сегмента ADC визначається аналогічно і дорівнює:

$$S_{2i} = \frac{r_2^2}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}), \quad (15)$$

а кут φ_{2i} , що обмежує величину сектора ADC буде дорівнювати:

$$\varphi_{2i} = 2 \arccos \left(\frac{R_2}{r_2} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (16)$$

Тоді, площа перекриття S_i вікна нагнітання нерухомого розподільника робочим вікном рухомого розподільника дорівнює:

$$S_i = \frac{r_1^2}{2}(\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_2^2}{2}(\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}). \quad (17)$$

У разі однакових геометричних параметрів вікон рухомого і нерухомого розподільників, тобто $r_1 = r_2 = r$, $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$, площа прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами буде дорівнювати:

$$S(t) = \sum S_i = \sum_{i=1}^Z (\varphi_i - \sin \varphi_i) \cdot r^2. \quad (18)$$

Пропускна здатність розподільної системи планетарного гідромотора визначається, як течія робочої рідини через щілину [7-9]:

$$Q = \mu \cdot \sum_{i=1}^Z (\varphi_i - \sin \varphi_i) \cdot r^2 \cdot \sqrt{\frac{2(p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}})}{\rho}}, \quad (19)$$

де μ – коефіцієнт витрати; ρ – щільність робочої рідини; $p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гідромотор; $p_{\text{вих}}$ – тиск на виході з гідромотора.

Розроблена математична модель дозволяє досліджувати вплив зміни геометричних параметрів розподільної системи з круглими вікнами на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Взаємозв'язок геометричних параметрів розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора досліджена на ПЕОМ за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim.

При моделюванні роботи розподільної системи приймаємо наступні вихідні дані та початкові умови:

- коефіцієнти кінематичної і динамічної в'язкості постійні;
- модуль пружності робочої рідини постійний;
- коефіцієнт динамічної в'язкості дорівнює $\mu' = 0,267 \cdot 10^{-7} \text{ МПа} \cdot \text{с}$;
- тиск на вході (тиск нагнітання) дорівнює $p_{\text{вх}} = 16 \text{ МПа}$;
- тиск на виході (тиск зливу) дорівнює $p_{\text{вих}} = 0 \text{ МПа}$;
- кутова швидкість вала гідромотора дорівнює $\omega = 68 \text{ с}^{-1}$;
- геометричні параметри вікон рухомого і нерухомого розподільників однакові;
- радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R = 36 \text{ мм}$.

Залежно від конструктивних особливостей планетарних гідромоторів застосовуються різноманітні кінематичні схеми розподільних систем [8, 9]. На рис. 4 представлена зміна площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми за час, відповідний одному циклу.

Аналіз зміни площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми (рис. 4, табл. 1) показує, що зі збільшенням кількості робочих вікон рухомого розподільника площа прохідного перетину зменшується від 115 мм^2 до $37,5 \text{ мм}^2$ (кінематичні схеми 4/3

і 13/12, відповідно). При цьому амплітуда коливань площі також значно знижується від 75 мм^2 до 3 мм^2 (кінематичні схеми 4/3 і 13/12, відповідно). Кількість піків кожної досліджуваної кривої (рис. 4) відповідає кількості робочих вікон рухомого розподільника певної кінематичної схеми.

Відомо [3-5], що збільшення площі прохідного перетину розподільної системи можна забезпечити шляхом використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості додаткових робочих вікон. При цьому можна зменшити амплітуду коливань площі шляхом кутового зміщення робочих вікон рухомого розподільника.

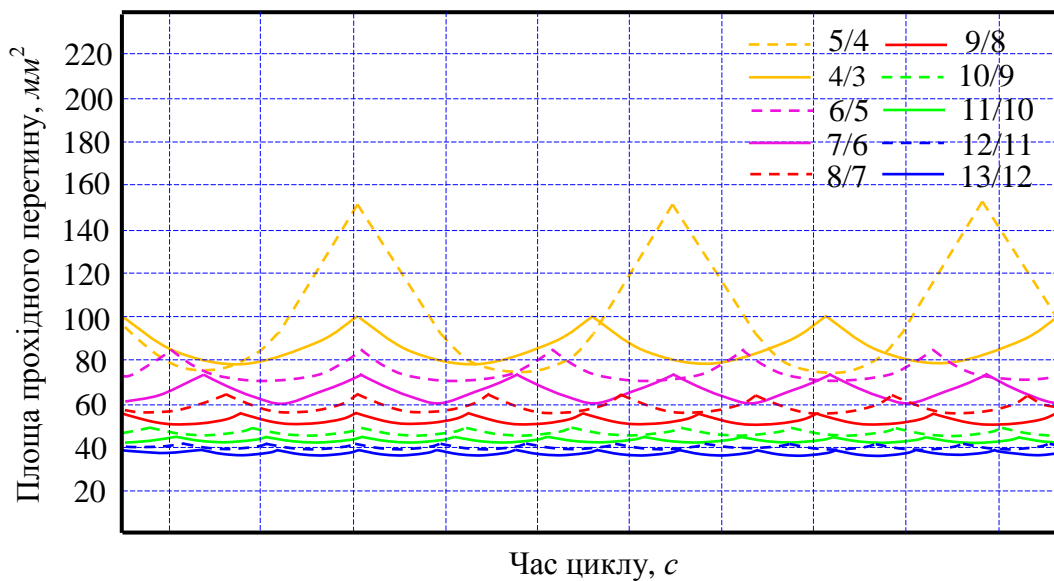


Рис. 4. Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми без використання додаткових розвантажувальних вікон.

Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з використанням розвантажувальних вікон рухомого розподільника в залежності від кінематичної схеми представлена на рис. 5-7 і в табл. 1.

Аналіз зміни площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника (рис. 5, табл. 1) показує, що така модернізація розподільної системи прийнятна для всіх кінематичних схем. Використання двох розвантажувальних вікон рухомого розподільника дозволяє збільшити площу прохідного перетину від 14% до 30%. При цьому амплітуда коливань площі для кінематичних схем 4/3, 7/6, 8/7, 11/10, 12/11 і 13/12 знижується практично в два рази. Для кінематичних схем 6/5 і 10/9 амплітуда коливань площі не змінюється, а для схем 5/4 і 9/8 – зростає на 8% і 25%, відповідно.

Аналіз зміни площі прохідного перетину розподільної системи

в залежності від кінематичної схеми з використанням трьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника (рис. 6, табл. 1) показує, що така модернізація розподільної системи прийнятна тільки для кінематичних схем 7/6 і 13/12. Використання трьох додаткових розвантажувальних вікон дозволяє збільшити площу прохідного перетину на 33% і знизити амплітуду коливань площі в 2 рази – для кінематичної схеми 7/6. Для кінематичної схеми 13/12 при використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон площа збільшується на 20%, а коливання площі практично відсутні (амплітуда коливань дорівнює 1 мм^2).

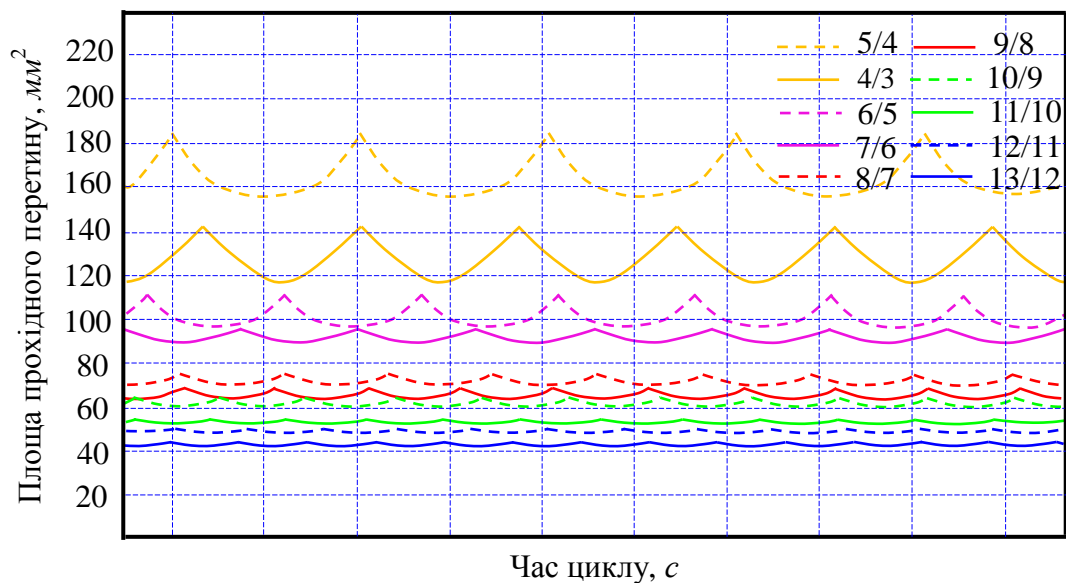


Рис. 5. Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника.

У кінематичних схемах 5/4, 7/6, 9/8, 11/10 і 13/12 можна використовувати чотири додаткових розвантажувальних вікна рухомого розподільника (рис. 7, табл. 1). Використання чотирьох розвантажувальних вікон дозволяє збільшити площу прохідного перетину розподільної системи в 2 рази і в 2 рази знизити коливання площі – для кінематичної схеми 5/4. Для кінематичної схеми 7/6 при збільшенні площі в 1,5 рази амплітуда коливань знижується в 2 рази. При цьому для кінематичних схем 9/8, 11/10 і 13/12 площа прохідного перетину збільшується на 33%, 30% і 25%, відповідно, при практичній відсутності коливань.

Аналіз результатів моделювання показав, що зі збільшенням кількості робочих вікон рухомого розподільника площа прохідного перетину (пропускна здатність) розподільної системи зменшується (рис. 4). При цьому зменшується і амплітуда коливань площі.

При використанні двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих, пропускна здатність розподільної системи збільшується на 15...30%. При використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон – на 20...35% і на 50...100% – при використанні чотирьох розвантажувальних вікон в залежності від кінематичної схеми розподільної системи.

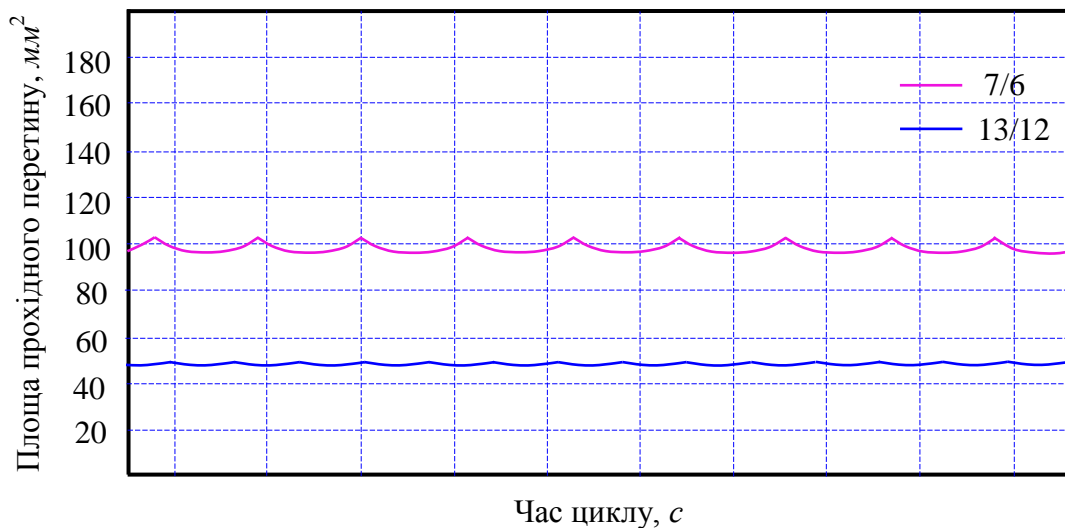


Рис. 6. Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми з використанням трьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника.

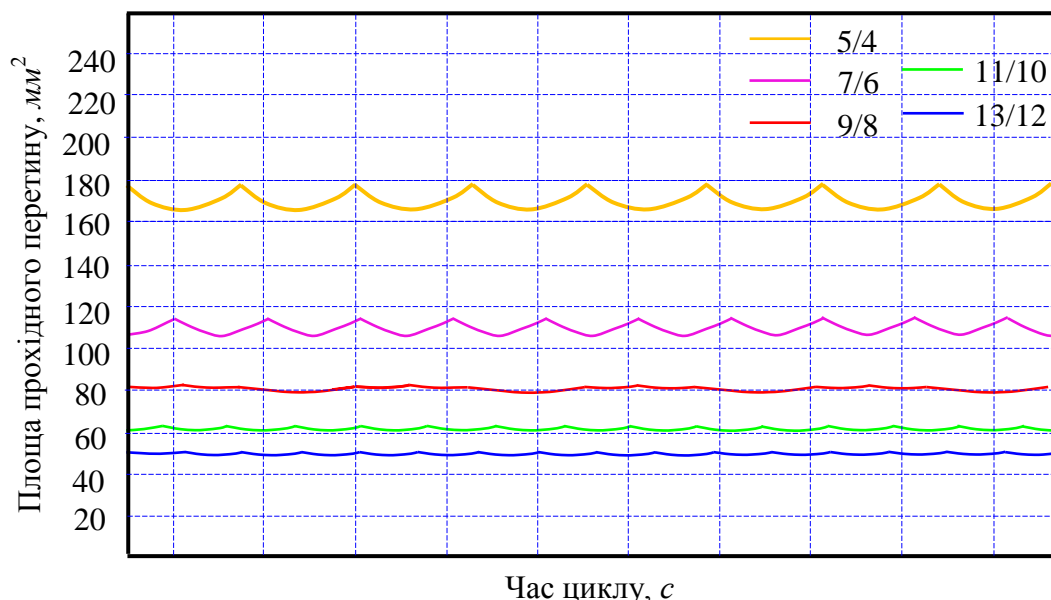


Рис. 7. Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми з використанням чотирьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника.

Для практичного застосування результатів досліджень при проектуванні розподільних систем планетарних гідромоторів рекомендується використовувати додаткові розвантажувальні вікна рухомого розподільника в якості робочих.

Необхідно відзначити, що критичним параметрам, що визначає працездатність розподільної системи планетарного гідромотора є коливання площі прохідного перетину [7-9], які викликають пульсацію крутного моменту та частоти обертання валу гідромотора. Тому, з метою усунення пульсацій вихідних параметрів гідромоторів рекомендується використовувати кінематичні схеми з амплітудою коливань площі прохідного перетину до 6 мм^2 .

Таблиця 1 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми

Кінематична схема	Кількість робочих вікон	Кількість додаткових вікон	Площа прохідного перетину, мм^2			
			max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	3	-	150	75	115	75
		2	185	155	167	30
5/4	4	-	100	77	85	23
		2	142	117	127	25
		4	177	165	170	12
6/5	5	-	83	70	75	13
		2	111	98	103	13
7/6	6	-	73	60	65	13
		2	91	85	87	6
		3	102	96	98	6
		4	112	106	108	6
8/7	7	-	63	55	58	8
		2	73	70	71	3
9/8	8	-	55	52	53	3
		2	68	64	65	4
		4	81	79	80	2
10/9	9	-	50	47	48	3
		2	64	61	62	3
11/10	10	-	46	43	44	3
		2	54	52	53	2
		4	63	61	62	2
12/11	11	-	42	39	40,5	3
		2	49	47	48	2
13/12	12	-	39	36	37,5	3
		2	45	43	44	2

		3	48	47	47,5	1
		4	51	50	50,5	1

Висновки – В результаті проведених досліджень обґрунтована, як більш технологічна, форма вікон розподільної системи, виконаних у вигляді кола.

Розроблені розрахункові схеми, математична модель та алгоритм розрахунку, дозволяють досліджувати вплив зміни геометричних параметрів розподільної системи з круглими вікнами на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Обґрунтовано вихідні дані та початкові умови для моделювання роботи розподільної системи планетарного гідромотора з різними кінематичними схемами.

Досліджено взаємозв'язок між площею прохідного перетину (пропускною здатністю) та кінематичними схемами розподільної системи планетарного гідромотора. Встановлено, що зі збільшенням кількості робочих вікон рухомого розподільника площа прохідного перетину зменшується. При цьому зменшується і амплітуда коливань площі. При додатковому використанні розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих вікон пропускна здатність збільшується на 15...30% – з використанням двох, 20...35% – з використанням трьох і 50...100% – з використанням чотирьох розвантажувальних вікон в залежності від кінематичної схеми. При цьому амплітуда коливань площі зменшується в 2 рази.

Для практичного застосування результатів досліджень при проектуванні розподільних систем планетарних гідромоторів рекомендується використання додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих. З метою усунення пульсацій вихідних параметрів гідромоторів рекомендується використовувати кінематичні схеми з амплітудою коливань площі прохідного перетину до 6 мм^2 .

Література:

1. *Захаров А. С., Сабельников В. И.* Авиационное гидравлическое оборудование. Новосибирск: НГТУ, 2017. 407 с.
2. *Остренко С. А.* Гидравлика, гидропривод, гидравлические и пневматические системы. ВГУЭС. URL: https://abc.vvsu.ru/books/1_gidrosys/default.asp (дата звернення: 20.10.2018).
3. *Панченко А. І.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки // Техніка АПК. 2006. № 3. С. 11-13.
4. Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки / *А. І. Панченко, А. А. Волошина, О. Ю. Золотарьов, Д. С. Тітов* // Промислова гідрравліка і пневматика. 2003. № 1. С. 71-74.
5. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Разработка

планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2015. Vol. 17, No 9. P. 29-36.

6. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG // Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2018. № 17. С. 88-95.

7. *Панченко А. И., Волошина А. А.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелитополь: Люкс, 2016. 236 с.

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

9. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30-49.

10. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.* Strength analysis of the polyoxymethylenecycloidal gears of the gerotor pump // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2014. № 14 (4). P. 647-660. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.

11. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.* Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research // Archives of Civil and Mechanical Engineerin. 2014. № 14 (3). P. 391-397. Doi:10.1016/j.acme.2013.12.008.

12. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves / *T. Choi, M. Kim, G. Lee and others* // Journal of Mechanical Design. 2012. № 134 (1). 011005-12. Doi:10.1115/1.4004423.

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

14. Analysis of forces and moments in gerotor pumps / *L. Ivanovic, N. Miric, G. Devedzic, S. Ćuković* // Journal of Mechanical Engineering Science. 2010. № 224 (10). P. 2257-2269. Doi: 10.1243/09544062JMES2041.

15. *Панченко А. И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором // Промислова гідравліка і пневматика. 2005. № 4 (10). С. 102-112.

16. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в

гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель // Науковий вісник ТДАТУ. Мелітополь, 2016. Вип. 6, т. 1. С. 63-79.

17. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Математическая модель насосной станции с приводным // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь, 2013. Вип. 13, т. 6. С. 45-61.

18. *Ivanović L., Blagojević M., Devedžić G., Assoul Y.* Analytical and Numerical Analysis of Load Gerotor Pumps // Scientific Technical Review. 2010. No 60 (1). P. 30-38.

19. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump / *Y. Chang, J. Kim, C. Jeon, K. Chul, S. Jung* // Journal of Mechanical Design. 2006. No 129 (10). P. 1099-1105. Doi:10.1115/1.2757629.

20. *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. No 135 (2). 021013-021013-13. Doi: 10.1115/1.4023062.

21. *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. No 135 (2). 021014-021014-7. Doi: 10.1115/1.4023063.

22. A two scale mixed lubrication wearing-in model, applied to hydraulic motors / *J. Furustig, A. Almqvist, C. A. Bates, P. Ennemark, R. Larsson* // Tribology International. 2015. No 90. P. 248–256. Doi: 10.1016/j.triboint.2015.04.033.

23. *Косенок Б. Б.* Инвариантность векторных моделей в моделировании зубчатых передач // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2009. № 19. С. 157-161.

24. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Модель гідравлічного приводу мехатронної системи // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 59-83. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

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

26. *Altare G., Rundo M.* Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability // Journal of Fluids Engineering. 2016. No 38 (11). FE-15-1757. Doi: 10.1115/1.4033675.

27. *Chiu-Fan H.* Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs // Journal of Fluids Engineering. 2015. No 137 (4). FE-14-1137. Doi: 10.1115/1.4029274.

28. Математическое векторное моделирование пульсаций

подачи жидкости шестеренным качающим узлом / Б. Б. Косенок, А. Н. Крючков, Л. В. Родионов, Е. В. Шахматов // Известия Самарского научного центра РАН. 2009. № 11 (3). С. 257-262.

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

30. Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза / А. И. Панченко, А. А. Волошина, В. М. Верещага, А. А. Зуев // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь, 2011. Вип. 11, т. 6. С. 322-331.

УЛУЧШЕНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН

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

Аннотация – для решения проблемы повышения технологичности изготовления элементов распределительной системы планетарного гидромотора обоснована форма окон подвижного и неподвижного распределителей. Разработаны расчетная схема, математическая модель и алгоритм расчета, позволяющие исследовать влияние изменения геометрических параметров распределительной системы с окнами, выполненными в виде окружности, на пропускную способность планетарного гидромотора. Установлено, что в зависимости от кинематической схемы распределительной системы площадь проходного сечения распределительной системы изменяется. При этом изменяется и амплитуда колебаний площади проходного сечения. При использовании разгрузочных окон распределителя в качестве дополнительных рабочих окон, пропускная способность увеличивается, а амплитуда колебаний – уменьшается. Критическим параметром определяющим работоспособность распределительной системы являются колебания площади проходного сечения. Поэтому, при проектировании распределительных систем рекомендуется использование дополнительных разгрузочных окон в качестве рабочих.

IMPROVING THE OUTPUT CHARACTERISTICS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko, A. Zasyadko

Summary

One of the main systems limiting the work of a planetary hydraulic motor is its distribution system. The distribution system of such a hydraulic motor consists of fixed and movable distributor. The fixed distributor serves to supply (drain) the working fluid in the planetary hydraulic motor. It is mounted fixed relative to the motor case. The movable distributor serves to supply (drain) the working fluid to the working chambers of the hydraulic motor. It is mounted on the hydraulic motor shaft and rotates relative to the fixed distributor. The efficiency of the distribution system depends on the manufacturability of its elements. To solve the problem of improving the manufacturability of the elements for the distribution system of a planetary hydraulic motor, the shape of the windows of the movable and fixed distributors is justified. A design diagram, a mathematical model and a calculation algorithm have been developed as well. That allowed to investigate the effect of changes in the geometric parameters of the distribution system on a planetary hydraulic motor throughput when the windows are made in the form of a circle. It has been established that the flow area of the distribution system varies according to the kinematic diagram of the distribution system. At the same time, the amplitude of the flow area oscillations changes as well. When using the discharging windows of the distributor as additional working windows, the throughput increases, and the amplitude of oscillations decreases. The critical parameter which determines the operability of the distribution system is the oscillations of the flow area. Therefore, when designing distribution systems, it is recommended to use additional discharging windows as working ones.