



УДК 621.225.001.4

А. І. Панченко¹, д.т.н. проф.

ORCID: 0000-0002-6113-1923

А. А. Волошина¹, д.т.н. проф.

ORCID: 0000-0003-4052-2674

І. А. Панченко¹, інж.

ORCID: 0000-0003-2150-4278

А. А. Волошин², інж.¹Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного²Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ

e-mail: voloshinaa2012@gmail.com, тел.: 097-526-26-03

ВПЛИВ ВЕЛИЧИНИ ДІАМЕТРАЛЬНОГО ЗАЗОРУ НА КІНЕМАТИКУ РУХУ ВНУТРІШНЬОГО РОТОРА ОРБІТАЛЬНОГО ГІДРОМОТОРА

Анотація. Дослідженням кінематики переміщення внутрішнього ротора орбітального гідромотора встановлено, що відсутність «жорсткого» кінематичного зв'язку між роторами дозволяє їм займати два положення: при значенні діаметрального зазору менше критичного («самогерметизація») роторів і при значенні діаметрального зазору більше критичного («розгерметизація»). Високе значення та сталість об'ємного ККД орбітального гідромотора пояснюється властивістю його роторів «самогерметизуватися» у процесі переміщення усуваючи перетікання. При зміні зазору між роторами в діапазоні 0.4...0.8 мм відбувається зменшення кутової швидкості від 34 до 27 рад/с, викликане додатковими переміщеннями внутрішнього ротора на ділянці. Зменшення об'ємного ККД на 18%, загального ККД на 35% та збільшення витрати витоків від 0 до 17 л/хв пояснюється наявністю витрати витоків між камерами високого та низького тиску («розгерметизація» роторів).

Ключові слова. Орбітальний гідромотор, ротор, самогерметизація, розгерметизація, діаметральний зазор, кутова швидкість, витрата витоків, ККД.

Постановка проблеми. Для приводу активних робочих органів самохідної техніки використовуються різні типи гідравлічних машин [1-4], але особлива увага приділяється орбітальним гідромоторам [2, 5, 6]. Орбітальні гідромотори відносяться до нових маловивчених гідромашин з високим крутним моментом і низькою частотою обертання вихідного валу. Ці гідромашини знайшли широке



застосування у мехатронних системах з безредукторним гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем будівельної, дорожньої, сільськогосподарської, бурової, комунальної, лісозаготівельної та іншої самохідної техніки.

Відмінною особливістю цих гідромоторів є наявність зовнішнього та внутрішнього роторів із спеціальним гіпоциклоїдальним профілем зубів [5, 6]. Між центрами роторів орбітального гідромотора відсутній «жорсткий» кінематичний зв'язок, що призводить до нестандартних змін його вихідних характеристик [7, 8]. Стабільність вихідних характеристик гідравлічних приводів самохідної техніки визначається параметрами гідромоторів, які застосовують у цих приводах.

Тому, для забезпечення стабілізації вихідних характеристик гідроприводів активних робочих органів будівельної, дорожньої, сільськогосподарської, комунальної та іншої самохідної техніки необхідні комплексні дослідження, спрямовані на вивчення питань зміни вихідних характеристик орбітального гідромотора. У зв'язку з цим питання дослідження впливу величини діаметрального зазору на кінематику руху роторів орбітального гідромотора, з метою стабілізації його вихідних характеристик, і як наслідок стабілізації вихідних характеристик гідроприводів самохідної техніки, є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень. Розроблено методику проектування гідравлічних мехатронних систем з елементами багатокритеріальної оптимізації, що дозволяє проектувати мехатронну систему із заданими вихідними характеристиками [9, 10], досліджено динамічні процеси мехатронних систем з планетарними гідромоторами з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик [11, 12], вивчено системи з гідравлічним приводом на шасі, що складається з аксіально-поршневого регульованого насоса та двох мехатронних модулів (ступиці колеса) з орбітальними гідравлічними двигунами [2]. Вплив конструктивних особливостей планетарних (орбітальних) гідромоторів на їх функціональні параметри не досліджувався.

В останні роки йде напружений пошук та вдосконалення застосовуваних гідромашин з метою створення максимально простих та технологічних конструкцій за мінімальної вартості [1]. Особлива увага приділяється розробці тихохідних гідромоторів, робочі елементи яких повинні мати низьку швидкість переміщення та розвивати високі крутні моменти. Таким вимогам задовольняють орбітальні та планетарні гідромашини [2, 11]. Обґрунтовано параметри варіювання, що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від конструктивних особливостей його системи роторів [13, 14] та розподільної системи [15-18]. Встановлено [18], що одним з основних вузлів у цих гідромашинах, що викликають



пульсації тиску, є його розподільна система. Обґрунтовано геометричні параметри елементів розподільних систем [19, 20], досліджено вплив геометричних параметрів та робочих процесів усередині розподільних систем орбітальних гідравлічних машин на зміну їх вихідних характеристик [4, 15]. Розглянуто сили, що діють у зубчастому циклоїдальному зачепленні [21], розроблено математичні моделі, що описують роботу роторів [22], зміну геометрії робочих поверхонь роторів [23] та навантажень у зубчастому зачепленні [24]. Представлені способи та методи підвищення несучої здатності циклоїдальних зубчастих коліс [25, 26], запропоновано оптимальний профіль зуба для циклоїдальних передач [27], розроблені математичні моделі, що описують взаємозв'язок конструктивних особливостей роторів і вихідних характеристик орбітального гідромотора [6], розглянуто ефекти зношування, що призводять до змін рельєфу поверхні орбітальних двигунів [28], запропоновано метод визначення надійності гідромотора шляхом моделювання змін технічного стану роторів [29]. Кінематика переміщення роторів не розглядалася.

Проведено теоретичний аналіз внутрішніх роторів епітрохідальних, гіпотрохідальних [30], оригінальних роторних [31] та гіпогероторних [32] гідромашин, представлена конструкція героторного профілю, заснована на теорії зачеплення [33]. Запропонована теорія зубчастого зачеплення для побудови математичної моделі внутрішнього циклу різницею зубів [34], отримана аналітична модель зносу без гідродинамічного ефекту [35] та математична модель [36], що дозволяє отримати повне визначення профілів ротора в параметричній формі. Досліджено вплив геометричних та кінематичних параметрів профілю зубчастої пари [37], виконано аналіз витіснення [38], проведено порівняльний аналіз аналітичних та чисельних розрахунків контактних напруг [39], запропоновано оптимальну конструкцію геротора для їх зниження [40]. Запропоновано метод факторного експерименту [41], представлено багатокритеріальну оптимізацію геометрії героторного зубчастого колеса [42] за допомогою генетичного алгоритму з урахуванням кінематичної та фактичної пульсації потоку [43] за допомогою алгоритмів еволюційної стратегії [44] з використанням пакетів ANSYS-CFX [45] та GEROLAB [46], проведено чисельний аналіз та експериментальна перевірка героторних насосів [47]. Запропоновано структурно-функціональну схему динамічної моделі мехатронної системи з планетарним гідромотором [48], проведено експериментальні дослідження пропускну здатності розподільних систем планетарних гідромоторів [49, 50], обґрунтовано параметри оптимізації елементів керування мехатронною системою з гідравлічним приводом [11]. Питання розрахунку, моделювання та



проектування орбітальних гідромоторів не розглядалися.

Аналіз проведених досліджень показує, що питання дослідження впливу величини діаметрального зазору на кінематику руху роторів орбітального гідромотора не приділялося достатньої уваги, що обмежує можливість проектування нових видів орбітальних гідромашин. Тому дана робота присвячена питанням дослідження впливу величини діаметрального зазору на кінематику руху роторів орбітального гідромотора, з метою прогнозування зміни його вихідних характеристик на етапах проектування, виготовлення та експлуатації.

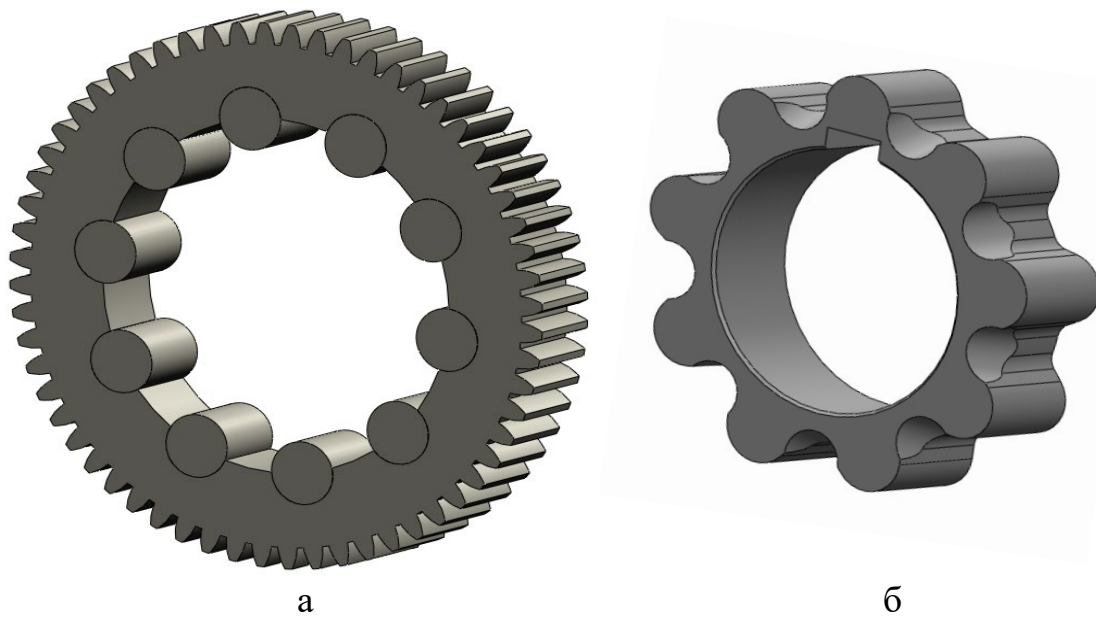
Формування мети статті. Прогнозування зміни вихідних характеристик орбітального гідромотора шляхом дослідження впливу величини діаметрального зазору на кінематику руху роторів орбітального гідромотора.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розробити фізичну модель та математичний апарат, що описує залежність зміни сталої кутової швидкості переміщення внутрішнього ротора орбітального гідромотора за наявності діаметрального зазору;
- обґрунтувати кінематику переміщення внутрішнього ротора орбітального гідромотора за наявності діаметрального зазору;
- дослідити зміну вихідних характеристик орбітального гідромотора шляхом моделювання кінематики руху його роторів за наявності діаметрального зазору.

Основна частина. Технологічні труднощі, пов'язані з виготовленням роторів планетарного гідромотора, викликані їх конструктивними особливостями, зумовлюють певну похибку форми зубчастої поверхні роторів (рис. 1), що призводять до коливань діаметрального зазору між зовнішнім (рис. 1, а) та внутрішнім (рис. 1, б) роторами [5, 6, 51, 52]. В процесі експлуатації, коливання діаметрального зазору чинять негативний вплив на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Отже, реальне з'єднання роторів планетарного гідромотора відрізняється від теоретичного наявністю діаметрального зазору та відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між внутрішнім і зовнішнім роторами [5, 6, 51, 52]. Тому, дослідження впливу діаметрального зазору між внутрішнім і зовнішнім роторами планетарного гідромотора на зміну його вихідних характеристик є актуальною задачею, рішення якої дозволить забезпечувати стабільність вихідних параметрів планетарних гідромоторів на стадії проектування.

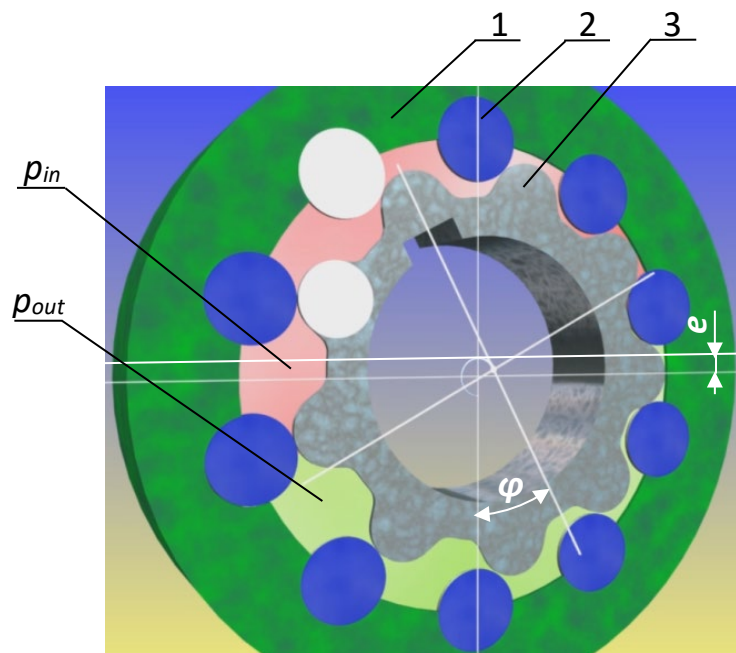


а – зовнішній ротор (ротор); б – внутрішній ротор (шестерня).
Рисунок 1. Елементи витискувальної системи

Основою планетарного гідромотора є витискувальна система (рис. 2) що складається із зовнішнього нерухомого ротора 1 і внутрішнього рухомого ротора 3. Для зниження контактних навантажень між відповідними зубами роторів, зуб'я 2 зовнішнього ротора 1 виконують у вигляді вставних роликів. При роботі гідромотора, під дією тиску нагнітання p_{in} робочої рідини внутрішній ротор 3 повертається на кут переміщення відносно зовнішнього ротора 1. При русі внутрішнього ротора 3 його центр описує коло радіусом e навколо центру зовнішнього ротора 1.

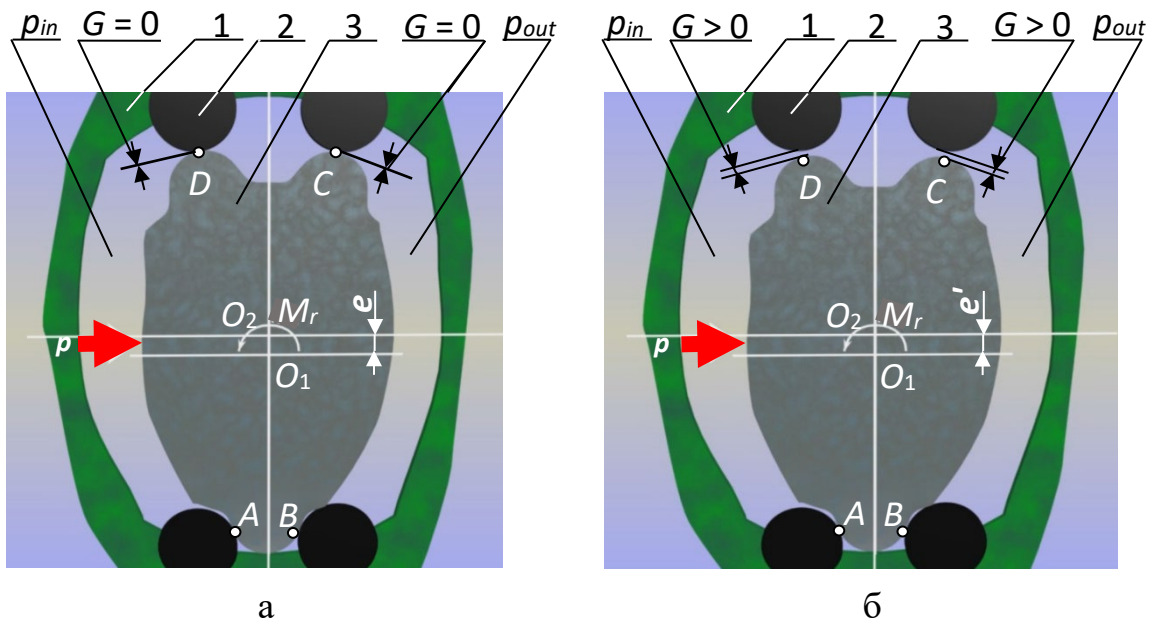
Похибки апроксимації гіпоциклоїдального контуру профілю зубів зовнішнього 1 та внутрішнього 3 роторів, допуски на їх виготовлення призводять до наявності початкового діаметрального зазору G у розташуванні роторів (рис. 3). При роботі планетарного гідромотора, в результаті зношування зубів його роторів діаметральний зазор G постійно збільшується [5, 6, 48]. Тому, при дослідженні кінематики переміщення роторів планетарного гідромотора розрізняють два випадки розташування роторів: теоретичний (рис. 3, а) та реальний (рис. 3, б).

При теоретичному розташуванні роторів (рис. 3 а) діаметральний зазор G відсутній ($G = 0$). Один із зубів внутрішнього ротора 3 завжди торкається двох зубів 2 зовнішнього ротора 1 в точках A і B , а діаметрально протилежні зуби внутрішнього ротора 3 контактують із зубами 2 зовнішнього ротора 1 в точках C і D .



1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик) зовнішнього ротора; 3 – внутрішній ротор; e – ексцентриситет; φ – кут переміщення внутрішнього ротора щодо зовнішнього; p_{in} – тиск робочої рідини на вході в гідромотор; p_{out} – тиск робочої рідини на виході з гідромотора

Рисунок 2. Схема розташування роторів планетарного гідромотора:



e и e' – ексцентриситет; O_1 и O_2 – центра внутрєнного и внешнего роторов, соответственно; M_r – момент сопротивления нагрузки; 1 – внешний ротор; 2 – зуб (ролик); 3 – внутренний ротор

Рисунок 3. Исходное положение роторов для: а – теоретического расположения ($G = 0$); б – реального расположения ($G > 0$)



Точки торкання зубів A , D і B , C завжди розташовані по різні сторони лінії центрів роторів, що дозволяє відокремлювати зону високого тиску p_{in} від зони низького тиску p_{out} без додаткових конструктивних елементів. Необхідно відзначити, що між рештою пар зубів роторів, що знаходяться в інтервалі точок контакту A , D і B , C , відповідно, зазор $G > 0$.

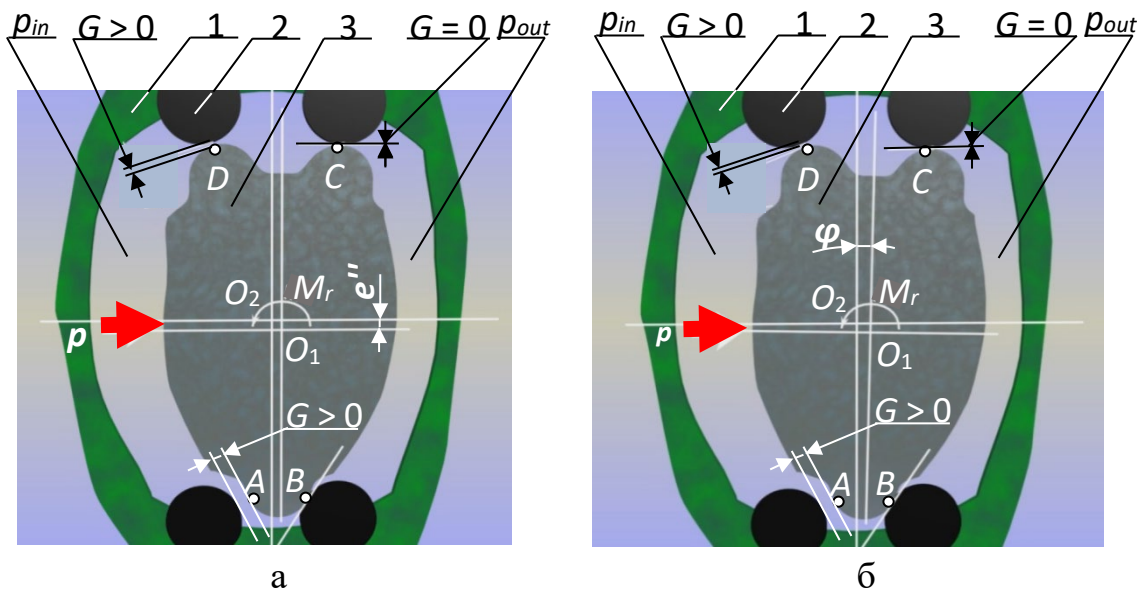
Таке контактування роторів обумовлено тільки геометрією профілів їх зубів, що сполучаються, та забезпечує кінематичний зв'язок між центрами роторів O_1 і O_2 , розташованих на відстані рівній ексцентриситету e . На внутрішній ротор 3 діють: результуюча сила P від тиску нагнітання p_{in} робочої рідини та момент M_r у точці O_1 . Під дією результуючої сили P внутрішній ротор 3 з числом зубів z_1 , переміщаючись плоско-паралельно, повертається на кут φ , обкочуючись по внутрішньому ротору 1 передаючи крутний момент M_{tor} .

При реальному розташуванні роторів (рис. 3 б) завжди є діаметральний зазор $G > 0$, пов'язаний з технологічними особливостями виготовлення і необхідний для компенсації температурних розширень роторів. У вихідному положенні внутрішній ротор 3 одним зі своїх зубів торкається двох зубів 2 зовнішнього ротора 1 в точках A і B . Аналогічні точки C і D двох діаметрально протилежних зубів ротора 3 знаходяться на відстані G від відповідних зубів 2 ротора 1. Так як при реальному розташуванні роторів відсутній «жорсткий» кінематичний зв'язок між центрами роторів O_1 і O_2 , відстань між ними змінюється і дорівнює $e = e + G/2$. Зона високого тиску p_{in} при реальному розташуванні роторів, гідравлічно замикається через подвійну щілину висотою G (у точках D і C) із зоною низького тиску p_{out} , викликаючи перетічки, що зменшують об'ємний ККД планетарного гідромотора. Таке положення роторів (рис. 1.3, б) умовимося називати положенням I.

У положенні I (рис. 3, б) на ротор 3 діють ті ж сили, що і при теоретичному розташуванні роторів, тому для подальшого дослідження переміщення роторів орбітального гідромотора скористаємося схемою, представленою на рис. 4.

Під дією результуючої сили P внутрішній ротор 3 буде переміщатися з положення I у положення II (рис. 4, а) до дотику діаметрально протилежного зуба ротора 3 з відповідним зубом ротора 1 в точці C . Переміщаючись в положення II, внутрішній ротор 3 рухається поступово вгору, рухаючись за нормаллю, прикладеною в точці B , аналогічно переміщенню поршня гідроциліндра. При переміщенні з положення I у положення II внутрішній ротор 3 не може повернутися на кут переміщення φ , під дією моменту опорів навантаження M_r . Переміщаючись у положення II ротор 3 «спливає» на

величину діаметрального зазору G змінюючи відстань між центрами O_1O_2 роторів, роблячи його рівним $e' = e - G/2$. Такий «сплив» ротора 3 планетарного гідромотора викликаний відсутністю «жорсткого» кінематичного зв'язку між центрами роторів O_1O_2 , що дозволяє роторам займати різні положення в діапазоні діаметрального зазору G . У положенні II відбувається «самогерметизація» роторів, так як точки торкання роторів B і C розділяють зони високого p_{in} та низького p_{out} тиску, усуваючи перетікання.



e'' – ексцентриситет; φ – кут переміщення внутрішнього ротора; O_1 та O_2 – центру внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно; M_r – момент опорів навантаження; 1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик); 3 – внутрішній ротор;

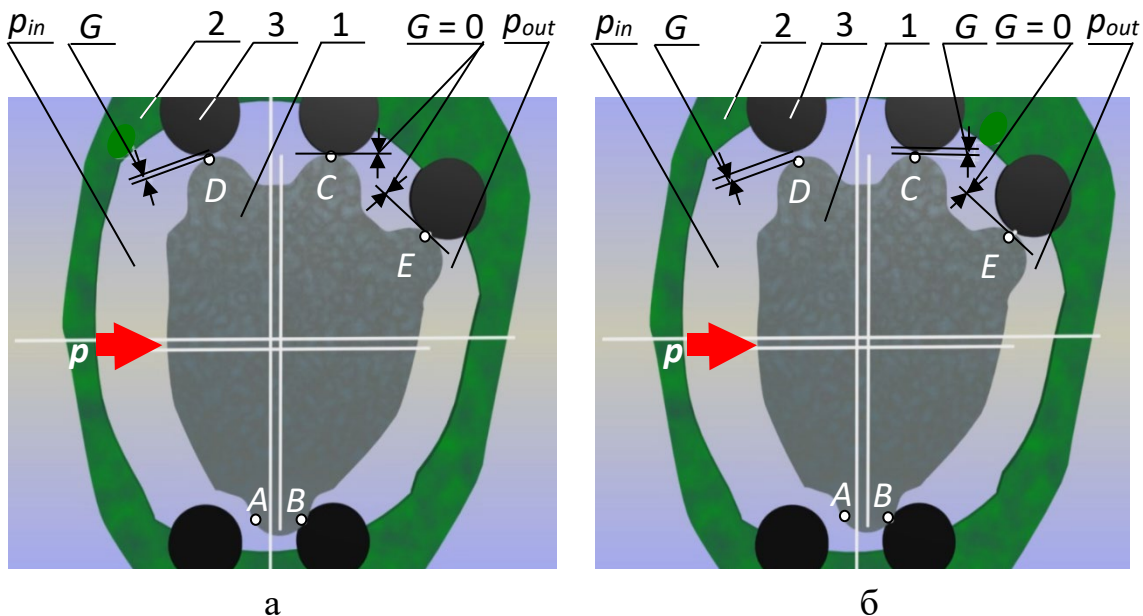
Рисунок 4. Схема переміщення внутрішнього ротора при реальному розташуванні: а – «сплив» внутрішнього ротора; б – поворот внутрішнього ротора

Після «спливу», під дією результуючої сили P , внутрішній ротор 3 передаючи крутний момент M_{tor} , повертається на кут φ займаючи положення III (рис. 4, б). У положенні III так само відбувається «самогерметизація» роторів, оскільки точки їх дотику B і C розділяють зони високого p_{in} і низького p_{out} тисків усуваючи перетікання.

Отже, наявність діаметрального зазору G у реальному розташуванні роторів не викликає перетікань у радіальному напрямку, оскільки відсутність «жорсткого» кінематичного зв'язку між роторами дозволяє їм займати положення, при якому відбувається «самогерметизація». Тому можна стверджувати, що збільшення діаметрального зазору G в процесі зносу роторів не будуть впливати на зменшення об'ємного ККД планетарного гідромотора. Привертає увагу

«вимушене» переміщення внутрішнього ротора 3, при якому він займає додаткове проміжне положення II (рис. 4, а). На це переміщення витрачається додатковий час, що позначається на зниженні кутової швидкості обертання внутрішнього ротора 3 і як наслідок валу планетарного гідромотора.

Аналіз кінематики руху внутрішнього ротора [51, 52] показав, що відсутність між роторами «жорсткого» кінематичного зв'язку, за наявності діаметрального зазору G , дозволяє внутрішньому ротору займати 1 положення з торканням в точках B і C (рис. 5, а). У цьому положенні і відбувається «самогерметизація» роторів, незважаючи на наявність діаметрального зазору G у точці D . При значенні діаметрального зазору G рівному своєму критичному значенню G_{lim} ($G = G_{lim}$) відбувається одночасне торкання зубів внутрішнього ротора 1 з зубами 3 зовнішнього ротора 2 в трьох точках B , C та E (рис. 5, а).



а – при $G = G_{lim}$; б – при $G > G_{lim}$; p_{in} – камера високого тиску; p_{out} – камера низького тиску; 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зуб (ролик)

Рисунок 5. Схема кінематики руху «спливання» внутрішнього ротора планетарного гідромотора зі збільшенням діаметрального зазору

При експлуатації планетарного гідромотора подальше збільшення діаметрального зазору G пов'язано зі зносом зубчастої поверхні його роторів. Коли значення діаметрального зазору G більше критичного G_{lim} ($G > G_{lim}$), то переміщення внутрішнього ротора 1 під дією сили тиску робочої рідини p (при його «спливі») призводить до утворення зазору G у точці C при контакті зубів у точках B та E (рис. 5, б). Наявність зазору G у точці C (рис. 5, б) говорить про те, що при



значеннях діаметрального зазору G більше критичного G_{lim} ($G > G_{lim}$), «самогерметизація» між камерами високого p_{in} і низького p_{out} тисків відсутня. Відсутність ефекту «самогерметизації» говорить про те, що між камерами нагнітання p_{in} і зливу p_{out} з'явилася витрата витоків і, отже, характеристики планетарного гідромотора при значенні діаметрального зазору $G > G_{lim}$ будуть змінюватися як у стандартної гідромашини об'ємної дії.

Аналіз кінематики переміщення роторів планетарних гідромашин [51, 52] дозволяє зробити висновок, що наявність діаметрального зазору G і відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами викликає додаткові переміщення роторів, змінюючи кінематику їх руху. Явище «самогерметизації» роторів планетарного гідромотора, викликане їх додатковими переміщеннями, обумовлює нестандартну зміну деяких вихідних характеристик гідромоторів даного типу. До нестандартних змін вихідних характеристик планетарного гідромотора відносяться: відсутність витрати витоків, немінуча за наявності зазору між роторами, і, як наслідок, стабілізація об'ємного ККД; зменшення кутової швидкості обертання вала гідромотора внаслідок додаткових переміщень ротора. Тому, для прогнозування зміни частоти обертання валу планетарного гідромотора в залежності від діаметрального зазору G , необхідно визначити залежності зміни сталої кутової швидкості обертання при теоретичному і реальному положенні його роторів.

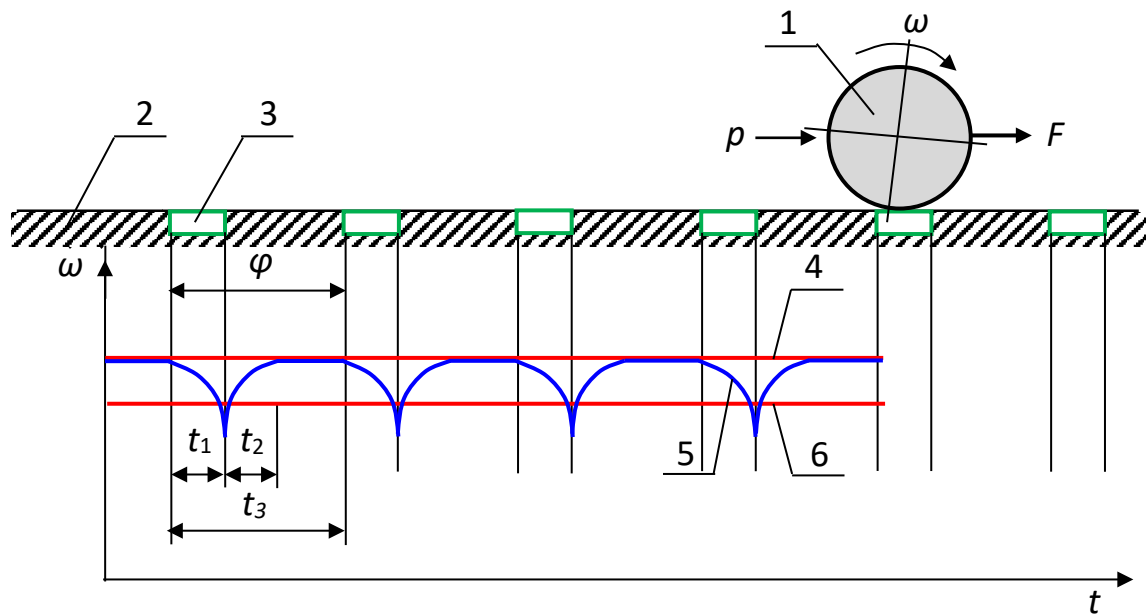
За допомогою розробленої фізичної моделі (рис. 6), що пояснює принцип роботи планетарного гідромотора, продемонстровано переміщення внутрішнього ротора 1, який під дією результуючої сили тиску робочої рідини p без ковзання котиться по «нескінченній» розгортці зовнішнього ротора 2. При відсутності діаметрального зазору теоретична кутова швидкість ω_T внутрішнього ротора 1 (рис. 6, крива 4) дорівнюватиме [51, 52]:

$$\omega_T = \frac{\pi \cdot Q}{30 \cdot V_0},$$

де Q – витрата робочої рідини, пройденої через гідромотор;

V_0 – робочий об'єм планетарного гідромотора.

Проведеними дослідженнями встановлено [5, 6, 51, 52], що за наявності діаметрального зазору та відсутності «жорсткого» кінематичного зв'язку між роторами планетарного гідромотора, під впливом тиску робочої рідини внутрішній ротор «спливає», тобто. переміщається без обертання. На фізичній моделі (рис. 6) внутрішній ротор 1, переміщаючись у зоні спливання 3, рухається без обертання, поступально (ковзає).



1 – внутрішній ротор; 2 – "нескінченна" розгортка зовнішнього ротора; 3 – зона «спливання» (уповільнення); 4 – теоретична кутова швидкість переміщення; 5 – реальна швидкість переміщення; 6 – середня швидкість переміщення внутрішнього ротора; t_1 – час "спливу"; t_2 – час розгону внутрішнього ротора; t_3 – загальний час повороту внутрішнього ротора

Рисунок 6. Фізична модель переміщення внутрішнього ротора за наявності діаметрального зазору

Час «спливання» t_1 необхідний для переміщення внутрішнього ротора 1 (рис. 6) у зоні «спливання» 3 (довжина ділянки ковзання) визначається величиною діаметрального зазору. Під час «спливу» t_1 відбувається уповільнення кутової швидкості ω_p обертання внутрішнього ротора 1. Після «самогерметизації» роторів, під час повороту t_2 внутрішнього ротора 1, на початку спостерігається його розгін протягом часу t_3 . Тому реальне значення кутової швидкості ω_p , з урахуванням поступальних переміщень (ковзання) внутрішнього ротора 1 можна зобразити кривою 5, а середнє значення параметра ω_p – кривою 6 (рис. 6).

При визначенні середнього значення параметра кутової швидкості ω_p (рис. 6, крива 6) прийемо наступні припущення: всі ділянки зони «спливання» 3 рівні між собою і визначаються величиною діаметрального зазору G , а час «спливання» t_1 (уповільнення) внутрішнього ротора 1 дорівнює часу його розгону t_2 .

Так як під час «спливання» внутрішній ротор 1 переміщається поступально, на величину діаметрального зазору G , то з урахуванням геометричних параметрів внутрішнього ротора 1, час «спливання» t_1 можна визначити, як [51, 52]:



$$t_1 = \frac{G \cdot D_{e1} \cdot b_1}{4Q \cdot \cos \delta}, \quad (1)$$

де D_{e1} – діаметр розташування центру зубів внутрішнього ротора 1;
 b_1 – ширина внутрішнього ротора 1;
 $\cos \delta$ – кут нормалі «спливання».

Звідси випливає, що зі збільшенням діаметрального зазору G (при зносі) час «спливу» t_1 зростає.

Кут повороту φ внутрішнього ротора 1, який здійснюється протягом часу t_3 залежить від числа його зубів z_1 і дорівнює $\varphi = 2 \cdot \pi / z_1$.

Тоді, з урахуванням прийнятих припущень, маємо:

$$\omega_T = \frac{2\pi \cdot /z_1}{t_3 - 2t_1}, \quad (2)$$

$$\omega_p = \frac{2\pi \cdot /z_1}{t_3}, \quad (3)$$

З рівняння (2) визначимо загальний час повороту t_3 внутрішнього ротора, що характеризує швидкість повороту

$$t_3 = \frac{2\pi}{\omega_T \cdot z_1} - 2t_1. \quad (4)$$

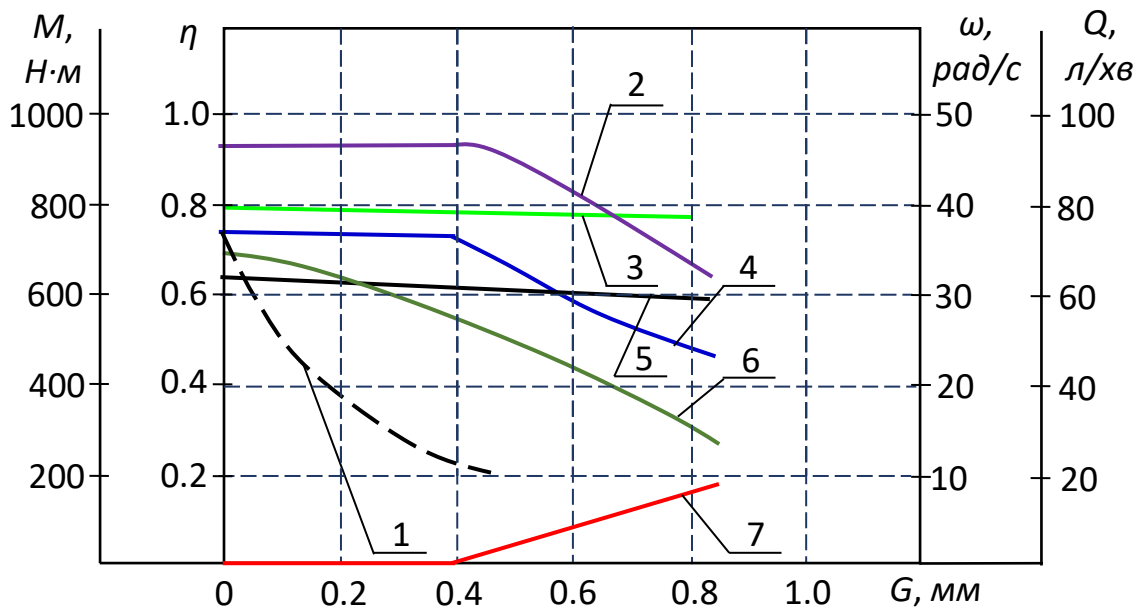
Дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора планетарного гідромотора за наявності діаметрального зазору G , дозволили отримати математичний апарат, що описує залежність зміни сталої кутової швидкості ω_p , яка визначається сукупністю рівнянь (1), (2), (3) і (4).

В результаті теоретичних досліджень розроблено фізичні моделі та математичний апарат, що дозволяють описати взаємозв'язок конструктивних особливостей внутрішнього і зовнішнього роторів та вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Дослідження зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора за наявності діаметрального зазору проводилося шляхом моделювання кінематики руху роторів за допомогою системи динамічного моделювання VisSim. Моделювання проводилося для планетарного гідромотора потужністю 22 кВт з робочим об'ємом 250 см³ залежно від зміни значень діаметрального зазору G між його роторами [51, 52]. При дослідженні процесів зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від зміни діаметрального зазору G (рис. 7) використовувався розроблений математичний апарат.

Дослідження зміни загального ККД стандартної роторної гідромашини об'ємного принципу дії проводилося за даними аксіально-поршневого гідромотора MFS90 з робочим об'ємом 89 см³ [51, 52]. Під

час визначення загального ККД аксіально-поршневого гідромотора використовували загальновідомі математичні залежності.



1 – загального ККД аксіально-поршневого гідромотора; 2 – об'ємного ККД; 3 – гідромеханічного ККД; 4 – загального ККД; 5 – крутного моменту M_{tor} ; 6 – кутової швидкості ω ; 7 – витрати витоків Q_r
Рисунок 7. Залежність зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора від діаметрального зазору

Аналіз залежності зміни функціональних характеристик планетарного гідромотора від діаметрального зазору G з урахуванням кінематики переміщення його роторів показує (рис. 7), що вони відрізняються від характеристик звичайних гідромашин об'ємної дії. Привертає увагу характер кривої 1, що характеризує залежність зміни загального ККД стандартної гідромашини об'ємної дії від зміни зазору між роторами (рис. 7). При зміні цього зазору в діапазоні 0...0,4 мм загальний ККД гідромашини об'ємної дії зменшується в 3,6 рази (0,75...0,21), що пояснюється перетічками, що зростають між її роторами. Загальний ККД планетарного гідромотора (рис. 7, крива 4) при аналогічних змінах діаметрального зазору G залишається практично незмінним, оскільки гідромеханічний та об'ємний ККД цієї гідромашини не змінюють своїх значень.

Високе значення (0,92) та сталість об'ємного ККД (рис. 7, крива 2) планетарного гідромотора пояснюється властивістю його роторів «самогерметизуватися» у процесі переміщення, усуваючи перетікання в діаметральному напрямку.

Постійне значення гідромеханічного ККД (рис. 7, крива 3) і крутного моменту (рис. 7, крива 5) при зміні зазору між роторами



гідромашин об'ємної дії це нормальне явище для всіх гідромашин такого типу.

На особливу увагу заслуговує зміна кутової швидкості обертання валу планетарного гідромотора (рис. 7, крива 6) значення якої зменшуються від 35 до 27 рад/с при збільшенні зазору від 0 до 0,4 мм. Така зміна кутової швидкості валу планетарного гідромотора пояснюється додатковими переміщеннями його внутрішнього ротора, що виникли за наявності діаметрального зазору та відсутності «жорсткого» кінематичного зв'язку між центрами його роторів.

Аналіз представлених залежностей показує (рис. 7), що критичне значення діаметрального зазору дорівнює $G_{lim} = 0.4$ мм. При зміні діаметрального зазору G , залежно від ступеня зношування зубчастих поверхонь роторів, зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора можна розділити на дві ділянки. Перша ділянка при значеннях діаметрального зазору $G = 0 \dots 0.4$ мм менше критичного G_{lim} ($G < G_{lim}$), а друга при значеннях діаметрального зазору $G = 0.4 \dots 0.8$ мм більше критичного G_{lim} ($G > G_{lim}$).

Усі розглянуті залежності (рис. 7, криві 2, 3, 4, 5 і 7) зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від діаметрального зазору, представлені на першій ділянці (при $G < G_{lim}$) паралельні осі абсцис. Це свідчить про «самогерметизацію» роторів планетарного гідромотора, у яких відсутня «жорстка» міжцентрова відстань.

Порівняння залежностей зміни загального ККД (рис. 7, крива 1) аксіально-поршневого гідромотора та загального ККД планетарного гідромотора (рис. 7, крива 4) вказує на суттєву різницю в характері їх зміни. Така відмінність пояснюється тим, що у стандартної роторної гідромашини об'ємної дії при значеннях діаметрального зазору $G = 0 \dots 0.4$ мм (перша ділянка) мають місце великі витоки в робочих камерах. У зв'язку з цим об'ємний ККД, а отже, і загальний ККД аксіально-поршневого гідромотора, зменшується до значення 0.2, що унеможливорює його подальшу експлуатацію.

Привертає увагу різке зменшення кутової швидкості від 34 до 27 рад/с (рис. 7, крива 6), викликане додатковими переміщеннями внутрішнього ротора планетарного гідромотора на ділянці, що розглядається.

Характер зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора (рис. 7), що представлені на другій ділянці (при $G > G_{lim}$) підтверджує дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора та пояснює нестандартні зміни розглянутих характеристик. При значеннях діаметрального зазору $G = 0.4 \dots 0.8$ мм зміна загального ККД аксіально-поршневого гідромотора (рис. 7, крива 1) не розглядалася через непрацездатність гідромашини в цьому діапазоні зазорів між



робочими елементами.

Усі інші залежності (рис. 7, криві 2, 3, 4, 5, 6 та 7) зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора від діаметрального зазору, що представлені на другій ділянці (при $G > G_{lim}$) можна розділити на дві групи.

Перша група – це залежності, характер зміни яких є продовженням відповідних залежностей, зазначених на першій ділянці ($G < G_{lim}$). До цієї групи (рис. 7) відносяться залежності зміни гідромеханічного ККД (рис. 7, крива 3), крутного моменту (рис. 7, крива 5) і кутової швидкості (рис. 7, крива 6), характер зміни яких залишився незмінним. У діапазоні зміни діаметрального зазору $G = 0...0.8$ мм зменшення гідромеханічного ККД становлять 3% (0.8...0.78), крутного моменту – 5% (620...595 Н·м), а кутової швидкості – 56% (34...15 рад/с).

Друга група – це залежності, характер зміни яких різко відрізняється від відповідних залежностей, представлених першому ділянці ($G < G_{lim}$). До цієї групи належать (рис. 7) залежності зміни об'ємного ККД (рис. 7, крива 2), загального ККД (крива 4) та витрати витоків (рис. 7, крива 7). У діапазоні зміни діаметрального зазору $G = 0.4...0.8$ мм зменшення об'ємного ККД становить 18% (0.94...0.68), загального ККД – 35% (0.73...0.48) та спостерігається збільшення витрати витоків від 0 до 17 л/хв. Ці зміни підтверджують дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора та пояснюються наявністю витрати витоків (рис. 7, крива 7) через зазор G , що утворився в точці C торкання зубів роторів (рис. 5, б). Наявність витрати витоків (рис. 7, крива 7) між камерами високого і низького тисків (рис. 1.5) є фактором, що знижує об'ємний (рис. 7, крива 2), і як наслідок, загальний ККД (рис. 7, крива 4) досліджуваного планетарного гідромотора за зміни діаметрального зазору в діапазоні $G = 0.4...0.8$ мм.

Проведені дослідження дозволяють прогнозувати зміни вихідних характеристик планетарних гідромоторів та гідроприводів самохідної техніки в цілому як на стадії розробки, так і на стадії проектування.

Висновок. В результаті проведених досліджень розроблено кінематичну схему переміщення роторів планетарного гідромотора, яка дозволила обґрунтувати кінематику руху роторів планетарного гідромотора та проаналізувати зміну його вихідних характеристик.

Дослідження фізичної моделі переміщення внутрішнього ротора планетарного гідромотора дозволили отримати математичний апарат, що описує залежності зміни реального значення кутової швидкості в залежності від діаметрального зазору. Це дозволить визначати кількісні значення діаметрального зазору (знос зубчастих поверхонь роторів) у процесі експлуатації планетарного гідромотора.

Аналіз досліджень зміна вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом моделювання кінематики руху його роторів



показує, що до нестандартних змін вихідних характеристик гідромоторів даного типу відносяться зміни загального ККД і зміни кутової швидкості обертання його валу. При зміні зазору між роторами в діапазоні 0...0,4 мм загальний ККД гідромашини об'ємної дії зменшується в 3,6 рази (0,75...0,21), що пояснюється перетічками, які зростають між її роторами. Загальний ККД планетарного гідромотора за аналогічних змін діаметрального зазору G залишається практично незмінним.

Високе значення (0,92) та сталість об'ємного ККД планетарного гідромотора пояснюється властивістю його роторів «самогерметизуватися» у процесі переміщення усуваючи перетікання в діаметральному напрямку.

Аналіз досліджень зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом моделювання кінематики руху його роторів показує, що при значеннях діаметрального зазору 0...0.4 мм на першій ділянці всі розглянуті залежності зміни вихідних характеристик орбітального гідромотора від діаметрального зазору паралельні осі абсцис. Це свідчить про «самогерметизацію» роторів орбітального гідромотора, проте, привертає увагу значне від 34 до 27 рад/с зменшення кутової швидкості, викликане додатковими переміщеннями внутрішнього ротора.

Характер зміни вихідних характеристик, представлених на другій ділянці, підтверджує дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора і пояснює нестандартні зміни розглянутих характеристик. При значеннях діаметрального зазору 0.4...0.8 мм, усі отримані залежності зміни вихідних характеристик поділяються на дві групи:

– перша група – це залежності зміни гідромеханічного ККД, крутного моменту та кутової швидкості, характер зміни яких залишився незмінним. Встановлено, що зменшення гідромеханічного ККД становлять 3%, крутного моменту – 5 %, а кутової швидкості – 56 %. Зменшення кутової швидкості від 34 до 27 рад/с викликано додатковими переміщеннями внутрішнього ротора на ділянці, що розглядається;

– друга група – це залежності, що характеризують зменшення об'ємного ККД на 18%, загального ККД на 35% та збільшення витрати витоків від 0 до 17 л/хв. Ці зміни підтверджують дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора і пояснюються наявністю витрати витоків між камерами високого та низького тисків, і тому є фактором, що знижує об'ємний і, як наслідок, загальний ККД гідромотора, що досліджується.

Список використаних джерел



1. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. 12 (12). 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>.
2. 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.
3. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. In: Ivanov, V. (eds). *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II*. DSMIE 2019: LNME. Springer, Cham. 2019. 732–741. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_73.
4. 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. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>.
5. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Panchenko I., Titova O. The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. 7 (4.3). 1–5. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19542>.
6. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ. 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>.
7. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Titova O., Pastushenko A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. 708 (1). 012017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012017>.
8. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ. 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82–92. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92>.
9. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I., Zasiadko A. The Study of Dynamic Processes of Mechatronic Systems with Planetary Hydraulic Motors. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds). *Advanced Manufacturing Processes II*. InterPartner 2020: LNME. Springer, Cham. 2021. 704–713. https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_68.
10. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з



гідравлічним приводом. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ. 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58–72. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72>.

11. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O., Caldare A. Design of Hydraulic Mechatronic Systems with Specified Output Characteristics. In: Ivanov, V. (eds). *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III*. DSMIE 2020: LNME. Springer, Cham. 2020. 42–51. https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_5.

12. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ. 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 18–35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35>.

13. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Milaeva I., Pastushenko A. Prediction of Changes in the Output Characteristics for the Planetary Hydraulic Motor. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds). *Advanced Manufacturing Processes II*. InterPartner 2020: LNME. Springer, Cham. 2021. 744–754. https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_72.

14. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ. 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91–105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>.

15. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Zasiadko A. Geometrical Parameters for Distribution Systems of Hydraulic Machines *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham. 2019. 323–336. https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_34.

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

17. 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>.

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

19. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O., Zasiadko A. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. 708 (1). 012038. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012038>.

20. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.,



Пастушенко С. І. Обґрунтування розташування вікон розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ. 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 3–20. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-3-20>.

21. Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2010. 10 (224). 2257–2269.

22. Gamez-Montero 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. 5 (134). No: 054502-7. <https://doi.org/10.1115/1.4006440>.

23. 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. 1 (134). 011005-12. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>.

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

25. Biernacki K. Analysis of the Material and Design Modifications Influence on Strength of the Cycloidal Gear. *System International journal of precision engineering and manufacturing*. 2015. 3 (16). 537–546.

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

27. Biernacki K. Selection of the optimum tooth profile for plastic cycloidal gears. *Proceedings of the institution of mechanical engineers part c-journal of mechanical engineering science*. 2014. 18 (228). 3395–3404. <https://doi.org/10.1177/0954406214531408>.

28. Furustig J., Almqvis A., Bates C., Ennemark P., Larsson R. A twoscale mixed lubrication wearing-in model, applied to hydraulic motors. *Tribology International*. 2015. 90. 248–256. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.04.033>.

29. Furustig J, Almqvist A and Pelcastre, L A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors *Proceedings of the institution of mechanical engineers part c-journal of mechanical engineering science*. 2016. 12 (230). 2086–2097. <https://doi.org/10.1177/0954406215590168>.

30. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C. Theoretical analysis of internal epitrochoidal and hypotrochoidal machines. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 2009. 223. 1469–1480. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES1163>.

31. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C. Theoretical Analysis of an Original Rotary Machine. *J. Mech. Des.* 2010. 132(2). 024501. <https://doi.org/10.1115/1.4000698>.

32. Kwon, S.-M., Kang, H.S., Shin, J.-H. Rotor profile design in a



hypogerotor pump. *J. Mech. Sci. Technol.* 2010. 23. 3459–3470. <https://doi.org/10.1007/s12206-009-1007-y>.

33. Hsieh, C.-F., Hwang, Y.-W. Geometric design for a gerotor pump with high area efficiency. *J. Mech. Des.* 2007. 129, 1269–1277. <https://doi.org/10.1115/1.2779887>.

34. Hwang, Y.-W., Hsieh, C.-F. Geometric design using hypotrochoid and nonundercutting conditions for an internal cycloidal gear. *J. Mech. Des.* 2007. 129 (4), 413–420. <https://doi.org/10.1115/1.2437806>.

35. Kwon, S.-M., Kim, C.-H., Shin, J.-H. Analytical wear model of a gerotor pump without hydrodynamic effect. *J. Adv. Mech. Des. Syst. Manuf.* 2008. 2, 230–237. <https://doi.org/10.1299/jamdsm.2.230>.

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

37. Ivanovic', L.; Mackic', T.; Stojanovic', B. Analysis of the instantaneous friction coefficient of the trochoidal gear pair. *J. Balk. Tribol. Assoc.* 2016. 22. 281–293.

38. Yang, D.C.H., Yan, J., Tong, S.-H. Flowrate formulation and displacement analyses for deviation function-based gerotor pumps. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 2011. 225, 480–487. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2203>.

39. Ivanovic', L., Rakic', B., Stojanovic', B., Matejic', M. Comparative analysis of analytical and numerical calculations of contact stresses at rotational elements of gerotor pumps. *Appl. Eng. Lett.* 2016. 1. 1–7.

40. Kwak, H.-S., Li, S.-H., Kim, C. Optimal design of the gerotor (2-ellipses) for reducing maximum contact stress. *J. Mech. Sci. Technol.* 2016. 30. 5595–5603. <https://doi.org/10.1007/s12206-016-1128-z>.

41. Ivanovic', L.T., Velic'kovic', S.N., Stojanovic', B.Ž., Kandevara, M., Jakimovska, K. The selection of optimal parameters of gerotor pump by application of factorial experimental design. *FME Trans.* 2017. 45. 159–164.

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

43. 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. 2019-01-0827. <https://doi.org/10.4271/2019-01-0827>.

44. 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>.

45. Bae, J., Kwak, H., San, S., Kim, C. Design and CFD analysis of



gerotor with multiple profiles (ellipse–involute–ellipse type and 3-ellipses type) using rotation and translation algorithm. *Proc. IMechE Part C*. 2016. 230. 804–823. <https://doi.org/10.1177/0954406215583888>.

46. Gamez-Montero, P.J., Castilla, R., Mujal, R., Khamashta, M., Codina, E. GEROLAB package system: Innovative tool to design a trochoidal-gear pump. *J. Mech. Des.* 2009. 131. 074502. <https://doi.org/10.1115/1.3125889>.

47. Pellegri, M., Vacca, M., Frosina, E., Buono, D., Senatore, A. Numerical analysis and experimental validation of Gerotor pumps: A comparison between a lumped parameter and a computational fluid dynamics-based approach. *Proc. IMechE Part C*. 2016. <https://doi.org/10.1177/0954406216666874>.

48. Voloshina, A., Panchenko, A., Titova, O., Panchenko, I. Changes in the dynamics of the output characteristics of mechatronic systems with planetary hydraulic motors. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. 1741. 012045. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012045>.

49. 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. 012054. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012054>.

50. 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*. Мелітополь: ТДАТУ. 2022. Вип. 12. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2022-1-1>.

51. Panchenko A., Voloshina A., Luzan P., Panchenko I., Volkov S. Kinematics of motion of rotors of an orbital hydraulic machine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 1. 012045. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045>.

52. Panchenko, A., Voloshina, A., Sadullozoda, S.S., Panchenko, I., Mitin, V. The Changes in the Output Parameters of Planetary Hydraulic Machines with the Increase in the Gap Between Their Rotors. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds). *Advanced Manufacturing Processes IV*. InterPartner 2022: LNME. Springer, Cham. 2023. 540–551, https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_51.

Стаття надійшла до редакції 21.02.2023 р.



A. Panchenko¹, A. Voloshina¹, I. Panchenko¹, A. Voloshin²
¹Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University
²Melitopol Vocational College of TSATU

INFLUENCE OF THE VALUE OF THE DIAMETER GAP ON THE KINEMATICS OF MOVEMENT OF THE INNER ROTOR OF THE ORBITAL HYDROMOTOR

Summary

Orbital hydraulic motors are widely used in the gearless hydraulic drive of mechatronic systems of active working parts of self-propelled vehicles. A distinctive feature of the orbital hydraulic motor is its outer and inner rotor with a hypocycloidal tooth profile, between the centers of which there is no “rigid” kinematic connection. Such an arrangement of the rotors of the orbital hydraulic motor leads to non-standard changes in its characteristics during operation, which in turn limits the stability of the output characteristics of the hydraulic drives of self-propelled vehicles. By studying the kinematics of movement of the inner rotor of an orbital hydraulic motor, it has been established that the rotor can occupy two positions: when the value of the diametral clearance is less than the critical value (“self-sealing”) of the rotors and when the value of the diametral clearance is greater than the critical value (“depressurization”). With a change in the gap between the rotors in the range of 0 ... 0.4 mm, the overall efficiency of the volumetric hydraulic machine decreases by 3.6 times, which is explained by increasing leakage between its rotors. The high value (0.92) and the constancy of the volumetric efficiency of the orbital hydraulic motor is explained by the property of its rotors to “seal itself” in the process of moving, eliminating leakage. When the gap between the rotors changes in the range of 0.4...0.8 mm, the angular velocity decreases from 34 to 27 rad/s, caused by additional movements of the inner rotor in the area under consideration. The decrease in volumetric efficiency by 18%, overall efficiency by 35% and the increase in leakage flow from 0 to 17 l/min is due to the presence of leakage flow between the high and low pressure chambers.

Key words: orbital hydraulic motor, rotor, self-sealing, depressurization, diametral clearance, angular velocity, leakage rate, efficiency.