ПРИКЛАДНА ГІДРОМЕХАНІКА. ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОАГРЕГАТИ

DOI https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-1
УДК 621.225.001.4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН З УРАХУВАННЯМ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СКЛАДОВОЇ

ENSURING THE OPERATIONAL CAPABILITY OF DISTRIBUTION SYSTEMS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES TAKING INTO ACCOUNT THE HYDRODYNAMIC COMPONENT

А. А. Волошина[1*], д-р техн. наук, професор ORCID: 0000-0003-4052-2674
А. І. Панченко[1], д-р техн. наук, професор ORCID: 0000-0002-1230-1463
І. А. Панченко[1], асистент ORCID: 0000-0003-2150-4278
А. І. Засядько[2], викладач ORCID: 0000-0003-2597-0313
А. А. Волошин[3], викладач спец. дисциплін ORCID: 0009-0004-3850-7613

[1] *Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного,*
[2] *ВСП «Бердянський коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»*
[3] *ВСП «Мелітопольський коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»*
*e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

Анотація. Для приводу ходових модулів та робочих органів мехатронних систем самохідної техніки в основному застосовуються планетарні гідромотори. Основним недоліком планетарних гідромашин є нерівномірність їх вихідних характеристик, обумовлена наявністю гідравлічних та об'ємних втрат у розподільній системі, які обумовлені нераціональною конструкцією її елементів, геометричні параметри яких задають необхідне зусилля постійного контакту між рухомим і нерухомим розподільниками. З метою забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромоторів обґрунтовано раціональні геометричні параметри ступінчастих поверхонь нерухомого і рухомого розподільників, необхідні для забезпечення утворення масляної плівки в контактній зоні. Розроблені розрахункові схеми та математична модель дозволяють визначати раціональне зусилля у зоні контакту поверхонь нерухомого і рухомого розподільників при їх проектуванні. В результаті досліджень встановлено, що зниженням притискного зусилля на 3...5% у модернізованій розподільній системі можна досягти зниження перетікань у контактному зазорі на 26%. Зниження перетікань у контактній зоні дозволяє підвищити продуктивність розподільної системи на 2,4% шляхом збільшення її об'ємного ККД.

Ключові слова: розподільна система, рухомий і нерухомий розподільники, зона контакту, контактна поверхня, розподільні вікна, перетікання робочої рідини.

Постановка проблеми.

Сучасну промисловість цивілізованого світу неможливо уявити без застосування інновацій, ефективного використання існуючих технологій та технічних структур. Технічний прогрес, що знижує економічні та енергетичні витрати, негативні екологічні наслідки та підвищує ефективність використання технічних засобів, передбачений цілями сталого розвитку. Одним із актуальних науково-практичних напрямів є дослідження, присвячені мехатронним системам самохідної техніки з гідравлічним

приводом модулів ходових систем [1], що вимагають використання ефективних гідромоторів.

При розробці гідроприводів ходових модулів мехатронних систем самохідної техніки, як правило, застосовуються низькооборотні (високомоментні) гідромотори замість швидкохідних з редукторами [2]. В якості таких гідромоторів знайшли застосування героторні [3], орбітальні [4] та планетарні [5] гідромотори. Планетарні гідромотори застосовуються в основному для приводу ходових модулів та робочих органів мехатронних систем самохідної техніки [6, 7].

Основними системами планетарного гідромотора (рис. 1), що забезпечують його працездатність, є система роторів [8, 9] та розподільна система [10, 11]. Система роторів представлена (рис. 2) зовнішнім ротором зі вставними зубами (роликами) та внутрішнім ротором, що утворюють гіпоциклоїдальне зачеплення [12, 13]. Розподільна система представлена (рис. 3) рухомим та нерухомим розподільниками. Також у системі розподілу бере участь вал та передня кришка, які призначені для підведення (відведення) робочої рідини [14, 15].

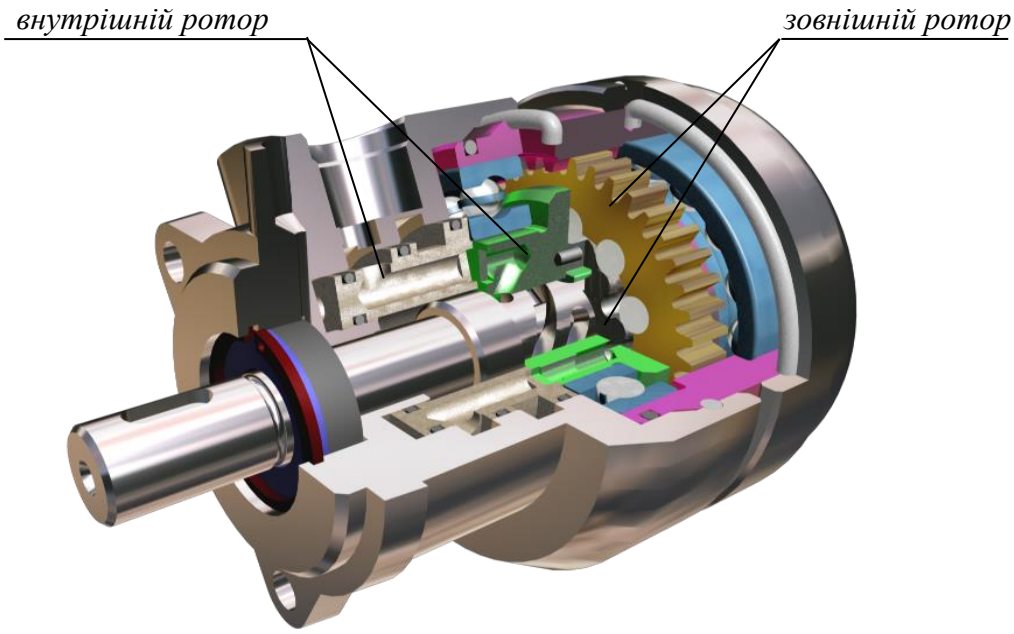

Рис. 1. Конструкція планетарного гідромотора

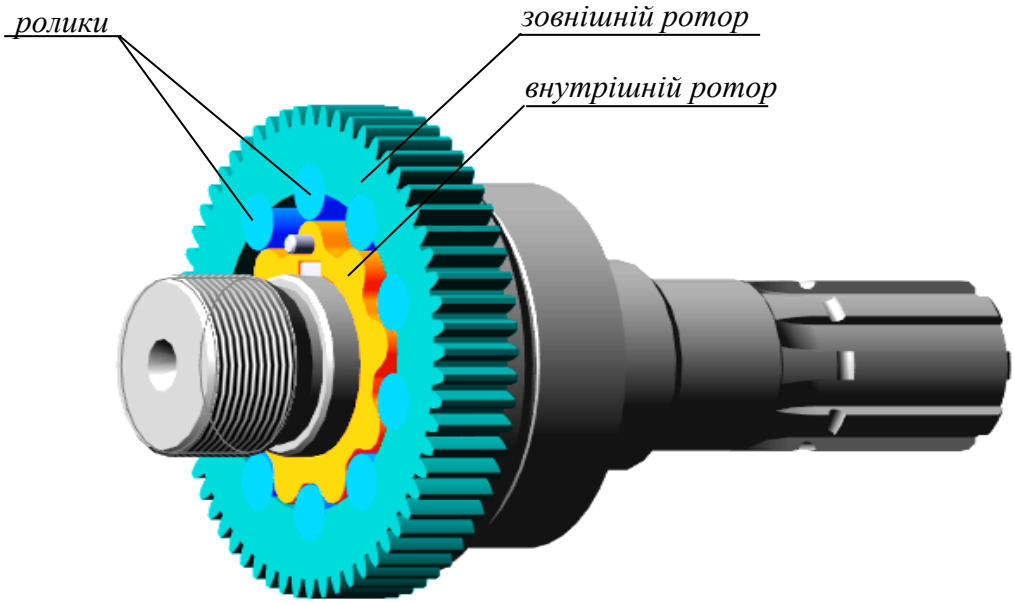

Рис. 2. Конструкція системи роторів планетарного гідромотора

Для забезпечення роботи гіпоциклоїдального зачеплення необхідна наявність гідравлічного поля, яке обертається. Гідравлічне поле (рис. 4) формується шляхом контактування торцевих поверхонь рухомого і нерухомого розподільників (рис. 3), на контактуючих поверхнях яких виконані розподільні вікна [10, 14, 15].

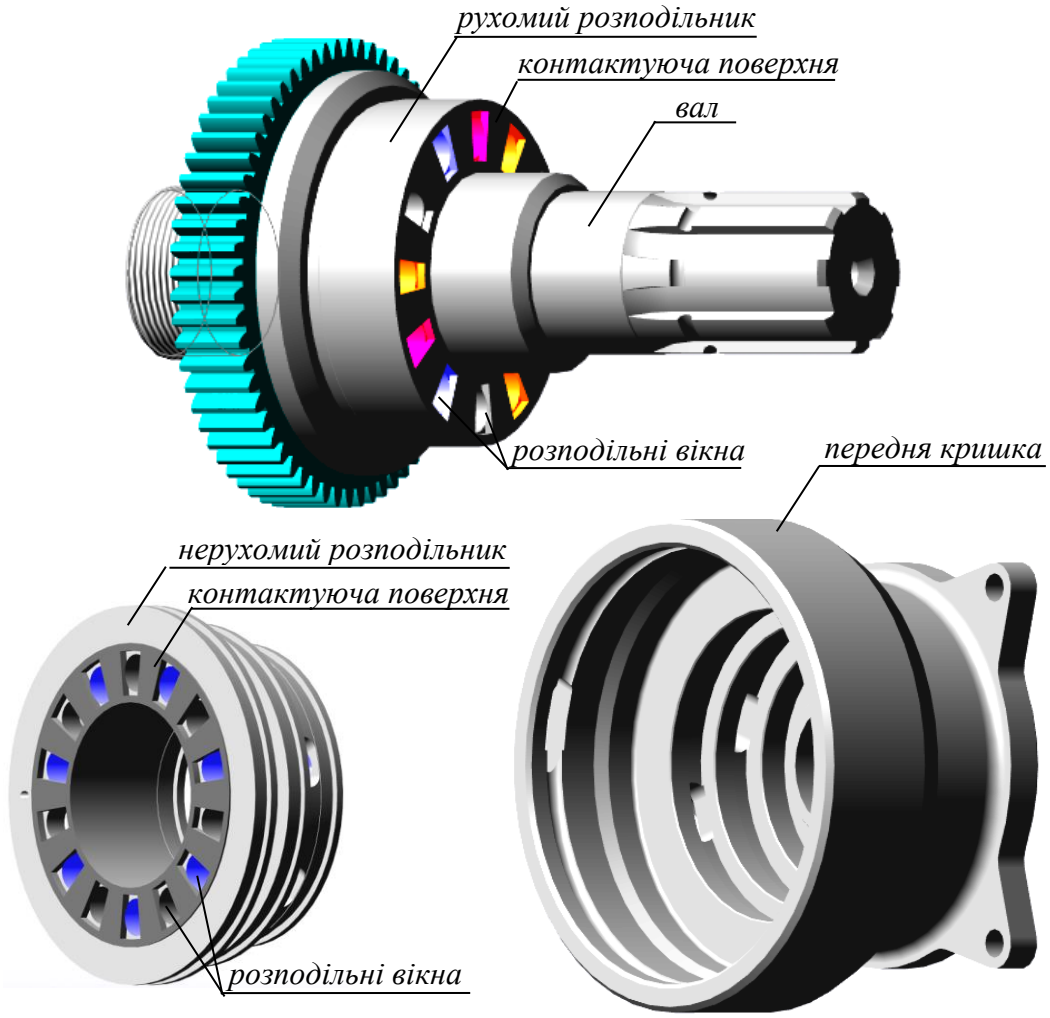

Рис. 3. Конструкція розподільної системи планетарного гідромотора

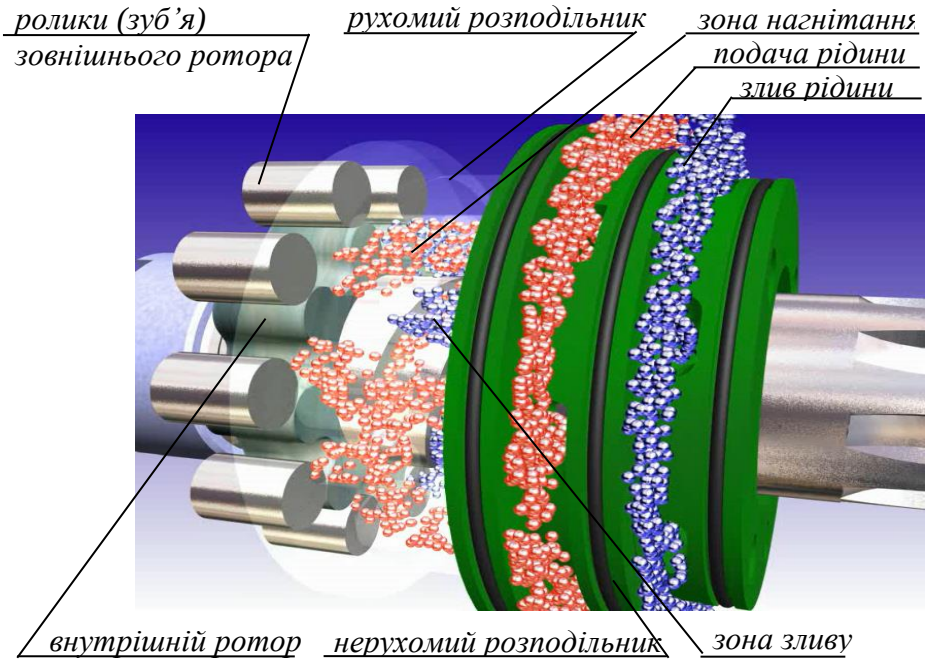

Рис. 4. Принцип формування гідравлічного поля, що обертається

У процесі роботи розподільної системи зона нагнітання змінюється зоною зливу, тобто відбувається обертання (поворот) гідравлічного поля [16]. Принцип роботи торцевої розподільної системи планетарного гідромотора, представлений на рис. 3 детально описаний у роботі [10].

Основним недоліком планетарних гідромашин є нерівномірність їх вихідних характеристик, обумовлена наявністю гідравлічних та об'ємних втрат у розподільній системі. Ці втрати обумовлені нераціональною конструкцією елементів розподільної системи, геометричні параметри яких задають необхідне зусилля постійного контакту між рухомим і нерухомим розподільниками. Постійний якісний контакт між розподільниками є основою стабілізації вихідних характеристик планетарних гідромашин.

Тому дослідження робочих процесів, що відбуваються у розподільній системі в процесі експлуатації планетарного гідромотора, з метою обґрунтування раціональних геометричних параметрів елементів розподільної системи, що забезпечують підвищення ефективності використання планетарних гідромашин, є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень.

Зростаючі вимоги до продуктивності гідроприводів активних робочих органів та ходових систем у різних галузях машинобудування обумовлені розвитком та ускладненням гідравлічних машин [17]. Аналіз публікацій останніх 15 років показує [17], що основна увага дослідників зосереджена на героторних насосах. Виконано гідродинамічні дослідження [18], запропоновано методи підвищення навантажувальної здатності [19], обґрунтовано циклоїдальні профілі роторів [20] та оптимальні форми зубів [21], проведено розрахунок сил і моментів між контактуючими роторами [22], обґрунтовано складні зубчасті профілі [23], виконано кінематичний аналіз [24]. Досліджено зазори між зубами роторів та пов'язані з ними витоки за допомогою програмного пакета GeroLAB [25], а також виконано аналіз витоків для насосів різних типів [26]. Вивчено вплив тиску [27], питомої подачі та частоти обертання [28] на ефективність зубчастого зачеплення, виконано багатокритеріальну оптимізацію зубчастого профілю [29], порту геротора [30] та конструкції героторного насоса в цілому [31]. При цьому взаємодія системи роторів та системи розподілу робочої рідини у цих роботах не розглядалася.

Розроблено математичні моделі зачеплення з урахуванням профілів внутрішнього та зовнішнього роторів [32], побудовано гіпоциклоїдальні профілі зубів [33], досліджено вплив форми зуба на продуктивність героторного насоса [34], виконано розрахунки миттєвої витрати [35] та аналіз витиснення [36]. Запропоновано математичні моделі [37] та чисельні методи моделювання робочих процесів [38]. Розглянуто можливості CFD-моделювання для гідродинамічних розрахунків [39], розроблено тривимірні перехідні моделі для орбітальних гідромоторів [40], а також кінцево-елементні моделі для оцінки міцності зубчастих передач [41] з урахуванням рівнянь гідродинаміки [42]. Розроблено чисельну модель, яка застосовується до гідромоторів орбітального типу, що дозволяє кількісно виміряти зношування [43], виконано параметричне проєктування циклоїдальних передач [44]. Водночас моделювання робочих процесів у розподільних системах планетарних (орбітальних) гідромоторів у доступних джерелах відсутнє.

Ряд досліджень присвячено кавітації [45] та аерації [46] з використанням скороченої кількості обчислювальних симуляцій гідродинаміки [47], а також впливу повітря в робочій рідині [48], аерованих і неаерованих рідин [49], стисливості рідини [50, 51]. Вивчено вплив взаємодії потоку з механічними елементами на витокі [52, 53]. Однак вплив витоків, перетікань та в'язкості робочої рідини на вихідні характеристики розподільних систем планетарних гідромашин не досліджувався.

Проведено систематизацію схем планетарних роторних гідравлічних машин [54], розглянуто шляхи їх удосконалення [55], запропоновано методи розширення каналів подачі [56] та навантажувальні моделі розподілу тиску в робочих камерах [57]. При

цьому принцип подачі робочої рідини та режими роботи планетарних (орбітальних) гідромоторів суттєво відрізняються від машин із планетарним ротором.

Аналіз причин зниження ефективності (стабілізації) роботи планетарних (орбітальних) гідромоторів показує, що основними вузлами, які лімітують їх роботу є система роторів [9, 13] та система розподілу робочої рідини [10, 11]. Для системи роторів досліджено вплив зазорів між відповідними зубами роторів [58], кінематику переміщення роторів [8, 12], динаміку зміни вихідних характеристик [59], а також проведено експериментальні дослідження [60] та розроблено методи контролю точності виготовлення роторів [61]. У той же час вплив конструктивних особливостей розподільних систем на вихідні характеристики гідромашин практично не вивчений.

Розподільна система є складним вузлом, який забезпечує подачу та злив робочої рідини в робочі камери, утворені внутрішнім та зовнішнім роторами, у заданій послідовності [14, 15]. Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми [10], зазори між розподільними вікнами [62], досліджено вплив форми вікон на пропускну здатність [63], а також динамічні процеси [64] та експериментальні характеристики [65]. Однак питання забезпечення працездатності розподільної системи залишаються недостатньо висвітленими.

Планетарний (орбітальний) гідромотор є конструкцією, що складається з редуктора з циклоїдальним зачепленням і пристрою розподілу робочої рідини [14, 16]. Аналіз літературних джерел показує, що з наявності публікацій по редукторам, дослідження розподільних систем таких гідромоторів практично відсутні [17]. При цьому саме працездатність розподільної системи багато в чому визначає ресурс та ефективність роботи гідромашини, в цілому [66]. Основною умовою її працездатності є забезпечення постійного контакту рухомого розподільника з нерухомим (забезпечення умови притискання). У зв'язку з цим обґрунтування раціональних геометричних параметрів елементів розподільної системи, що забезпечують виконання умови підтискання рухомого розподільника до нерухомого, є актуальним завданням, що вимагає невідкладного вивчення.

Методологія дослідження.

Для забезпечення працездатності планетарних гідромашин шляхом вивчення робочих процесів, що відбуваються у розподільній системі з обґрунтуванням їх раціональних геометричних параметрів, необхідно:

– розробити розрахункові схеми та математичний апарат, які дозволяють визначити раціональне контактне зусилля елементів розподільної системи з урахуванням гідродинамічної складової, що забезпечує підвищення її продуктивності;
– вивчити вплив конструктивних особливостей елементів розподільної системи на зміну вихідних параметрів гідромотора планетарного тип.

Під час роботи планетарного гідромотора його працездатний стан визначається якісною роботою розподільної системи [16, 62], яка створює гідравлічне поле, що обертається, та забезпечує взаємодію рухомого і нерухомого роторів [4, 64]. Стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора під час роботи гідроприводу самохідної техніки залежить від узгодженості взаємодії елементів його розподільної системи. Основними елементами розподільної системи планетарного гідромотора є нерухомий та рухомий розподільники (рис. 3, 4), що утворюють зону контакту своїми торцевими поверхнями, на яких розташовані розподільні вікна [66].

Для складання схеми сил, що діють у розподільній системі гідромотора планетарного типу, за основу взята розрахункова схема визначення об'ємних втрат у зазорі, утвореному торцевими поверхнями рухомого та нерухомого розподільників [66]. Схеми сил, що діють в торцевому зазорі розподільної системи, показує (рис. 5), що притискна сила забезпечує контактну взаємодію торцевих контактуючих поверхонь КП1 нерухомого і КП2 рухомого розподільників та задається тиском робочої рідини на

ступінчасті поверхні нерухомого розподільника. Таким чином, притискна сила забезпечує якісну взаємодію контактуючих поверхонь КП1 і КП2, необхідну для початку роботи (пуску) планетарного гідромотора.

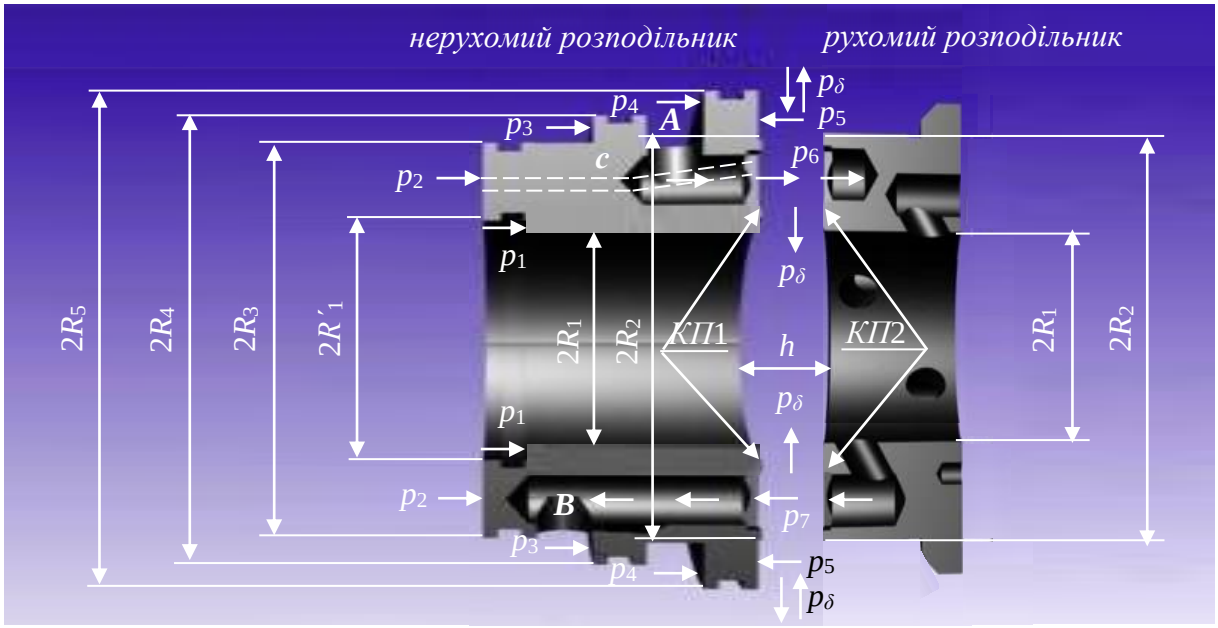

Рис. 5. Схема сил, що діють у торцевій розподільній системі планетарного гідромотора [66]

На початку руху (при запуску) планетарного гідромотора нерухомий розподільник під дією результуючої сили тиску робочої рідини на ступінчасті поверхні нерухомого розподільника притискається до рухомого розподільника. Протидія притискної (результуючої) силі F_1 відтискної (результуючої) сили F_2 тиску робочої рідини на ступінчасті поверхні нерухомого розподільника розташовані в зоні контакту.

Для визначення результуючих сил F_1 та F_2 приймемо, що підведення робочої рідини здійснюється через канал A, а відведення через канал B (рис. 5). Будемо вважати, що результуюча сила тиску робочої рідини, що діє зліва на право, є притискною силою F_1, з права на ліво – відтискною силою F_2 [66]:

$$\begin{aligned} F_1 &= p_2 \cdot \pi \cdot \left(R_3^2 - R_1'^2\right) + p_3 \cdot \pi \cdot \left(R_4^2 - R_3^2\right) + p_4 \cdot \pi \cdot \left(R_5^2 - R_4^2\right) + p_1 \cdot \pi \cdot \left(R_1'^2 - R_1^2\right), \\ F_2 &= p_5 \cdot \pi \cdot \left(R_5^2 - R_2^2\right) + p_6 \cdot \pi \cdot S_1 + p_7 \cdot \pi \cdot S_2 + F_\delta, \end{aligned} \qquad (1)$$

де p_1 – тиск дренажу; p_2, p_4, p_5 – тиск нагнітання; p_3 – тиск зливу; p_6, p_7 – тиски нагнітання і зливу в розподільних вікнах, що діють по площам S_1, S_2; R_1, R'_1, R_3, R_4, R_5 – радіуси ступінчастих поверхонь рухомого розподільника, причому радіуси R_1 і R_2 – радіуси. що обмежують контактуючі поверхні рухомого і нерухомого розподільників, на яких виконані розподільні вікна; $F\delta$ – зусилля необхідне для створення масляної плівки висотою h в контактній зоні між кільцевими контактуючими поверхнями КП1 і КП2 (рис. 5).

Контактна зона розподільної системи планетарного гідромотора представлена поверхнями КП1 і КП2, які обмеженими радіусами R_1 і R_2 (рис. 5), для нерухомого та рухомого розподільників. На кільцевій контактуючій поверхні КП1 розташовані по черзі вікна нагнітання і зливу нерухомого розподільника (рис. 6) [10, 11, 14–16, 66]. На контактуючій поверхні КП2 розташовані по черзі робочі та розвантажувальні вікна рухомого розподільника (рис. 6) [10, 11, 14–16, 66]. При роботі розподільної системи ці поверхні накладаються, утворюючи площі перекриття розподільних вікон у зонах нагнітання та зливу, відповідно.

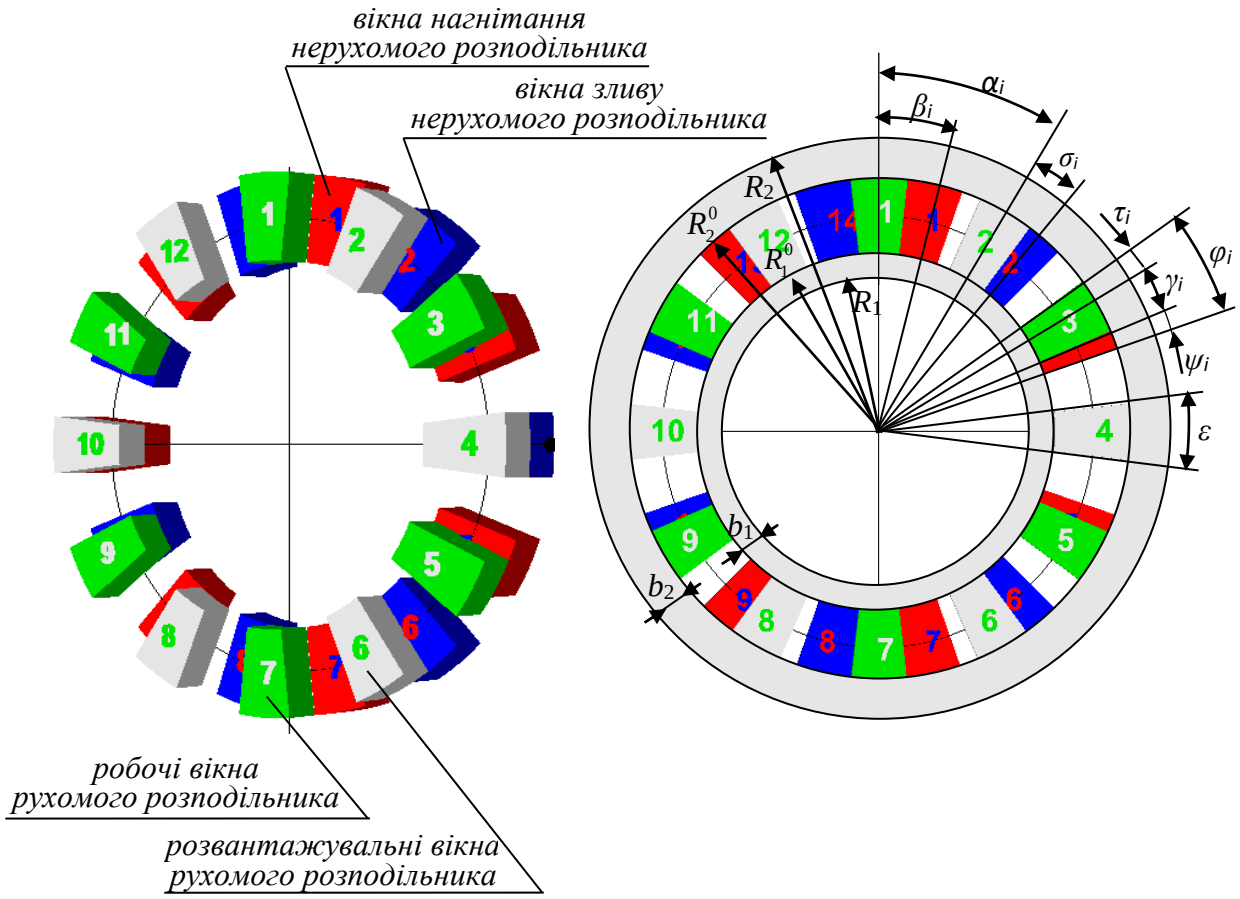

Рис. 6. Розрахункова схема визначення площ перекриття розподільних вікон у контактній зоні

Розроблена розрахункова схема визначення площ перекриття розподільних вікон у контактній зоні показує кутову симетричність розташування розподільних вікон рухомого та нерухомого розподільника (рис. 6). Тому площі перекриття розподільних вікон для зони нагнітання S_1 і зони зливу S_2 чисельно рівні між собою і визначаються з виразу:

$$S_i(t) = S_{1i}(t) = S_{2i}(t) = \sum \varphi_i \cdot \pi \cdot \left(R_2^{02} - R_1^{02}\right), \qquad (2)$$

де φ_i – кут, що обмежує перекриття вікон рухомого розподільника з вікнами нагнітання та зливу нерухомого розподільника, $\varphi_i = \tau_i + \gamma_i + \psi_i$, $\tau_i = \pi / Z_2 - \gamma_i$, $\psi_i = \pi / Z_2 - \gamma_i$, $\gamma_i = \pi / Z_2 - |\alpha_i - \beta_i|$, причому встановлено [66], що кути τ_i і ψ_i завжди рівні, $\tau_i = \psi_i$, де Z_2 – кількість вікон нерухомого розподільника; α_i, β_i – поточні кути розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників; R_1^{02} і R_2^{02} – радіуси. що обмежують розподільні вікна (рис. 6).

З урахуванням наведеного, результуюча сила F_2 буде дорівнювати:

$$F_2 = p_5 \cdot \pi \cdot \left(R_5^2 - R_2^2\right) + \sum \left(\frac{\pi}{Z_2} + \left|\alpha_i(t) - \beta_i(t)\right| \right) \cdot \pi \cdot \left(R_2^{02} - R_1^{02}\right) \cdot \pi \cdot \left(p_6 + p_7\right) + F_\delta. \qquad (3)$$

У момент пуску планетарного гідромотора, при обертанні рухомого розподільника між контактуючими поверхнями КП1 і КП2, у зазорі h утворюється масляна плівка (рис. 5). Утворення масляної плівки дозволяє усунути сухе тертя у зоні контакту елементів розподільної системи планетарного гідромотора. У той же час утворення масляної плівки формує відтискне зусилля F_δ, яке може призвести до порушення якості контакту між поверхнями КП1 і КП2.

Відтискне зусилля F_δ, необхідне для створення масляної плівки висотою h в

контактній зоні між контактуючими поверхнями КП1 і КП2 (рис. 5) визначається з виразу

$$F_\delta = p_\delta \cdot \pi \cdot \left(R_2^2 - R_1^2\right), \tag{4}$$

де p_δ – тиск, створений в зоні контакті між контактуючими поверхнями КП1 і КП2 нерухомого і рухомого розподільників.

Величина тиску p_δ, утвореного в зоні контакту між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників залежить від ряду факторів (рис. 5), визначальним з яких є геометричні параметри (розміри) кільця, утвореного обертовими поверхнями нерухомого КП1 та рухомого КП2 розподільників. Наступним важливим фактором є точність виготовлення контактних поверхонь рухомого та нерухомого розподільників, що визначається перпендикулярністю їх торців до осі обертання. Важливими факторами є матеріал, з якого виготовлені розподільники, а також технічні характеристики робочої рідини. Тоді тиск p_δ утворений у зоні контакту після відповідних перетворень визначається з виразу [66]:

$$p_\delta = \frac{12\mu'}{h^3} \cdot \frac{Q_{пер_i}}{\sum\left(\frac{\pi}{Z_2} + \left|\alpha_i(t) - \beta_i(t)\right|\right)} \cdot \left(ln\frac{R_2^0}{R_2} + ln\frac{R_1}{R_1^0}\right) + \frac{3\rho \cdot \omega_{гм}^2}{40} \cdot \left(R_2^2 - R_1^2 + R_1^{02} - R_2^{02}\right), \tag{5}$$

де μ' – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини; h – зазор, утворений між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 та рухомого КП2 розподільників при їх обертанні (рис. 5); $Q_{пер}$ – перетікання робочої рідини в зоні нагнітання та зливу, відповідно; ρ – щільність робочої рідини; $\omega_{гм}$ – кутова швидкість валу гідромотора.

Підставивши у (3) вирази (4) і (5) та виконавши відповідні перетворення отримаємо залежність для визначення відтискного зусилля F_2:

$$\begin{aligned} F_2 = {} & p_5 \cdot \pi \cdot \left(R_5^2 - R_2^2\right) + \sum\left[\left(\frac{\pi}{Z_2} + \left|\alpha_i(t) - \beta_i(t)\right|\right) \cdot \pi^2 \left(p_6 + p_7\right) \cdot \left(R_2^{02} - R_1^{02}\right)\right] + \\ & + \frac{12\mu}{h^3} \cdot \frac{Q_{пер_i}}{\sum\left(\frac{\pi}{Z_2} + \left|\alpha_i(t) - \beta_{1i}(t)\right|\right)} \cdot \left(\ln\frac{R_2^0}{R_2} + \ln\frac{R_1}{R_1^0}\right) + \frac{3\rho \cdot \omega_{гм}^2 \cdot \pi}{40} \times \\ & \times \left(R_2^2 - R_1^2 + R_1^{02} - R_2^{02}\right) \cdot \left(R_2^2 - R_1^2\right). \end{aligned} \tag{6}$$

Стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора в процесі роботи, залежить від якісної роботи його розподільної системи, що забезпечується взаємодією контактуючих поверхонь КП1 і КП2 її розподільників. Сталий режим роботи планетарного гідромотора характеризується наявністю гідродинамічної сили $F_{гд}$, що виникає при обертанні рухомого розподільника. Тому, в зазорі h (рис. 5) на ущільнювальних поясках b_1 і b_2 (рис. 6) рухомого і нерухомого розподільників з масляної плівки утворюється масляний клин. Тоді, продуктивність розподільної системи планетарного гідромотора забезпечується стабільністю підтискання нерухомого розподільника до рухомого, при виконанні умови $F_1 > F_2$.

Однак надмірне перевищення результуючого зусилля F_1 над F_2 викликає підвищене тертя і зношування контактуючих поверхонь нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників. Таким чином, притискна сила F_1 повинна балансувати між значеннями, що забезпечують умови створення масляної плівки в зазорі h та значеннями, що забезпечують якісний контакт між контактуючими поверхнями КП1 і КП2. Отже сума відтискного зусилля F_2 і гідродинамічної сили $F_{гд}$ повинні врівноважувати притискну силу F_1, тобто $F_1 = F_2 + F_{гд}$. Загалом більшість розподільних систем гідромашин конструюється з неповним гідростатичним розвантаженням сили притиску F_1, коли

надлишок сили притиску $F_1 - F_2$ врівноважується гідродинамічною силою $F_{гд}$, величина якої можк бути визначена на основі рішення рівняння Рейнольдса [16]:

$$\frac{\partial}{\partial X}\cdot\left(h'^3\frac{\partial p}{\partial X}\right)+\frac{\partial}{\partial Z}\cdot\left(h'^3\frac{\partial p}{\partial Z}\right)=6\mu'\cdot V_{ц.т}\cdot\frac{\partial h'}{\partial X}, \qquad (7)$$

де $V_{ц.т}$ – лінійна швидкість ковзання центру тяжіння рухомого розподільника, яка дорівнює: $V_{ц.т} = 2\pi \cdot R_{сер} \cdot n$, де $R_{сер}$ – відстань від осі обертання валу гідромотора до центра тяжіння рухомого розподільника, яка дорівнює: $R_{сер} = (R_2^0 - R_1^0) / 2$.

Наближений метод розв'язування рівняння (7), дозволяє знайти розподіл тиску в зазорі (масляному клині) між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників та несучу здатність масляного клину (гідродинамічну силу $F_{гд}$).

Для визначення гідродинамічної сили $F_{гд}$ прийняті наступні припущення:

– зазор між контактуючими поверхнями рухомого та нерухомого розподільників має клиноподібну форму;
– контактуючі поверхні рухомого та нерухомого розподільників представлені кільцевими поверхнями зовнішнього та внутрішнього ущільнювальних поясів та замінені рівновеликим квадратом;
– закон зміни висоти масляного клину прийнятий експоненційним;
– величина коефіцієнта динамічної в'язкості робочої рідини прийнята постійною.

З урахуванням прийнятих припущень аналітичне рішення рівняння (7) представлено безрозмірним коефіцієнтом несучої здатності масляного клину у вигляді ряду [16]:

$$K_{мк}=\frac{\pi^4}{4}\cdot e^{0{,}75\cdot\ln\frac{h_{\min}}{h_{\max}}}\cdot\sum_{m,\,n=1,2,\ldots}^{m=4,\,n=4}\frac{m\cdot\left[1-(-1)^n\right]\cdot\left[1-(-1)^m\cdot e^{-1{,}5\cdot\ln\frac{h_{\min}}{h_{\max}}}\right]}{n\cdot\pi^2\cdot\left[2{,}25\cdot\left(\ln\frac{h_{\min}}{h_{\max}}\right)^2+m^2\cdot n^2\right]}\cdot a, \qquad (8)$$

де

$$a=-\frac{4m\cdot e^{0{,}25\cdot\ln\frac{h_{\min}}{h_{\max}}}\cdot\pi^2\cdot R_{ср}\cdot\left[1-(-1)^n\right]\cdot\left[1-(-1)^m\cdot e^{-0{,}5\cdot\ln\frac{h_{\min}}{h_{\max}}}\right]}{2n\cdot\pi^2\cdot\left(0{,}25\cdot\left(\ln\frac{h_{\min}}{h_{\max}}\right)^2+m^2\cdot\pi^2\right)\cdot\left[m^2+n^2\cdot\frac{2{,}25\cdot\left(\ln\frac{h_{\min}}{h_{\max}}\right)^2}{\pi}\right]\cdot(L+l)\cdot\frac{h_{\max}}{h_{\min}}}\cdot\ln\frac{h_{\min}}{h_{\max}},$$

де h_{max}, h_{min} – максимальна та мінімальна висота зазору між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників, відповідно; L – довжина сторони квадрата зовнішнього ущільнювального пояска, $L = [\pi \cdot (R_2^2 - R_2^{02})]^{0,5}$; l – довжина сторони квадрата внутрішнього ущільнювального пояска, $l = [\pi \cdot (R_1^{02} - R_1^2)]^{0,5}$.

Тоді несуча здатність масляного клину (гідродинамічна сила) буде визначатися виразом:

$$F_{гд.}=\frac{2\cdot\mu'\cdot\pi\cdot\frac{\left(R_2^0-R_1^0\right)}{2}\cdot n\cdot\left[\sqrt{\pi\cdot\left(R_2^2-R_2^{02}\right)}+\sqrt{\pi\cdot\left(R_1^{02}-R_1^2\right)}\right]^3}{h_{\min}^2}\cdot K_{мк}. \qquad (9)$$

Знаючи притискну силу F_1 та відтискну силу F_2, , можна визначити величину мінімального зазору між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників:

$$h_{\min}=\sqrt{\frac{2\cdot\mu'\cdot\pi\cdot\frac{\left(R_2^0-R_1^0\right)}{2}\cdot n\cdot\left[\sqrt{\pi\cdot\left(R_2^2-R_2^{02}\right)}+\sqrt{\pi\cdot\left(R_1^{02}-R_1^2\right)}\right]^3}{F_1-F_2}}\cdot K_{мк}\,. \qquad (10)$$

а следовательно, при моделировании статического и динамического режимов работы распределительного блока получать более точные значения объемных и гидромеханических потерь.

Вирази (8–10) дозволяють отримати замкнуту систему рівнянь, що представляє собою математичну модель розподільної системи планетарного гідромотора. При цьому відкривається можливість отримати наближене рішення рівняння Рейнольдса у більш компактному вигляді та оцінити вплив ряду (8) на точність визначення гідродинамічної сили $F_{гд}$.

В результаті теоретичних досліджень отримано математичний апарат, що дозволяє шляхом моделювання робочого процесу визначити сукупність геометричних параметрів розподільної системи, що забезпечують її працездатний стан (виконання умови підтискання нерухомого розподільника до рухомого).

Основним параметром, що характеризує технічний стан гідромотора і залежить від об'ємних втрат є об'ємний ККД. У планетарному гідромоторі об'ємні втрати, в основному, визначаються витоками робочої рідини в розподільній системі через зазор між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників та дорівнюють відношенню фактичної витрати робочої рідини до теоретичної:

$$\eta_{об}=\frac{Q_{Тгм}-Q_{пер.гм}}{Q_{Тгм}}=1-\frac{Q_{пер.гм}}{Q_{Тгм}}, \qquad (11)$$

де перетікання робочої рідини (об'ємні втрати) в зазорі між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників дорівнюють:

$$Q_{пер.гм}=Q_{пер.гм_{наг}}+Q_{пер.гм_{зл}}=\frac{h^3}{12\mu'}\cdot\sum\left(\frac{\pi}{Z_2}+\left|\alpha_i(t)-\beta_i(t)\right|\right)\times$$
$$\times\left[p_\delta(t)\cdot\frac{\left(\ln\frac{R_1}{R_1^0}-\ln\frac{R_2^0}{R_2}\right)}{\ln\frac{R_1}{R_1^0}\cdot\ln\frac{R_2^0}{R_2'}}-\frac{3\rho\cdot\omega_{гм.}^2}{20}\cdot\left(\frac{\left(R_1^{02}-R_1^2\right)}{\ln\frac{R_1'}{R_1^0}}+\frac{\left(R_2^2-R_2^{02}\right)}{\ln\frac{R_2^0}{R_2}}\right)\right]. \qquad (12)$$

Позначивши $a=\dfrac{\left(\ln\frac{R_1}{R_1^0}-\ln\frac{R_2^0}{R_2}\right)}{\ln\frac{R_1}{R_1^0}\cdot\ln\frac{R_2^0}{R_2'}}$, $b=\left(\dfrac{\left(R_1^{02}-R_1^2\right)}{\ln\frac{R_1'}{R_1^0}}+\dfrac{\left(R_2^2-R_2^{02}\right)}{\ln\frac{R_2^0}{R_2}}\right)$, після підстановки отримаємо об’ємні втрати в розподільній системі планетарного гідромотора:

$$\eta_{об}=1-\frac{\frac{h^3}{12\mu'}\cdot\sum\left(\frac{\pi}{Z_2}+\left|\alpha_i(t)-\beta_i(t)\right|\right)\cdot\left[p_\delta(t)\cdot a-\frac{3\rho\cdot\omega_{гм.}^2}{20}\cdot b\right]}{\mu\cdot\sum\left[\frac{\pi}{Z_2}-\left|\beta_i-\alpha_i(t)\right|\right]\cdot\frac{\left(R_2^0-R_1^0\right)}{2}\cdot\sqrt{\frac{2\cdot(p_6-p_7)}{\rho}}}. \qquad (13)$$

Таким чином, для підтримки стабільності вихідних характеристик планетарного гідромотора при сталому режимі роботи, необхідно формувати співвідношення притискного F_1 і відтискного F_2 зусиль, що забезпечують якісну взаємодію контактуючих поверхонь нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників. Необхідне

співвідношення F_1 і F_2 визначається обґрунтуванням геометричних параметрів кільцевих поверхонь рухомого і нерухомого розподільників з метою утворення в зоні контакту між поверхнями, що обертаються масляної плівки. Обґрунтування раціональних геометричних параметрів кільцевих поверхонь рухомого та нерухомого розподільників забезпечує підвищення продуктивності розподільних систем планетарних гідромашин.

Сталий режим роботи планетарного гідромотора характеризується наявністю гідродинамічної сили $F_{гд}$, що виникає при обертанні рухомого розподільника. Тому моделювання сталого режиму роботи планетарного гідромотора з використанням отриманого математичного апарату дозволить визначити кількісну оцінку збільшення продуктивності його розподільної системи шляхом обґрунтування конструктивних параметрів нерухомого і рухомого розподільників.

Результати дослідження.

Для роторних гідромашин зусилля F_1 на 10...20% перевищує F_2. Згідно з експериментальними даними, отриманими при експлуатації планетарних гідромоторів, зусилля F_1 перевищує F_2 на 10...11% [16]. Тому, з метою підвищення продуктивності розподільної системи планетарного гідромотора визначалися геометричні параметри ступінчастих поверхонь рухомого та нерухомого розподільників, шляхом моделювання умов сталої роботи гідромотора.

Система розподілу робочої рідини планетарних гідромоторів конструктивно виконана таким чином, що внутрішній радіус рухомого розподільника R_1 обмежений розмірами валу гідромотора, а зовнішній R_2 обмежений розмірами підшипника, в якому він обертається. Таким чином, радіуси R_1 і R_2 визначаються з урахуванням конструктивних особливостей конкретного гідромотора та обмежують зону контакту, утворену контактуючими поверхнями нерухомого КП1 та рухомого КП2 розподільників (рис. 5). Знаючи величину радіусів R_1 і R_2, а також розмір ущільнюючих поясків b_1 і b_2, визначаються внутрішній $R_1^0 = R_1 + 2 \cdot b_1$ та зовнішній $R_2^0 = R_2 + 2 \cdot b_2$ радіуси, що обмежують розміри розподільних вікон, причому для планетарних гідромоторів рекомендується приймати ширину ущільнюючих поясків в межах 1,5...5 мм [16].

Для забезпечення реверсивного руху валу планетарного гідромотора робоча рідина (під тиском нагнітання) може підводитися до нерухомого розподільника як через канал A, так і через канал B. Тому, при реверсі валу гідромотора, щоб забезпечити однакове притискне зусилля нерухомого розподільника, площі кільцевих поверхонь на які діє тиск нагнітання, що підводиться через канали A або B повинні бути рівними. Рівність площ ступінчастих кільцевих поверхонь нерухомого розподільника, утворених радіусами R_3, R_4 та R_5, досягається при виконанні умови $R_5 - R_4 = R_4 - R_3$. Звідси, радіус R_5, який визначає габаритні розміри нерухомого розподільника, дорівнюватиме: $R_5 = (R_4 - R_3)^{0,5}$. Радіуси R_3, R_4 та R_5 ступінчастих поверхонь нерухомого розподільника розраховуються при визначенні притискного зусилля F_1 (рис. 5).

Моделювання роботи розподільної системи проводилося на прикладі планетарного гідромотора, із серійною та модернізованою розподільними системами, на підставі отриманого математичного апарату, що враховує сукупність геометричних параметрів її розподільників. Розроблена математична модель (рис. 5), представлена виразами (1), (6)–(13) описує сталий режим роботи планетарного гідромотора та дозволяє моделювати процеси, що відбуваються в елементах його розподільної системи за допомогою системи динамічного моделювання VisSim.

Для моделирования были выбраны характеристики и конструктивные параметры элементов распределительной системы серийного планетарного гидромотора с рабочим объемом 160 $см^3$.

Модернізований гідромотор відрізняється від серійного розподільною системою.

При цьому кількість вікон рухомого та нерухомого розподільників (кінематична схема [10]) залишалися незмінними. Витрата робочої рідини, що проходить через гідромотор (подача насоса), становив $Q_н$ = 100 л/хв = const. Тиск на вході в гідромотор (на виході з насоса), а також на вході в запобіжний клапан дорівнює номінальному тиску, тобто $p_{н(вих)} = p_{гм(вх)} = p_{кл(вх)} = p_{ном}$ = 16 МПа [65]. Тиск на виході з гідромотора і тиск на виході із запобіжного клапана дорівнюють нулю, тобто $p_{гм(вих)} = p_{кл(вих)}$ = 0 МПа [65]. Навантаження на валу планетарного гідромотора приймається постійним і дорівнює $M_н$ = 365 Нм = const, інерційна складова відсутня [65].

У серійному гідромоторі притискне зусилля F_1 в зоні контакту (рис. 5) перевищувало відтискне F_2 на 10...11%, тобто F_1 = 1,1...1,11 · F_2. Геометричні розміри ступінчастих кільцевих поверхонь нерухомого розподільника модернізованого гідромотора, які формують задане притискне зусилля F_1 розраховувалися з умови, що F_1 = 1,06...1,07 · F_2. Такий взаємозв'язок притискного F_1 та відтискного F_2 зусиль визначався експериментально для розподільників з різними контактуючими поверхнями. Отже, умова для підвищення продуктивності розподільної системи та збереження її працездатності для планетарних гідромоторів буде мати вигляд: $1{,}06 \le F_1 / F_2 \le 1{,}07$.

В результаті проведених порівняльних досліджень серійного та модернізованого гідромоторів отримано залежності, що характеризують зміну перетікань через торцевий зазор контактної зони розподільної системи (рис. 7). Встановлено (рис. 7), що зменшення притискного зусилля на 3...5% у модернізованій розподільній системі дозволяє знизити перетікання через торцевий зазор з 8,82 л/хв до 6,54 л/хв, при збереженні масляної плівки між контактуючими поверхнями нерухомого і рухомого розподільників. Зниження перетікань на 26 % у модернізованій розподільній системі пояснюється зменшенням масляного клину в контактній зоні при сталому режимі роботи планетарного гідромотора, що забезпечує постійний контакт поверхонь рухомого і нерухомого розподільників.

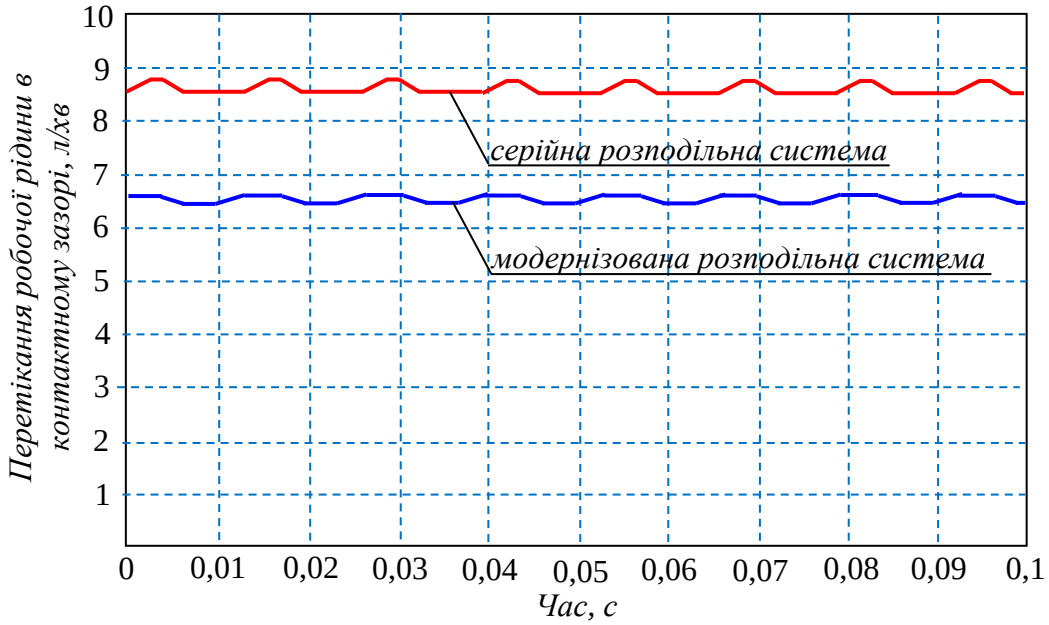

Рис. 7. Зміна перетікання робочої рідини в зазорі між контактними поверхнями нерухомого і рухомого розподільників

При проведенні подальших досліджень ставилося завдання визначення кількісного значення підвищення продуктивності модернізованої розподільної системи планетарного гідромотора шляхом зниження об'ємних втрат виражених через об'ємний ККД. Аналіз отриманих результатів показує (рис 8), що зниження перетікань у зазорі

між контактними поверхнями нерухомого і рухомого розподільників планетарного гідромотора дозволяє збільшити об'ємний ККД з 0,912 до 0,934. Збільшення об'ємного ККД розподільної системи визначає підвищення її продуктивності на 2,4%.

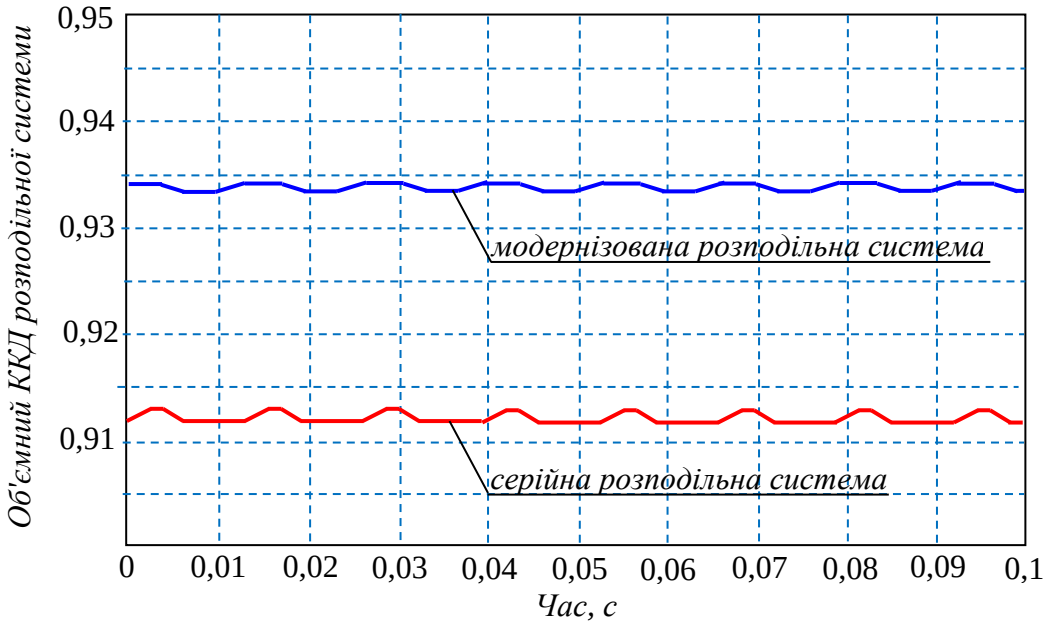

Рис. 8. Зміна об'ємних витрат (об'ємного ККД) у розподільній системі планетарного гідромотора

Таким чином можна констатувати, що сталий режим роботи планетарного гідромотора характеризується наявністю гідродинамічної сили $F_{гд}$, що виникає при обертанні рухомого розподільника. При цьому, стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора при сталому режимі роботи залежить від якості контакту між поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників. Обґрунтування раціональних геометричних параметрів кільцевих поверхонь рухомого та нерухомого розподільників забезпечує підвищення продуктивності розподільних систем планетарних гідромашин.

У зв'язку з цим, результати проведених досліджень показали, що при раціональному проектуванні елементів розподільної системи планетарного гідромотора шляхом зниження притискного зусилля на 3...5% у модернізованій розподільній системі можна досягти зниження перетікань у контактному зазорі на 26%. Зниження перетікань у контактній зоні дозволяє підвищити продуктивність розподільної системи на 2,4% шляхом збільшення її об'ємного ККД (зниження втрат).

Таким, чином можна заключити, що при розробці приводів мехатронних систем самохідної техніки в якості гідромоторі все частіше використовуються планетарні, орбітальні та героторні гідромашини. Вихідні характеристики цих гідромашин дозволяють застосовувати їх без додаткових редукторів.

Одним з основних недоліків планетарних і орбітальних гідромашин є нестабільність (нерівномірність) їх вихідних характеристик, викликана не раціональною конструкцією їх розподільних систем. Аналіз літературних джерел показав, що досліджень, спрямованих на забезпечення стабільності вихідних характеристик планетарних (орбітальних) гідромашин, дуже обмежена кількість. Планетарний (орбітальний) гідромотор є конструкцією, що складається з редуктора і пристрою розподілу робочої рідини. При цьому редуктор має спеціальне циклоїдальне зачеплення, що утворює робочі камери, а система розподілу забезпечує подачу робочої рідини в ці камери. Тому, якщо про редуктори планетарних (орбітальних) гідромоторів ще можна знайти наукові публікації, то про розподільні системи цих гідромоторів,

публікації просто відсутні. Також необхідно зазначити, що питання, пов'язані з розрахунком, проектуванням та експлуатацією планетарних (орбітальних) гідромашин та їх елементів є маловивченим та актуальним напрямком у розвитку сучасного гідроприводу.

Обґрунтування раціональних геометричних параметрів елементів розподільної системи, що забезпечують підвищення її продуктивності, включало два етапи. На першому етапі розроблено схему сил, діючих у розподільній системі, розрахункову схему, визначення площ перекриття розподільних вікон у контактній зоні, математичну модель, які дозволяють визначити раціональне зусилля контакту елементів розподільної системи, що забезпечує підвищення її продуктивності. На другому етапі прийнято обмеження та припущення при дослідженні впливу конструктивних особливостей елементів розподільної системи на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Результатом розробки схеми сил, що діють у розподільній системі планетарного гідромотора (рис. 5) та розрахункової схеми визначення площ перекриття розподільних вікон у контактній зоні (рис. 6) є отриманий математичний апарат. Розроблена математична модель дозволяє визначити раціональні зусилля притискання F_1 і відтискання F_2, що утворені впливом робочої рідини на ступінчасті поверхні нерухомого розподільника. Взаємодія сил притискання F_1 і відтискання F_2 визначає стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора при сталому режимі роботи, забезпечуючи якісну взаємодію контактуючих поверхонь нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників.

Необхідно відзначити, що при сталому режимі роботи планетарного гідромотора, при обертанні рухомого розподільника виникає гідродинамічна сила $F_{гд}$, що діє в зазорі h (рис. 5). Від впливу гідродинамічної сили $F_{гд}$, на ущільнюючих поясках b_1 і b_2 (рис. 6) рухомого і нерухомого розподільників утворюється масляний клин. Тоді, продуктивність розподільної системи планетарного гідромотора забезпечується стабільністю підтискання нерухомого розподільника до рухомого, за умови дотримання умови $F_1 > F_2$. Отже сума відтискного зусилля F_2 і гідродинамічної сили $F_{гд}$ повинні врівноважувати притискну силу F_1, тобто $F_1 = F_2 + F_{гд}$, що у попередніх дослідженнях не враховувалося.

Наступним етапом дослідження було визначення витрати перетікань $Q_{пер}$ в зазорі між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 (рис. 5) розподільників, а також зміни об'ємного витрат (об’ємного ККД) розподільної системи планетарного гідромотора. Причому зазор між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників визначався з урахуванням коефіцієнта несучої здатності масляного клину, а перетікання в контактній зоні, що виникають при утворенні масляного клину – з урахуванням дії гідродинамічної сили $F_{гд}$. Кількісна оцінка збільшення продуктивності розподільної системи планетарного гідромотора була отримана в результаті моделювання режиму роботи з використанням розробленого математичного апарату та математичної моделі для визначення об'ємних втрат в розподільній системі планетарного гідромотора.

Висновки.

Розвиток багатьох галузей сучасної промисловості регулюється різними програмами розвитку, що передбачають використання інноваційних технологій та оптимізацію існуючих підходів, що сприяє сталому, енергоефективному розвитку суміжних галузей та економіки. Використання енергоефективних гідромоторів у мехатронних системах та ходових модулях самохідної техніки, що застосовуються у різних галузях машинобудування, відповідатиме цілям сталого розвитку.

З метою забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромоторів обґрунтовано раціональні геометричні параметри ступінчастих поверхонь

нерухомого і рухомого розподільників, необхідні для забезпечення утворення масляної плівки в контактній зоні. Розроблені розрахункові схеми, математичний апарат та математична модель дозволяють визначати раціональне зусилля у зоні контакту поверхонь нерухомого і рухомого розподільників при їх проектуванні. Раціональне зусилля в контактній зоні забезпечує підвищення продуктивності розподільної системи та ККД гідромотора в цілому.

В результаті досліджень встановлено, що раціональне проектування елементів розподільної системи дозволяє знизити притискне зусилля на 3...5 %, при виконанні умови $1{,}06 \le F_1 / F_2 \le 1{,}07$. Таке співвідношення притискного F_1 і відтискного F_2 зусиль дозволило знизити перетікання через зазор h в розподільній системі планетарного гідромотора на 26%. Таке зниження перетікань у зазорі між контактуючими поверхнями нерухомого КП1 і рухомого КП2 розподільників дозволило підвищити продуктивність розподільної системи на 2,4 % шляхом зниження об'ємних втрат (збільшення об'ємного ККД) планетарного гідромотора.

Список використаних джерел.

1. Panchenko, A., Voloshina, A., Milaeva, I., Luzan, P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, Cham*, 2019. 169–176, https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18.
2. Sung, H.J., Min, H.K., Nam, Y.J., Park, M.K. Design and experimental verification of a port plate in a gerotor pump to reduce pressure pulsation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018. 32. 671–678. https://doi.org/10.1007/s12206-018-0114-4.
3. Kim, S.Y., Nam, Y.J., Park, M.K. Design of port plate in gerotor pump for reduction of pressure pulsation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2006. 20 (10). 1626–1637. https://doi.org/10.1007/BF02916266.
4. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2023. Вип. 23. Т. 1. С. 6–26. https://doi.org/10.31388/2078-0877-2023-23-1-6-26.
5. 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.
6. Волошина А.А. Конструктивні особливості гідромашин планетарного типу, що застосовуються у гідроагрегатах мобільної техніки. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2013. Вип. 1. Т. 3. С. 65–86.
7. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 18–35. https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35.
8. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82–92. https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92.
9. Biernacki, K. Selection of the optimum tooth profile for plastic cycloidal gears. *Journal of mechanical engineering science*, 2014. 228 (18). 3395–3404.
10. Voloshina, A., Panchenko, A., Boltyansky, O., Panchenko, I., Titova, O. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor. *International Journal of Engineering and Technology*, 2018. 7 (4.3). 6–11. https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19544.
11. Kiurchev, S., Luzan, P., Zasiadko, A., Radionov, H., Boltianska, N. Influence of the flow area of distribution systems on changing the operating parameters of planetary hydraulic motors. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 012037. https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012037.
12. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Холод І.М., Волошин А.А. Вплив похибки зубчастого профілю роторів планетарного гідромотора на його технічний стан. *Праці ТДАТУ*, 2025. Вип. 25. Том 1. С. 36–44. https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-1-5.

13. Choi, T., Kim, M., Lee, G., Jung, S., Bae, J., Kim, C. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012, 134 (1), 011005-12. https://doi.org/10.1115/1.4004423.

14. 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.

15. 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.

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

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

18. 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. 138 (11). FE-15-1757. https://doi.org/10.1115/1.4033675.

19. Biernacki, K., Stryczek, J. Analysis of stress and deformation in plastic gears used in gerotor pumps. *Journal of strain analysis for engineering design*, 2010. 45 (7). 465–479.

20. Choi, T., Kim, M., Lee, G., Jung, S., Bae, J., Kim, C. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134 (1). 011005-12. https://doi.org/10.1115/1.4004423.

21. Biernacki, K. Methods of Increasing Loadability for the Plastic Cycloidal Gears. *Fundamentals of machine design*, 2012. 490. 156–165.

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

23. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C. Theoretical Analysis of an Original Rotary Machine. *Journal of Mechanical Design*, 2010. 132 (2). 024501. https://doi.org/10.1115/1.4000698.

24. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C. Design and simulation of meshing of a particular internal rotary pump. *Mechanism and Machine Theory*, 2012. 49. 104–116. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.11.001.

25. Gamez-Montero, P., 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. https://doi.org/10.1115/1.4006440.

26. Inaguma, Y. A practical approach for analysis of leakage flow characteristics in hydraulic pumps. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2013. 227. 980–991. https://doi.org/10.1177/0954406212456933.

27. Strmcnik, E., Majdic, F., Majdic, F. The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. *Tehnicki vjesnik-technical gazette*, 2018. 25 (2). 609–615, https://doi.org/10.17559/TV-20161201093324.

28. Osiński, P., Deptuła, A., Partyka, M. A. Hydraulic Tests of the PZ0 Gear Micropump and the Importance Rank of Its Design and Operating Parameters. *Energies*, 2022. 15 (9). 3068. https://doi.org/10.3390/en15093068.

29. Robison, A., Vacca, A. Multi-objective optimization of circular-toothed gerotors for kinematics and wear by genetic algorithm. *Mechanism and Machine Theory*, 2018. 128. 150–168. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.05.011.

30. Robinson, A., Vacca, A. Multi-Objective Optimization of Gerotor Port Design by Genetic Algorithm with Considerations on Kinematic vs. Actual Flow Ripple. SAE Technical Papers 2019-01-0827, SAE International: Warrendale, PA, USA, 2019; in press. https://doi.org/10.4271/2019-01-0827.

31. De Martin, A., Jacazio, G., Sorli, M. Optimization of gerotor pumps with asymmetric profiles through evolutionary strategy algorithm. *Machines*, 2019. 7. 17. https://doi.org/10.3390/machines7010017.

32. Hwang, Y.-W., Hsieh, C.-F. Geometric design using hypotrochoid and nonundercutting conditions for an internal cycloidal gear. *Journal of Mechanical Design*, 2007. 129 (4). 413–420. https://doi.org/10.1115/1.2437806.

33. Hsieh, C.F. Fluid and dynamics analyses of a gerotor pump using various span angle Designs. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134 (12). 121003. https://doi.org/10.1115/1.4007703.

34. Jacazio, G., De Martin, A. Influence of rotor profile geometry on the performance of an original low-pressure gerotor pump. *Mechanism and Machine Theory*, 2016. 100. 296–312.

https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.02.012.

35. Liu, H., Lee, J.-C., Yoon, A., Kim, S.-T. Profile design and numerical calculation of instantaneous flow rate of a gerotor pump. *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 2015. 3. 92–97. https://doi.org/10.4236/jamp.2015.31013.

36. Yang, D.C.H., Yan, J., Tong, S.-H. Flowrate formulation and displacement analyses for deviation function-based gerotor pumps. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2011. 225. 480–487. https://doi.org/10.1243/09544062JMES2203.

37. Bulgakov, V., Nikolaenko, S., Holovach, I., Adamchuk, V., Kiurchev, S., Ivanovs, S., Olt, J. Theory of grain mixture particle motion during aspiration separation. *Agronomy Research*, 2020. 18 (1). 18–37. https://doi.org/10.15159/AR.20.057.

38. Bulgakov, V., Nikolaenko, S., Holovach, I., Boris, A., Kiurchev, S., Ihnatiev, Y., Olt, J. Theory of motion of grain mixture particle in the process of aspiration separation. *Agronomy Research*, 2020. 18 (2). 1177–1188. https://doi.org/10.15159/AR.20.069.

39. 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. 18308004. https://doi.org/10.1109/IEPS.2018.8559548.

40. Ding, H., Lu., J, Jiang, B. A CFD model for orbital gerotor motor. IOP Conference Series: *Earth and Environmental Science*, 2012. 15 (6). 062006. https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/6/062006.

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

42. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernacki, K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 14 (3). 391–397. https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008.

43. Furustig, J., Almqvist, A., Pelcastre, L. A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors. *Journal of mechanical engineering science*, 2016. 230 (12). 2086-2097. https://doi.org/10.1177/0954406215590168.

44. Zhang, E., Chen, M., Deng, B. Parametric Design on Internal Gear of Cycloid Gear Pump with NX10.0. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2017. 250. 1–5. https://doi.org/10.1088/1757-899X/250/1/012068.

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

46. Shah, Y., Vacca, A., Dabiri, S. A fast lumped parameter approach for the prediction of both aeration and cavitation in Gerotor pumps. *Meccanica*, 2018. 53 (1–2). 175–191. https://doi.org/10.1007/s11012-017-0725-y.

47. Altare, G., Rundo, M. Advances in simulation of gerotor pumps: An integrated approach. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2016. 231. 1221–1236. https://doi.org/10.1177/0954406217694663.

48. Singh, R., Salutagi, S.S., Piotr, P., Madhavan, J. Study of Effect of Air Content in Lubrication Oil on Gerotor Pump Performance Using CFD Simulations. SAE Technical Papers 2019-26-0300. SAE International: Warrendale, PA, USA, 2019. 1–5. https://doi.org/10.4271/2019-26-0300.

49. Załuski, P. Influence of Fluid Compressibility and Movements of the Swash Plate Axis of Rotation on the Volumetric Efficiency of Axial Piston Pumps. *Energies*, 2022. 15 (1). 298. https://doi.org/10.3390/en15010298.

50.Van de Ven, J. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. – Part I: Modeling and Analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 2012. 135 (2). 021013-021013-13. https://doi.org/10.1115/1.4023062.

51.Van de Ven, J. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. – Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 2012. 135 (2). 021014-021014-7. https://doi.org/10.1115/1.4023063.

52. Rundo, M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. *Energies*, 2017. 10. 1261. https://doi.org/10.3390/en10091261.

53. Ruvalcaba, M.A., Hu, X. Gerotor fuel pump performance and leakage study. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2012. IMECE2011-62226. 807–815. https://doi.org/10.1115/IMECE2011-62226.

54. Volkov, G., Smirnov, V. Systematization and comparative scheme analysis of mechanisms of planetary rotary hydraulic machines. *MATEC Web of Conferences*, 2018. 224.

https://doi.org/10.1051/matecconf/201822402083.

55. Volkov, G., Kurasov, D. Planetary Rotor Hydraulic Machine with Two Central Gearwheels Having Similar Tooth Number. *Mechanisms and Machine Science*, 2018. 51. 435–446. https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5_21.

56. Volkov, G., Smirnov, V. Computation and structural methods to expand feed channels in planetary hydraulic machines. *Journal of Physics Conference Series*, 2019. 1210. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1210/1/012131.

57. Ivanovic´, L., Ilic´, A., Miloradovic´, D., Josifovic´, D. Modelling and simulation of the load in the epicyclic rotary pump with trochoidal gear profiles. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2018. 393. 1–9. https://doi.org/10.1088/1757-899X/393/1/012049.

58. Kyurchev, V., Kiurchev, S., Rezvaya, K., Pastushenko, A., Głowacki, S. Experimental Evaluation of the Impact of the Diametral Clearance on Output Characteristics of a Planetary Hydraulic Motor. DSMIE 2023: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI, LNME, Springer, Cham*, 2023. 2. 84–94. https://doi.org/10.1007/978-3-031-32774-2_9.

59. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. *Праці ТДАТУ*, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59–83. https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

60. 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. 1741. 012027. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012027.

61. Kiurchev, S., Abdullo, M.A., Vlasenko, T., Prasol, S., Verkholantseva, V. Automated Control of the Gear Profile for the Gerotor Hydraulic Machine. InterPartner 2022: *Advanced Manufacturing Processes IV, LNME, Springer, Cham*, 2023. 32–43. https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_4.

62. Yeremenko, O., Abdullo, M. A., Boltianska, N., Mikhalchenko, S., Verkholantseva, V. Reducing the Pulsation of the Working Fluid in Planetary Hydraulic Machines by Rational Design of Their Distribution Systems. DSMIE 2022: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. LNME. Springer, Cham*, 2022. 2. 133–143. https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_13.

63. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Pashchenko V., Zasiadko. A. Influence of the Shape of Windows on the Throughput of the Planetary Hydraulic Motor's Distribution System. DSMIE 2021: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. LNME. Springer, Cham*, 2021. 2. 146-155. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_15.

64. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2022. Вип. 12. Т. 1. https://doi.org/10.31388/2220-8674-2022-1-1.

65. Voloshina, A., Panchenko, A., Titova, O., Pashchenko, V., Zasiadko A. Experimental studies of a throughput of the distribution systems of planetary hydraulic motors. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 1. 012054. https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012054.

66. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромашин. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2019. № 1 (63). С. 55-60.

Стаття надійшла до редакції 03.11.2025
Стаття прийнята 11.11.2025
Статтю опубліковано 15.12.2025

CC BY

ENSURING THE OPERATIONAL CAPABILITY OF DISTRIBUTION SYSTEMS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES TAKING INTO ACCOUNT THE HYDRODYNAMIC COMPONENT

A. Voloshina[1], A. Panchenko[1], I. Panchenko[1], A. Zasiadko[2], A. Voloshin[3]
[1]*Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*
[2]*Berdyansk College of the Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*
[3]*Melitopol College of the Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*

Summary

Planetary hydraulic machines are primarily used to drive the running gear and operating components of mechatronic systems in self-propelled vehicles. The main drawback of planetary hydraulic machines is the unevenness of their output characteristics, caused by hydraulic and volumetric losses in the distribution system. These losses are caused by the inefficient design of the distribution system components, whose geometric parameters determine the required constant contact force between the fixed and moving distributors. Constant contact between the distributors is the basis for stabilizing the output characteristics of planetary hydraulic machines. Therefore, studying the processes occurring in the distribution system during planetary hydraulic motor operation to substantiate rational geometric parameters that ensure increased efficiency is a pressing task. To ensure the operability of planetary hydraulic motor distribution systems, rational geometric parameters for the stepped surfaces of the fixed and moving distributors, necessary for the formation of an oil film in the contact zone, have been substantiated. The developed calculation schemes, mathematical apparatus and mathematical model allow us to determine rational forces in the contact zone of the surfaces of the fixed and movable distributors during their design. A rational force in the contact zone ensures an increase in the productivity of the distribution system and the efficiency of the hydraulic motor as a whole. The research has established that rational design of the distribution system elements allows for a reduction force of pressing F_1 by 3...5%, subject to the condition $1.06 \leq F_1 / F_2 \leq 1.07$. This ratio of the forces of pressing F_1 and the repulsion F_2 forces made it possible to reduce the flow through the gap h in the distribution system of the planetary hydraulic motor by 26%. Such a reduction in the flow in the gap between the contacting surfaces of the fixed KP1 and movable KP2 distributors made it possible to increase the productivity of the distribution system by 2.4% by reducing volumetric losses (increasing the volumetric efficiency) of the planetary hydraulic motor.

Keywords: distribution system, movable and fixed distributors, contact zone, contact surface, distribution windows, leaks.