

УДК 621.225.001.4

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-3-20

## ОБГРУНТУВАННЯ РОЗТАШУВАННЯ ВІКОН РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ 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*

Пастушенко С. І., д.т.н.

*ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – для мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки використовуються різні типи гідравлічних машин, але особлива увага приділяється планетарним гідромашин. Основною конструктивною особливістю планетарних гідромоторів є наявність розподільної системи, необхідної для створення обертового гідравлічного поля. Для формування гідравлічного поля, необхідного для роботи витискувальної системи, застосовується торцева розподільна система. В результаті проведених досліджень розроблені розрахункові схеми, математичний апарат та алгоритм розрахунку, що дозволяють обґрунтувати кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника та визначити вплив розташування вікон на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Розроблено методику зміщення розподільних вікон рухомого розподільника, що дозволяє знизити коливання потоку робочої рідини, і як наслідок, поліпшити вихідні характеристики планетарного гідромотора. Досліджено вплив геометричних параметрів розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Обґрунтовано найбільш раціональні кінематичні схеми, що забезпечують стабільність пропускної здатності розподільних систем та вихідних характеристик планетарного гідромотора.

**Ключові слова** – планетарний гідромотор, розподільна система, гідравлічне поле, розподільні вікна, кінематична схема, пропускна здатність.

*Постановка проблеми* – Сучасні тенденції до розширення області

застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки викликає необхідність створення нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідромашин, а також нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення вихідних характеристик гідроприводів мехатронних систем з гідромашинами обертальної дії.

Для мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки використовуються різні типи гідравлічних машин [1, 2], але особлива увага приділяється планетарним [3-8] та орбітальним гідромашин [9-13]. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, що працюють за принципом планетарного редуктора (рис. 1). В планетарних гідромоторах сонячна шестерня 1 є внутрішнім ротором, встановленим на валу гідромотора. Центр обертання сонячної шестерні 1 розташований концентрично геометричному центру коронної шестерні 3, яка виконує функції корпусу гідромотора. Сателітом 2, в даній серії гідромоторів, є зовнішній ротор, який контактує своїми внутрішніми зубами (роликами) з зубами сонячної шестерні 1, утворюючи витискувальну систему з внутрішнім зубчастим гіпоциклоїдальним зачепленням.

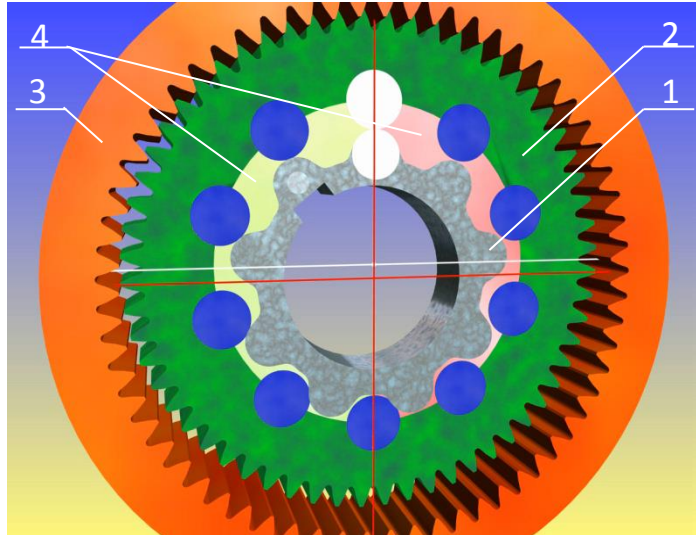


Рис. 1. Елементи витискувальної системи та компенсуючого механізму планетарного гідромотора: 1 – сонячна шестерня (внутрішній ротор); 2 – сателіт (зовнішній ротор); 3 – коронна шестерня (корпус); 4 – робоча камера

Необхідно відзначити, що евольвентне внутрішнє зубчасте зачеплення, утворене зовнішньою зубчастою поверхнею сателіта 2 і внутрішніми зубами коронної шестерні 3, в планетарних гідромоторах, одночасно є механізмом, який компенсує планетарний рух сателіта 2.

При їх роботі, сателіт 2, під дією гідравлічного поля, обкатується навколо сонячної шестерні 1, зі швидкістю обертання гідравлічного поля, повертаючись при цьому, в протилежну сторону. Відмітними особливостями конструктивного виконання планетарних гідромоторів, є наявність розподільної системи [14], необхідної для створення обертового гідравлічного поля, яке виконує роль водила (кривошипа) планетарного редуктора.

Для формування гідравлічного поля, необхідного для роботи витискувальної системи планетарних гідромоторів, застосовується торцева розподільна система [3, 5, 6, 7]. Вона складається з передньої кришки 1, нерухомого 2, рухомого 3 розподільників та валу 4 гідромотора (рис. 2). Нерухомий розподільник 2, встановлений в передню кришку 1 утворює вузол підведення-відведення робочої рідини до гідромотора. Рухомий розподільник 3, встановлений на валу 4 гідромотора утворює вузол розподілу, що підводить (відводить) робочу рідину до робочих камер гідромотора. При роботі розподільної системи рухливий розподільник 3, встановлений на валу 4 гідромотора, обертається відносно нерухомого 2, встановленого в передній кришці 1. Контакткування торцевих поверхонь нерухомого 2 та рухомого 3 розподільників, що мають спеціальні вікна [3, 6, 7], утворює зону формування гідравлічного поля.

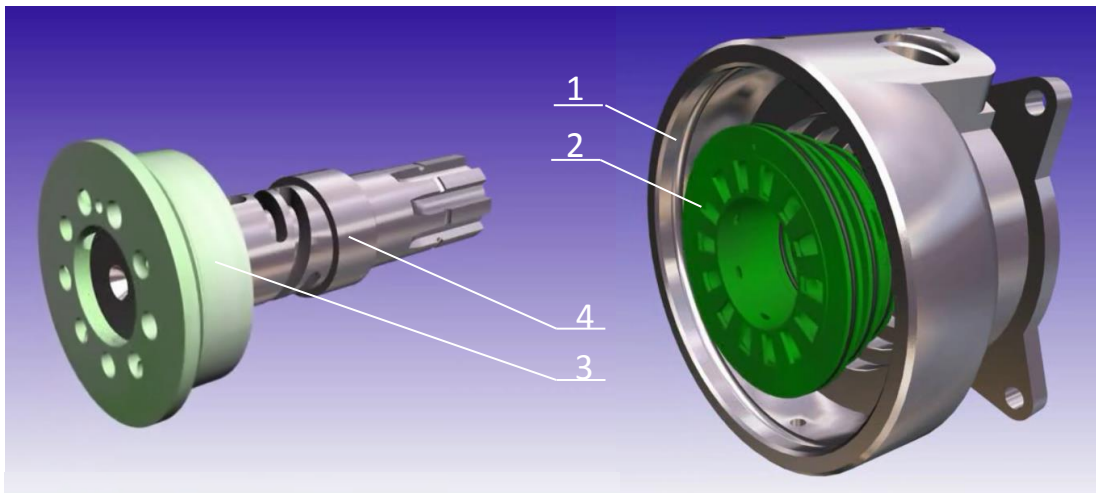


Рис. 2. Елементи розподільної системи планетарного гідромотора:

1 – передня кришка; 2 – нерухомий розподільник; 3 – рухливий розподільник; 4 – вал

Представлена розподільна система є одним з основних систем, що лімітують роботу планетарної гідромашини. Її можна розглядати, як джерело складних негармонійних пульсацій, які викликають вібрацію елементів гідросистеми, що призводить до функціональних відмов [5, 6]. Частота і амплітуда пульсацій, викликаних розподільною системою, в першу чергу залежить від кінематичної схеми цієї системи. Номер

кінематичної схеми розподільної системи визначається відношенням кількості вікон нагнітання нерухомого розподільника до кількості робочих вікон рухомого розподільника.

Таким чином, вивчення питань, пов'язаних з розрахунком та проектуванням розподільних систем планетарних гідромоторів, є актуальною і однією з першочергових задач при проектуванні об'ємних гідромашин. Рішення поставленої задачі дозволить поліпшити вихідні характеристики гідромашин для мехатронних систем приводу активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, лісозаготівельної, бурової, будівельної, дорожньої, комунальної та іншої самохідної техніки.

*Аналіз останніх досліджень* – В даний час при проектуванні мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки найбільшу увагу приділено орбітальним гідромашин. При проектуванні орбітальних і героторних гідромашин враховані сили, що діють в зубчастому зачепленні [15, 16], обґрунтовані граничні відхилення похибки форми виготовлення зубчастої поверхні роторів [12]. Розроблено універсальну модель мехатронної системи [13], математичні моделі, що описують зміну навантажень [9] з урахуванням рівнянь гідродинаміки руху рідини в робочих камерах [10]. Досліджено трибологічні зміни геометрії робочих поверхонь роторів [17] цих гідромашин та програми для проектування зубчастих поверхонь [18]. Однак, в даних роботах не розглянуті системи розподілу робочої рідини, що необхідні для створення обертового гідравлічного поля робочої рідини.

Обґрунтовано причини виникнення кавітаційних явищ в зоні розподілу [19], розглянуто моделювання течії робочої рідини по каналах гідромоторів [16, 20], запропоновано геометричні [21], математичні [22, 23] та гідродинамічні моделі [24, 25], що дозволяють досліджувати вплив геометричних параметрів проточних частин на вихідні характеристики гідромашин. Встановлено [3], що синхронність обертання гідравлічного поля та внутрішнього і зовнішнього роторів гідромашини залежить від кількості робочих камер та характеризується кінематичною схемою розподільної системи. Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми розподільних систем [5], розроблено розрахункову схему та математичний апарат, що дозволяють досліджувати працездатність розподільної системи з різними вікнами, виконаними у вигляді сегмента [6], окружності [7] і паза [8]. Не розглянуто питання, пов'язані з усуненням коливань площі прохідного перетину розподільної системи для забезпечення сталості вихідних характеристик планетарного гідромотора. Виникаючі коливання пропускної здатності розподільної системи з різними кінематичними схемами, що викликані коливаннями площі прохідного перетину

викликають пульсацію потоку робочої рідини, яка негативно впливає на роботу планетарного гідромотора.

Таким чином, забезпечення сталості вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом усунення коливань пропускної здатності його розподільної системи є важливою науковою проблемою.

*Формулювання цілі дослідження* – Поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом обґрунтування кутового розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника в залежності від кінематичної схеми розподільної системи.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні завдання:

- розробити розрахункові схеми, математичний апарат та алгоритм розрахунку, що дозволять обґрунтувати кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника та визначити вплив розташування вікон на вихідні характеристики планетарного гідромотора;

- розробити методику зміщення робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника, що дозволить знизити коливання потоку робочої рідини, і як наслідок, поліпшити вихідні характеристики планетарного гідромотора;

- дослідити вплив геометричних параметрів розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора в залежності від кінематичної схеми.

*Основна частина.* На рис. 3 наведено схему розташування розподільних вікон в зоні формування гідравлічного поля, утвореного розподільними вікнами [5, 6, 8], розташованими на торцевих поверхнях нерухомого та рухомого розподільників. Вона наочно показує утворення зон нагнітання та зливу при підводі (відводі) робочої рідини до робочих камер гідромотора.

На торцевій поверхні нерухомого розподільника виконані вікна нагнітання 3 і зливу 4 (рис. 3). З цими вікнами, контактують робочі 1 і розвантажувальні 2 вікна рухомого розподільника, розташовані на його торцевій поверхні. Кількість розподільних вікон нерухомого розподільника завжди на два більше, ніж рухомого [3, 5, 7]. Накладення робочих 1 і розвантажувальних 2 вікон рухомого розподільника на вікна нагнітання 3 і зливу 4 нерухомого дозволяє отримати схему миттєвого положення фаз розподілу робочої рідини в розглянутій розподільній системі.

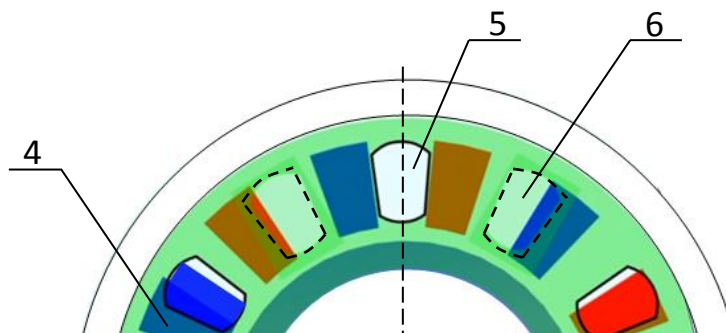


Рис. 3. Схема розташування розподільних вікон в зоні формування гідравлічного поля: 1 – робочі вікна рухомого розподільника; 2 – розвантажувальні вікна рухомого розподільника; 3 – вікна нагнітання нерухомого розподільника; 4 – вікна зливу нерухомого розподільника; 5 – вікно, яке відкривається для подачі рідини в робочі камери (фаза відкриття); 6 – вікно, яке відкривається для зливу рідини з робочих камер (фаза відкриття); 7 – вікно, яке закривається при подачі рідини в робочі камери (фаза закриття); 8 – вікно, яке закривається при зливі рідини з робочих камер (фаза закриття)

Аналіз схеми розташування розподільних вікон в зоні формування гідравлічного поля показує (рис. 3), що робочі вікна 1 рухомого розподільника, які розташовані праворуч (від вертикальної осі симетрії), контактують з вікнами нагнітання 3 нерухомого розподільника, утворюючи зону нагнітання в робочих камерах гідромотора. У лівій частині схеми, робочі вікна 1 рухомого розподільника контактують з вікнами зливу 4 нерухомого розподільника, утворюючи зону зливу. При роботі гідромотора, зони нагнітання і зливу рухаються синхронно з обертанням розподільника, утворюючи гідравлічне поле, яке постійно обертається. Розвантажувальні вікна 2 рухомого розподільника не беруть участі в розподілі робочої рідини та служать для врівноваження сили тиску робочої рідини, що діє на торцеві поверхні нерухомого та рухомого розподільників.

Основною характеристикою розподільної системи є її пропускну здатність (витрата робочої рідини), що визначається площею прохідного перетину цієї системи [4,5]. Збільшення площі прохідного

перетину розподільної системи можна досягти шляхом використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника як робочих.

Відомо [4, 5], що додаткове використання розвантажувальних вікон призводить, як до збільшення пропускної здатності, так і зміни пульсації потоку робочої рідини.

З метою зниження пульсації потоку робочої рідини та врівноваження розподільної системи запропонована методика, що дозволяє зменшувати коливання площі прохідного перетину шляхом зміщення вікон рухомого розподільника.

1. Визначається взаємне розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників.

У роботах [3, 5-7] детально описано визначення кутів розташування першого робочого вікна  $\alpha_1$  і наступних  $\alpha_i$  вікон рухомого розподільника; першого вікна нагнітання  $\beta_1$  і наступних  $\beta_i$  вікон нерухомого розподільника; кутів, що обмежують геометричні параметри розподільних вікон  $\varepsilon$ , кутів  $\sigma_i$  між поточними центрами вікон рухомого і нерухомого розподільників, що знаходяться в перекритті; кутів перекриття  $\gamma_i$  розподільних вікон.

2. Визначаються фази відкриття і закриття кожного робочого і розвантажувального вікон рухомого розподільника.

Якщо вікна не перекриваються, тобто  $|\beta_i - \alpha_i| > \varepsilon$ , то

$$\begin{aligned}\alpha_{\text{відкр}_i} &= \beta_i - \varepsilon - \alpha_i, \\ \alpha_{\text{закр}_i} &= \beta_i + \varepsilon - \alpha_i.\end{aligned}\tag{1}$$

Якщо  $\alpha_i > \beta_i + \varepsilon$ , то

$$\begin{aligned}\alpha_{\text{відкр}_i} &= \beta_{i+1} - \varepsilon - \alpha_i, \\ \alpha_{\text{закр}_i} &= \beta_{i+1} + \varepsilon - \alpha_i.\end{aligned}\tag{2}$$

Якщо вікна перекриваються, тобто  $|\beta_i - \alpha_i| \leq \varepsilon$ , то розрахунок проводиться за рівняннями (1, 2) до тих пір, поки  $\alpha_{\text{відкр}_i} > 4\pi / Z_2$  та  $\alpha_{\text{закр}_i} > 4\pi / Z_2$ . Якщо  $\alpha_{\text{відкр}_i} < 4\pi / Z_2$ , а  $\alpha_{\text{закр}_i} > 4\pi / Z_2$ , то  $\alpha_{\text{закр}_i} = 4\pi / Z_2$ , де  $Z_2$  – кількість вікон нерухомого розподільника (причому, вікна нагнітання мають непарні номери, а зливу – парні).

3. Вибирається кількість додаткових (розвантажувальних) вікон рухомого розподільника (від 2 до  $Z_1 / 4$ ) та визначаються їх номери, де  $Z_1$  – кількість вікон рухомого розподільника (причому, робочі вікна мають непарні номери, а розвантажувальні – парні). Якщо використовується  $Z_1 / 4$  додаткових (розвантажувальних) вікон, то їх номери завжди кратні 4.

4. Зіставляється момент фази закриття кожного вікна рухомого розподільника (з урахуванням розвантажувальних вікон) з фазою відкриття. Тобто, кожному вікну, яке виходить з фази закриття рухомого розподільника відповідає вікно, яке входить в фазу відкриття. Однак їх різниця не повинна перевищувати періодичності фаз



«відкриття-закриття» вікон рухомого розподільника

$$\alpha_{\text{період}} = \alpha_{\text{закр}_i} - \alpha_{\text{відкр}_i} \quad (3)$$

Розвантажувальним вікнам, які виходять з фази закриття завжди відповідають робочі вікна, які входять в фазу відкриття, причому номер відповідного робочого вікна, яке відкривається дорівнює  $i_{\text{роб}} = i_{\text{розв}} + 1, i_{\text{розв}} = 4, i_{\text{розв}} + 4, \dots, Z_1$ . Однак, якщо номер розвантажувального вікна, що виходить з фази закриття дорівнює  $i_{\text{розв}} = Z_1$ , то номер відповідного йому вікна, що входить в фазу відкриття дорівнює  $i_{\text{роб}} = 1$ .

Аналогічно, розвантажувальним вікнам, які входять у фазу відкриття завжди відповідають робочі вікна, які виходять з фази закриття, та в подальшому будуть зміщатися. Причому, номер робочого вікна, яке закривається дорівнює  $i_{\text{роб/зм}} = i_{\text{розв}} - 1$ .

5. Визначається величина кута перекриття вікон з випередженням або з відставанням (для кожної пари вікон)

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{вин}_i} &= \alpha_{\text{закр}_i} - \alpha_{\text{відкр}_i} > 0, \\ \gamma_{\text{від}_i} &= \alpha_{\text{закр}_i} - \alpha_{\text{відкр}_i} < 0, \end{aligned} \quad (4)$$

Якщо різниця між кутами розташування вікон, які закриваються та вікон, які відкриваються позитивна, то вікна перекриваються з випередженням, а якщо різниця негативна, то перекриття відбувається з відставанням.

Для кінематичних схем 7/6 та 11/10 ( $Z_1 = 12; 20$ ):

якщо робочому вікну, що виходить з фази закриття відповідає робоче вікно, що входить у фазу відкриття, то перекриття дорівнює 0;

якщо робочому вікну, що виходить з фази закриття відповідає розвантажувальне вікно, що входить у фазу відкриття, та навпаки, то перекриття дорівнює  $\alpha_{\text{закр}.Z_1}$ .

Для кінематичних схем 5/4, 9/8 та 13/12 ( $Z_1 = 8; 16; 24$ ):

якщо робочому вікну, що виходить з фази закриття відповідає робоче вікно, що входить у фазу відкриття, то перекриття дорівнює  $\alpha_{\text{період}}$ ;

якщо робочому вікну, що виходить з фази закриття відповідає розвантажувальне вікно, що входить у фазу відкриття, та навпаки, то перекриття дорівнює  $\alpha_{\text{закр}.Z_1}$ .

6. Визначається сума фаз випередження і відставання

$$\sum \gamma = \sum \gamma_{\text{вин}_i} + \sum \gamma_{\text{від}_i}, \quad (5)$$

де  $\gamma_{\text{від}}$  береться зі знаком "мінус", а вираз (5) набуде вигляду:

$$\sum \gamma = \sum \gamma_{\text{вин}_i} - \sum \gamma_{\text{від}_i}.$$

Якщо всі пари вікон перекриваються з випередженням, то вираз (5) набуде вигляду:

$$\sum \gamma = \sum \gamma_{\text{вин}_i}.$$

7. Визначається середнє значення перекриття



$$\gamma_{сер} = \frac{\sum \gamma}{Z_{роб} + Z_{розв}}. \quad (6)$$

8. Визначається кут зміщення вікон  $\tau$  рухомого розподільника.

Для кінематичних схем 7/6 та 11/10 ( $Z_1 = 12; 20$ ):

– для розвантажувальних вікон, що беруть участь в роботі

$$\tau_{розв} = \gamma_{розв/вин} - \gamma_{сер}; \quad (7)$$

для робочих вікон

$$\tau_{роб} = \gamma_{сер} - \gamma_{роб/від}. \quad (8)$$

Для кінематичних схем 5/4, 9/8 та 13/12 ( $Z_1 = 8; 16; 24$ ):

– для розвантажувальних вікон, що беруть участь в роботі

$$\tau_{розв} = \gamma_{сер} - \gamma_{розв/вин}; \quad (9)$$

для робочих вікон

$$\tau_{роб} = \gamma_{роб/від} - \gamma_{сер}. \quad (10)$$

9. Визначаються номери вікон, які будуть зміщатися.

При кількості вікон рухомого розподільника кратному 4 будуть зміщатися всі розвантажувальні вікна. Номери робочих вікон, які будуть зміщатися, визначаються виразом  $i_{роб} = i_{розв} - 1$ . Причому, для кінематичних схем 7/6 і 11/10 ( $Z_1 = 12; 20$ ) робочі, і розвантажувальні вікна зміщаються за годинниковою стрілкою, а для кінематичних схем 5/4, 9/8 і 13/12 ( $Z_1 = 8; 16; 24$ ) – проти годинникової стрілки.

10. Визначаються кути розташування робочих та розвантажувальних вікон рухомого розподільника після зміщення

$$\begin{aligned} \alpha'_{роб_i} &= \alpha_{роб_i} \pm \tau_{роб}, \\ \alpha'_{розв_i} &= \alpha_{розв_i} \pm \tau_{розв}, \end{aligned} \quad (11)$$

якщо вікна зміщаються за годинниковою стрілкою, то  $\tau_{роб}$  і  $\tau_{розв}$  беруться зі знаком "+", якщо вікна зміщаються проти годинникової стрілки – зі знаком "-".

11. Визначається площа прохідного перетину розподільної системи з використанням додаткових розвантажувальних вікон.

У роботах [3, 5-7] детально описано визначення площі прохідного перетину розподільної системи.

Для кінематичних схем 7/6; 9/8; 11/10; 13/12 ( $Z_1 = 12; 16; 20; 24$ ) при виборі двох розвантажувальних вікон рухомого розподільника, вибирають вікна, які повністю перекриваються справа з вікном зливу нерухомого розподільника, а зліва – з вікном нагнітання. Причому, зміщаються тільки робочі вікна рухомого розподільника, а розвантажувальні – не зміщаються.

Для кінематичної схеми 7/6 ( $Z_1 = 12$ ):

– за годинниковою стрілкою зміщаються робочі вікна, що входять у фазу відкриття та яким відповідають розвантажувальні вікна, що виходять з фази закриття, на величину  $\tau_{розв}$ ;

– проти годинникової стрілки зміщаються робочі вікна, що виходять з фази закриття та яким відповідають розвантажувальні вікна, що входять у фазу відкриття, на величину  $\tau_{розв}$ .

Для кінематичних схем 9/8; 11/10; 13/12 ( $Z_1 = 16; 20; 24$ ) крім вікон, які зміщаються аналогічно кінематичній схемі 7/6 ( $Z_1 = 12$ ), зміщаються ще й робочі вікна на величину  $\tau_{роб}$  – для кінематичної схеми 11/10 ( $Z_1 = 20$ ) та на величину  $(\tau_{розв} - \tau_{роб})$  – для кінематичних схем 9/8 і 13/12 ( $Z_1 = 16; 24$ ):

– за годинниковою стрілкою зміщаються робочі вікна, які входять у фазу відкриття, та яким відповідають робочі вікна, які виходять з фази закриття;

– проти годинникової стрілки зміщаються робочі вікна, які виходять з фази закриття, та яким відповідають робочі вікна, які входять у фазу відкриття.

Для використання розвантажувальних вікон на зовнішній поверхні валу гідромотора (рис. 4, а), яка сполучається з внутрішньою поверхнею рухомого розподільника, нарізають гвинтові канали 1, які з'єднуються з розвантажувальними вікнами рухомого розподільника (рис. 4, б). На внутрішній поверхні рухомого розподільника виконують додаткові свердління 2, які сполучаються з робочими камерами 4 гідромотора (рис. 4). Кількість гвинтових каналів та довжина ділянки валу, на якій нарізають канали, обумовлюється конструкцією рухомого розподільника.

Для визначення геометричних параметрів гвинтових каналів на валу гідромотора запропонована методика, що дозволяє обґрунтувати кількість каналів, а відповідно, і кількість розвантажувальних вікон, які беруть участь в роботі розподільної системи.

Для визначення координат розташування гвинтових каналів на валу гідромотора однією з умов є те, що подача робочої рідини здійснюється з поворотом на  $180^\circ$  або  $(\pi \cdot D / 2)$ .

Визначається довжина ділянки валу, на якому нарізають гвинтові канали. Для цього розглянемо  $\triangle ABC$  (рис. 4, в):

$$L = \frac{\pi \cdot D}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (13)$$

де  $\alpha'$  – кут нахилу з'єднувального паза.

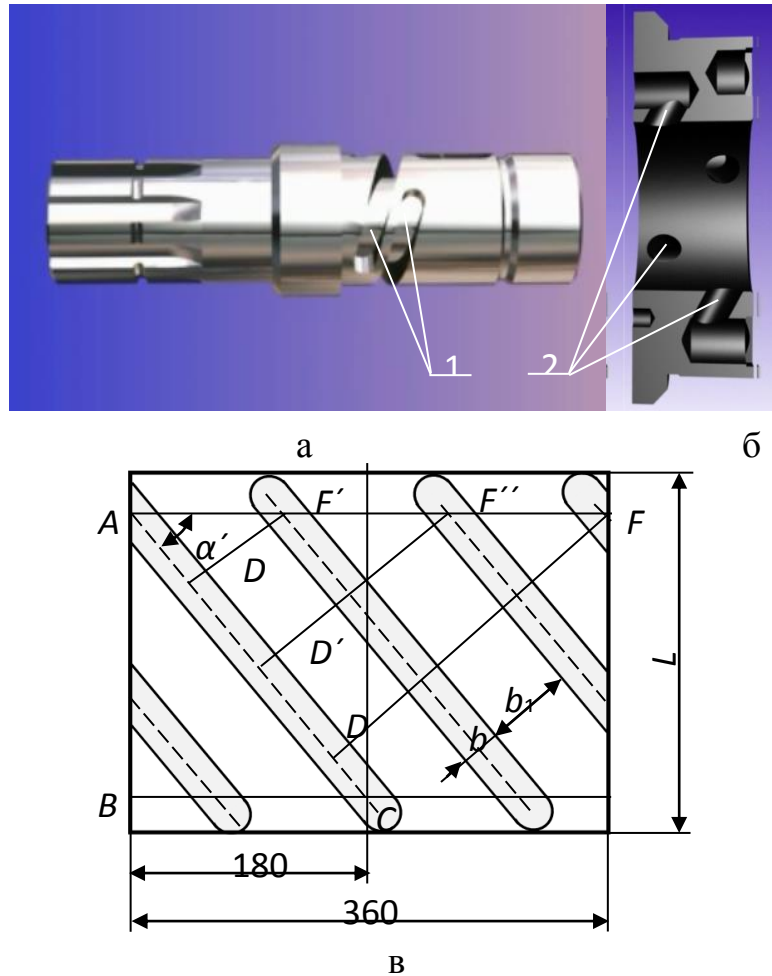


Рис. 4. Вузол розподілу, що підводить (відводить) робочу рідину до робочих камер гідромотора: а – вал; б – рухомий розподільник:  
1 – гвинтові канали; 2 – додаткові свердління;  
в – розрахункова схема для визначення геометричних параметрів гвинтових каналів

2. Визначається кут нахилу гвинтових каналів  $\alpha$  з виразу (13):

$$\alpha' = \arctg \left( \frac{2L}{\pi \cdot D} \right). \quad (14)$$

3. Визначається відстань між першим і останнім каналами. Залежно від кількості  $z$  каналів (причому  $z > 2$ ) ця відстань дорівнює:

$$DF = z \cdot (b + b_1), \quad (15)$$

де  $b$  – ширина каналу;  $b_1$  – ширина перемички.

4. Визначається ширина перемички  $b_1$ .

З  $\triangle BFD$  (рис. 4, в):  $DF = BF \cdot \sin \alpha$ . Так як,  $BF = \pi \cdot D$ , то

$$DF = \pi \cdot D \cdot \sin \alpha. \quad (16)$$

Прирівнявши вирази (15) і (16), отримаємо ширину перемички  $b_1$ :

$$b_1 = \frac{\pi \cdot D}{z} \cdot \sin \alpha - b. \quad (17)$$

Рівняння (17) справедливо тільки при рівномірному розташуванні гвинтових каналів. При нерівномірному розташуванні каналів для

визначення довжини ділянки валу, на якій нарізають гвинтові канали та кута нахилу каналів необхідно визначити їх фактичну кількість.

5. Визначається фактична кількість каналів

$$z = \frac{360^\circ}{\beta'}, \quad (18)$$

де  $\beta'$  – кут між двома найближчими каналами.

Тоді кут нахилу каналу  $\alpha'$  відповідно до виразу (5) буде дорівнювати:

$$\alpha' = \arcsin\left(\frac{(b + b_1) \cdot z}{\pi \cdot D}\right). \quad (19)$$

Підставивши вираз (19) в (13), отримаємо довжину ділянки валу, на якому нарізають гвинтові канали.

Як показала практика, на даній ділянці валу, що відповідає ширині рухомого розподільника без зміни його геометричних параметрів, можна розташувати не більше 4 гвинтових каналів. Таким чином, рекомендується використовувати не більше 4 розвантажувальних вікон розподільника.

На підставі розробленої методики обґрунтовані можливі варіанти використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника та зміна площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми (таблиця 1).

Аналіз таблиці 1 показує, що використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника дозволяє підвищити середню площу прохідного перетину від 150...183 мм<sup>2</sup> до 215...317 мм<sup>2</sup> в залежності від кінематичної схеми та кількості розвантажувальних вікон рухомого розподільника. Однак, зі збільшенням площі прохідного перетину розподільної системи відбувається і збільшення амплітуди коливань значень площі прохідного перетину від 66 мм<sup>2</sup> до 255 мм<sup>2</sup>, що негативно позначається на вихідних характеристиках планетарного гідромотора. Кутове зміщення розподільних вікон рухомого розподільника дозволяє знизити амплітуду коливань площі прохідного перетину до 0...50 мм<sup>2</sup> в залежності від кінематичної схеми при тих же значеннях середньої площі прохідного перетину.

Таблиця 1 – Зміна пропускної здатності планетарного гідромотора в залежності від кінематичної схеми розподільної системи

Кінематична а схема	Кількість робочих вікон	Кількість розвантажувальних вікон	Площа прохідного перетину, мм <sup>2</sup>			
			max	min	середня	амплітуда коливань
без використання розвантажувальних вікон						

4/3	3	-	198	132	150	66
5/4	4	-	158	158	158	0
6/5	5	-	185	158	165	27
7/6	6	-	188	151	169	37
8/7	7	-	170	183	173	13
9/8	8	-	176	176	176	0
10/9	9	-	184	176	178	8
11/10	10	-	188	172	180	16
12/11	11	-	186	180	182	6
13/12	12	-	183	183	183	0
з використанням розвантажувальних вікон						
до зміщення розподільних вікон рухомого розподільника						
4/3	3	2	387	132	250	255
5/4	4	2	317	157	240	160
		4	317	317	317	0
6/5	5	2	288	145	213	143
7/6	6	2	264	188	226	76
		3	264	226	255	38
		4	338	226	284	112
8/7	7	2	281	173	220	108
9/8	8	2	264	174	220	90
		4	264	264	264	0
10/9	9	2	265	175	218	90
11/10	10	2	246	186	216	60
		4	275	229	252	46
12/11	11	2	230	180	217	50
13/12	12	2	240	190	215	50
		3	245	220	225	25
		4	264	224	244	40
після зміщення розподільних вікон рухомого розподільника						
4/3	3	2	275	238	250	37
5/4	4	2	265	215	240	50
		4	зміщення вікон не потрібно			
6/5	5	2	225	207	213	18
7/6	6	2	226	226	226	0
		3	264	250	255	14
		4	294	274	284	20
8/7	7	2	240	200	220	20
9/8	8	2	226	214	200	12
		4	зміщення вікон не потрібно			
10/9	9	2	240	215	218	25
11/10	10	2	216	216	216	0
		4	257	247	252	10
12/11	11	2	225	215	217	10
13/12	12	2	220	210	215	10
		3	230	223	225	7
		4	244	244	244	0

В результаті проведених досліджень встановлено, що найбільш раціональним є використання наступних кінематичних схем:

– 5/4, 9/8 та 13/12 без використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника (без їх зміщення);

- 5/4 та 9/8 при використанні чотирьох розвантажувальних вікон рухомого розподільника (без їх зміщення);
- 7/6 та 11/10 при використанні двох розвантажувальних вікон рухомого розподільника (зі зміщенням);
- 13/12 при використанні чотирьох розвантажувальних вікон рухомого розподільника (зі зміщенням).

Використання даних кінематичних схем пояснюється відсутністю коливань площі прохідного перетину розподільної системи, що дозволяє забезпечити сталість вихідних характеристик планетарного гідромотора.

#### *Висновки.*

В результаті проведених досліджень розроблені розрахункові схеми, математичний апарат та алгоритм розрахунку, що дозволяють обґрунтувати кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника та визначити вплив розташування вікон на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Обґрунтовано кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника розподільної системи планетарного гідромотора. Розроблено методику зміщення розподільних вікон рухомого розподільника, що дозволяє знизити коливання потоку робочої рідини, і як наслідок, поліпшити вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Досліджено вплив геометричних параметрів розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора. В результаті чого встановлено, що використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника дозволяє збільшити пропускну здатність планетарного гідромотора практично в 2 рази. При цьому, шляхом кутового зміщення розподільних вікон рухомого розподільника, згідно з розробленою методикою, можна досягти зниження амплітуди коливань площі прохідного перетину в 4...5 разів залежно від кінематичної схеми розподільної системи.

Так само необхідно відзначити, що найбільш раціональними кінематичними схемами можна вважати схеми: 5/4, 9/8 та 13/12 без використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника, а також 5/4 та 9/8 при використанні чотирьох розвантажувальних вікон (без їх зміщення); 7/6 та 11/10 при використанні двох та 13/12 при використанні чотирьох розвантажувальних вікон рухомого розподільника (зі зміщенням). В даних кінематичних схемах відсутні коливання площі прохідного перетину розподільної системи, що дозволяє забезпечити стабільність пропускну здатності розподільної системи, і як наслідок, вихідних характеристик планетарного гідромотора.

## Література:

1. *Панченко А. І.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / Техніка АПК, 2006. С. 11-13.
2. *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.
3. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Х.: НТУ «ХП», 2018. № 17 (1293). С.88-95.
4. *Панченко А. И., Волошина А. А.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография // Мелітополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.
5. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.
6. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І.* Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33-50.
7. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І.* Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68-85. Doi: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85.
8. *Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Zasiadko A.* Geometrical Parameters for Distribution Systems of Hydraulic Machines. In: Nadykto V. (eds) Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, 2019. С. 323-336. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5\\_34](https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_34).
9. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K.* Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014. 14 (4). 647–660. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.
10. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K.* Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research, Archives of Civil and Mechanical Engineerin, 2014. 14 (3). 391–397.
11. *Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P.* Operating Conditions' Influence on the Change of Functional Characteristics for Mechatronic Systems with Orbital Hydraulic Motors. In: Nadykto V. (eds) Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, 2019. 169-176, [https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5\\_18](https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18).



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

13. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А.* Модель гідралічного приводу мехатронної системи // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59-83. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

14. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати. Х.: НТУ «ХП», 2016. № 20 (1192). С.46-52.

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

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

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

18. *Gamez-Montero P.J., Garcia-Vilchez M., Raush G., Freire J., Codina E.* Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB // Journal of Mechanical Design, 2012. 134 (5). 054502-7. Doi:10.1115/1.4006440.

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

20. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель / Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. Мелітополь: ТДАТУ, 2016. Вип.6. Т.1. С. 63-79.

21. *Marcu I. L., Pop I. I.* Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors // Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Special issue: Transactions on Mechanics: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 2004. 365–370.

22. *Панченко А. І.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / Промислова гідраліка і пневматика, 2005. № 4 (10). С. 102-112.

23. *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.

24. *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.

25. *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.

## ОБОСНОВАНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОКОН РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Пастушенко С. И.

*Аннотация* – для мехатронных систем с гидравлическим приводом активных рабочих органов самоходной техники используются различные типы гидравлических машин, но особое внимание уделяется планетарным гидромашинам. Основной конструктивной особенностью планетарных гидромоторов является наличие распределительной системы, необходимой для создания вращающегося гидравлического поля. Для формирования гидравлического поля, необходимого для работы вытеснительной системы, применяется торцевая распределительная система. В результате проведенных исследований разработаны расчетные схемы, математический аппарат и алгоритм расчета, позволяющие обосновать угловое расположение рабочих и разгрузочных окон подвижного распределителя и определить влияние расположения окон на выходные характеристики планетарного гидромотора. Разработана методика смещения распределительных окон подвижного распределителя, позволяющая снизить колебания потока рабочей жидкости, и как следствие, улучшить выходные характеристики планетарного гидромотора. Исследовано влияние геометрических параметров распределительной системы на выходные характеристики планетарного гидромотора. Обоснованы наиболее рациональные кинематические схемы, обеспечивающие стабильность пропускной способности распределительных систем и выходных характеристик планетарного гидромотора.

**Ключевые слова** - планетарный гидромотор, распределительная система, гидравлическое поле, распределительные окна, кинематическая схема, пропускная

**способность.**

## **SUBSTANTIATION OF THE LOCATION OF WINDOWS OF DISTRIBUTION SYSTEMS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES**

Panchenko A. I., Voloshina A. A., Panchenko I. A., Pastushenko S. I.

### *Summary*

**For mechatronic systems with a hydraulic drive of active working bodies of self-propelled vehicles, various types of hydraulic machines are used, but special attention is paid to planetary hydraulic machines. The main design feature of planetary hydraulic motors is the presence of the distribution system necessary to create a rotating hydraulic field. To form the hydraulic field necessary for the operation of the displacement system, a flat distribution system is used. As a result of the research, design schemes, a mathematical apparatus, and a calculation algorithm have been developed that make it possible to justify the angular location of the working and unloading windows of the movable distributor and to determine the effect of the location of the windows on the output characteristics of the planetary hydraulic motor. A technique has been developed for shifting the distribution window of the movable distributor, which allows to reduce fluctuations in the flow of the working fluid, and as a result, improve the output characteristics of the planetary hydraulic motor. The influence of the geometric parameters of the distribution system on the output characteristics of the planetary hydraulic motor is investigated. The most rational kinematic schemes have been substantiated, ensuring the stability of the throughput of the distribution systems and the output characteristics of the planetary hydraulic motor.**

**Keywords - planetary hydraulic motor, distribution system, hydraulic field, distribution windows, kinematic scheme, throughput.**