

---

## ПРИКЛАДНА ГІДРОМЕХАНІКА. ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОАГРЕГАТИ

---

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-1>  
УДК 621.225.001.4

### КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН З ЦИКЛОЇДАЛЬНИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

### DESIGN FEATURES OF HYDRAULIC MACHINES WITH CYCLODIAL GEAR

А. А. Волошина<sup>1\*</sup>, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0003-4052-2674

А. І. Панченко<sup>1</sup>, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0002-1230-1463

І. А. Панченко<sup>1</sup>, асистент

ORCID: 0000-0003-2150-4278

І. М. Холод<sup>1</sup>, асистент

ORCID: 0000-0002-3652-0687

А. А. Волошин<sup>2</sup>, викладач спецдисциплін

ORCID: 0009-0004-3850-7613

<sup>1</sup> Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного,

<sup>2</sup> ВСП «Мелітопольський коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»

\*e-mail: [voloshinaa2012@gmail.com](mailto:voloshinaa2012@gmail.com)

**Анотація.** У роботі розглянуто принцип дії та конструктивно-кінематичні особливості планетарних гідромашин з циклоїдальною формою витіснювачів. Проаналізовано роль розподільної системи у формуванні обертового гідравлічного поля, яке забезпечує планетарний рух роторів і перетворення енергії тиску робочої рідини у високий крутний момент при низьких частотах обертання. Показано механізм взаємодії внутрішнього і зовнішнього роторів, умови герметизації зон нагнітання та зливу, а також вплив кінематичних схем на експлуатаційні характеристики. Обґрунтовано доцільність застосування таких гідромашин у силових гідроприводах самохідної техніки.

**Ключові слова:** планетарний гідромотор, система роторів, кінематика руху роторів, система розподілу, робоча рідина, проточні частини.

#### Постановка проблеми.

У процесі формування номенклатури виробництва як вітчизняного так і закордонного гідрообладнання, особливе місце займає проблема гідрофікації мехатронних систем самохідної техніки, де вже давно сформувалися традиційні її споживачі – сільськогосподарське, будівельне, дорожнє машинобудування, а також у дещо менших масштабах, але з більшими потенційними можливостями – гідрообладнання гірничого машинобудування.

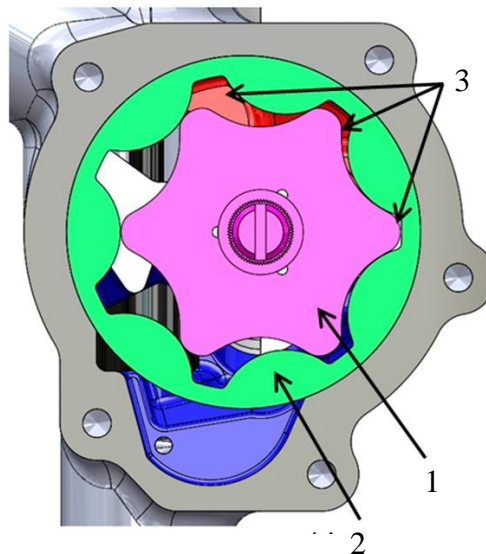
Аналіз об'ємних гідромашин показав, що в самохідній техніці, для приводу активних робочих органів найкраще використовувати планетарні (орбітальні) гідромотори. Такі гідромотори відрізняються відносною простотою конструкції, високою питомою потужністю при малій питомій металомісткості, компактністю, хорошими енергетичними характеристиками. Великою перевагою цих гідромоторів є можливість встановлення їх безпосередньо в приводний механізм транспортерів, лебідок, бітерів, мотор-колес і т.д.

Отже, основними причинами, що стримують широке використання гідроприводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки, є не тільки обмеженість номенклатури існуючих гідромашин, але також відсутність комплексних досліджень у області проєктування гідромашин обертальної дії [1]. Таким чином,

проектування гідромашин з циклоїдальною формою роторів для приводу мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки є актуальним напрямом.

### Аналіз останніх досліджень.

Відомо [1], що героторна технологія ґрунтується на принципі зміни об'єму робочих камер, утворених зубчастими поверхнями внутрішнього та зовнішнього роторів. Класичним прикладом реалізації цієї технології є трьохлоїдальний насос (рис. 1) [2], який відрізняється мінімальною кількістю конструктивних елементів і відсутністю ущільнювальних вузлів. Разом із тим такі насоси характеризуються порівняно низькою ефективністю, що зумовлено насамперед внутрішніми витоками та інтенсивним зношуванням контактних поверхонь, які залишаються предметом постійних наукових досліджень.



**Рис. 1. Основні елементи героторного насоса:**  
 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – робочі камери

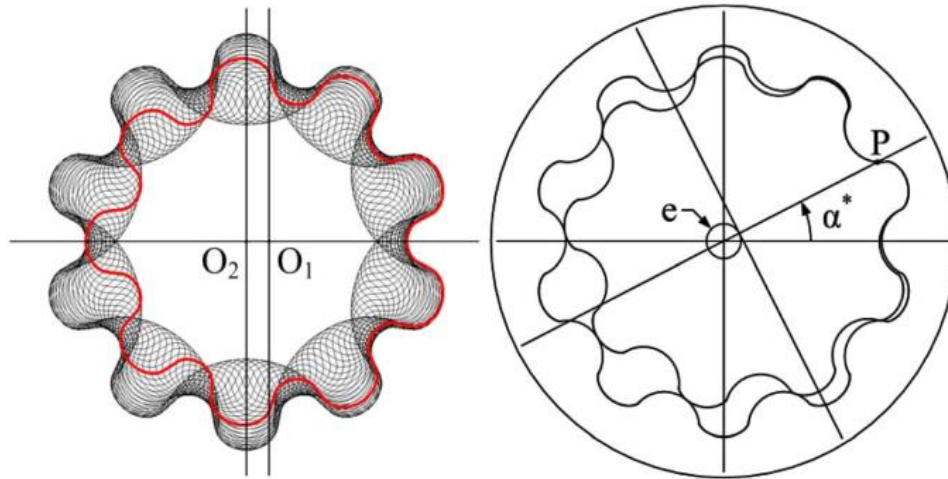
Принцип дії героторного насоса є аналогічним іншим об'ємним гідромашинам і полягає у перетворенні механічної енергії первинного двигуна в гідравлічну енергію потоку. Ключову роль у цьому процесі відіграє геометрія зубчастого профілю роторів, точність виготовлення якого безпосередньо визначає кінематичні, силові та енергетичні характеристики гідромашини. Саме тому значна кількість робіт присвячена теоретичному аналізу геометрії та кінематики профілів роторів [3, 4].

У роботах [3, 4] виконано ґрунтовний аналіз внутрішніх епітрохідальних і гіпотрохідальних машин, у межах якого розглянуто геометричні та кінематичні характеристики профілів роторів з урахуванням можливих похибок зубчастого зачеплення. Запропоновані математичні моделі дозволяють визначати профілі роторів у параметричній формі та гарантують відсутність взаємних перешкод у процесі зачеплення. На основі безрозмірних геометричних параметрів отримано трилоїдальні синтетичні рівняння та проаналізовано показники ефективності, зокрема нерівномірність витрати, коефіцієнт об'ємного стиснення та кут тиску [3].

Подальший розвиток цих досліджень пов'язаний із проектуванням профілю зовнішнього ротора та аналізом його розташування відносно гіпотрохідальної кривої [5]. У роботах [6, 7] запропоновано конструкції героторних профілів, що базуються на теорії зачеплення та передбачають використання епітрохідальних, гіпотрохідальних і комбінованих кривих. Показано, що вибір геометричної конфігурації істотно впливає на герметичність, напружений стан елементів і об'ємну ефективність гідромашин [8, 9].

Результати чисельного аналізу методом кінцевих елементів підтвердили коректність теоретичних оцінок напружень [10].

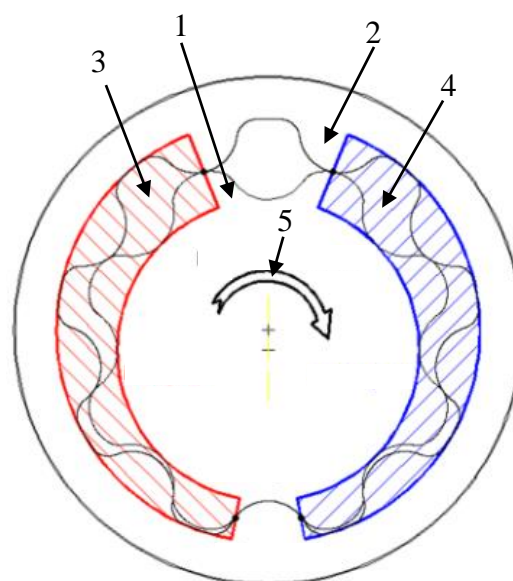
Значний інтерес становлять роботи, у яких запропоновано циклоїдні профілі роторів. Зокрема, в [11] представлено внутрішній ротор, сформований шляхом поєднання гіпо- та епіциклоїдних кривих із дугами кола, а також наведено результати моделювання його руху (рис. 2).



**Рис. 2. Траєкторія внутрішнього ротора:  
а – крива траєкторії; б – моделювання обертання**

Окремий напрям досліджень присвячений орбітальним гідромоторам, у яких перепад тиску перетворюється в гідравлічний момент, що забезпечує циклоїдальний рух вала (рис. 3). Такі машини характеризуються високим крутним моментом при малих частотах обертання, що робить їх перспективними для самохідної техніки.

Для моделювання робочих процесів в орбітальних гідромоторах активно застосовуються методи CFD. У роботі [12] реалізовано алгоритм динамічної побудови сітки для змінного об'єму рідини, однак без урахування механічних втрат. Подальші дослідження [13, 14] поєднали CFD-моделювання з аналізом геометрії профілю, контактних деформацій і зворотного потоку, що дало змогу отримати результати, підтвержені експериментально.

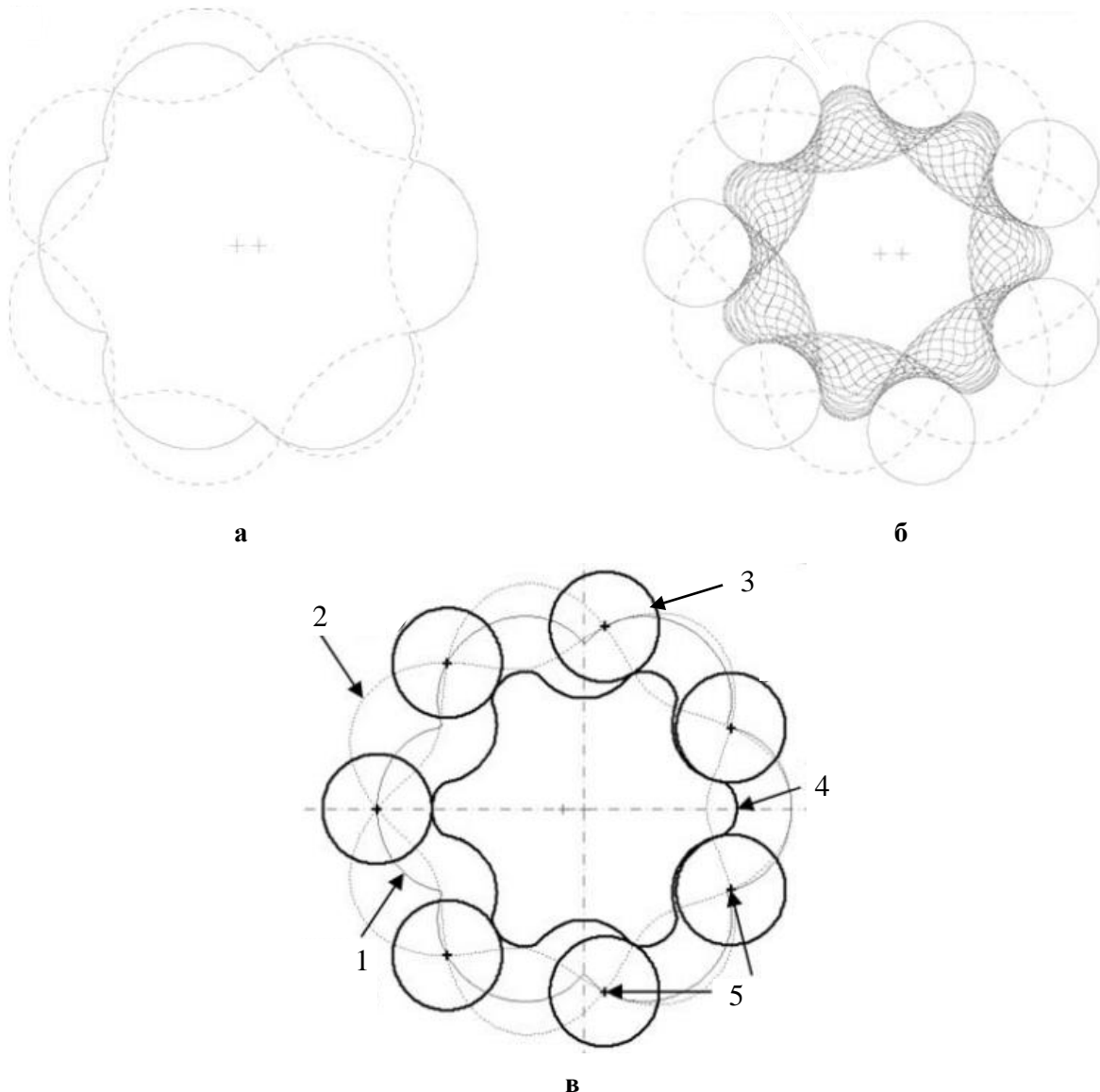


**Рис. 3. Основні елементи орбітального гідромотора:  
1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зона високого тиску; 4 – зона низького тиску; 5 – гідравлічний момент**

Для вивчення характеру перебігу при витоках у гідромоторах орбітального типу за допомогою ANSYS FLUENT проведено аналіз методом обчислювальної гідродинаміки [13]. Розглянуто особливості геометрії зубчатого профіля, кінематику переміщення роторів, контактні деформації та зворотний потік. Проведені теоретичні дослідження та математичне моделювання підтверджені експериментальними результатами [14].

Вагомий внесок у розвиток методів геометричного проектування зроблено в роботі [15], де запропоновано уніфікований підхід, що об'єднує різні парадигми формування профілів (рис. 4). Показано, що на практиці профілі часто формуються на основі епітрохоїд із використанням кругових дуг у точках самоперетину.

Значна кількість досліджень присвячена проблемам контакту, тертя та зношування в орбітальних гідромоторах [16–18]. Запропоновані чисельні та експериментальні методики дозволяють кількісно оцінювати вплив шорсткості поверхні та товщини мастильної плівки на інтенсивність зносу і ККД гідромашин.



**Рис. 4. Визначення профілів, згенерованих епітрохоїдами:**

**а – епіциклоїдна передача; б – модифікована обвідна; в – генерація круглої штифтової передачі**

Окремо слід відзначити роботи [19, 20], у яких досліджено низькобортні високомоментні орбітальні гідромотори та наведено рівняння для оцінки їх ефективності (рис. 5).



**Рис. 5. Низькооборотний високомоментний орбітальний гідромотор:**  
**а – конструкція; б – внутрішній і зовнішній ротори**

Узагальнюючи результати аналізу, можна зазначити, що гідравлічні машини з циклоїдальним зачепленням можуть мати різні контури робочих порожнин, серед яких епітрохідні, гіпотрохідні та циклоїдні є найбільш поширеними.

Аналіз показує [21–23], що для приводу активних робочих органів самохідної техніки доцільно використовувати планетарні (орбітальні) гідромотори, які поєднують компактність, високий момент і достатню енергетичну ефективність.

### **Методологія дослідження.**

Підвищення ефективності використання мехатронних систем з гідроприводом активних робочих органів і ходових систем самохідної техніки вимагає [1, 2, 21, 23–30] спрощення конструктивних схем гідравлічних машин, підвищення навантажувальної здатності при знижених швидкостях руху, а також забезпечення високої енергоефективності і надійності за мінімальних масо-габаритних показників.

Методологія дослідження спрямована на досягнення таких цілей:

- створення гідравлічних машин з максимально простою конструкцією, придатною для серійного виготовлення, ремонту та модернізації при мінімальних виробничих витратах;
- розроблення тихохідних гідравлічних двигунів, здатних працювати при малих частотах обертання робочих органів і водночас розвивати високі крутні моменти;
- забезпечення високої надійності та коефіцієнта корисної дії за умов обмежених масо-габаритних параметрів і змінних режимів навантаження.

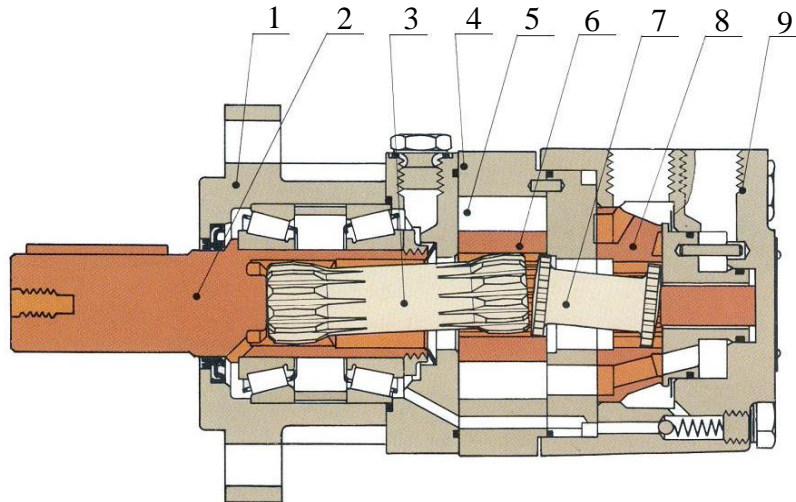
Таким чином, в роботі пропонується провести аналітичний аналіз існуючих конструкцій гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням.

### **Конструктивні особливості планетарних (орбітальних) гідромоторів.**

Найбільш поширеним планетарним гідромотором, який застосовується в зарубіжній пересувній техніці для приводу робочих органів, є гідромотор Danfoss, представлений різними типорозмірними рядами (серіями) та виробниками.

Планетарний гідравлічний мотор Danfoss серії OMS (рис. 6) належить до класу орбітальних гідромоторів з роликівим статором і широко застосовується у мобільній гідравліці. Конструктивно гідромотор складається з корпусу 1, у якому на підшипникових опорах встановлений вихідний вал 2. Передача крутного моменту від робочого органа гідромотора до вала здійснюється через силовий кардан 3, який

компенсує орбітальний рух ротора та забезпечує співвісність обертання вихідного вала.



**Рис. 6. Планетарний гідравлічний мотор Danfoss серії OMS:**

**1 – корпус; 2 – вал гідромотора; 3 – силовий кардан; 4 – обойма статора; 5 – ролик; 6 – ротор; 7 – кардан розподільника; 8 – розподільник; 9 – задня кришка**

Основним силовим елементом гідромотора є героторна пара, що складається з внутрішнього ротора 6 та статора, утвореного обоймою 4 і системою роликів 5. Внутрішній ротор здійснює складний орбітальний (планетарний) рух відносно статора, внаслідок чого між зубчастими поверхнями формуються робочі камери змінного об'єму. Періодична зміна об'єму цих камер під дією робочої рідини створює гідравлічний момент, який передається через силовий кардан на вихідний вал.

Подача та відведення робочої рідини до робочих камер здійснюється розподільним пристроєм, який складається з обертового розподільника 8 та нерухомого золотника, встановленого в задній кришці 9. Синхронізація обертання розподільника з рухом ротора забезпечується окремим карданом 7. Така схема дозволяє забезпечити коректний розподіл потоків у відповідні робочі камери на різних фазах робочого циклу.

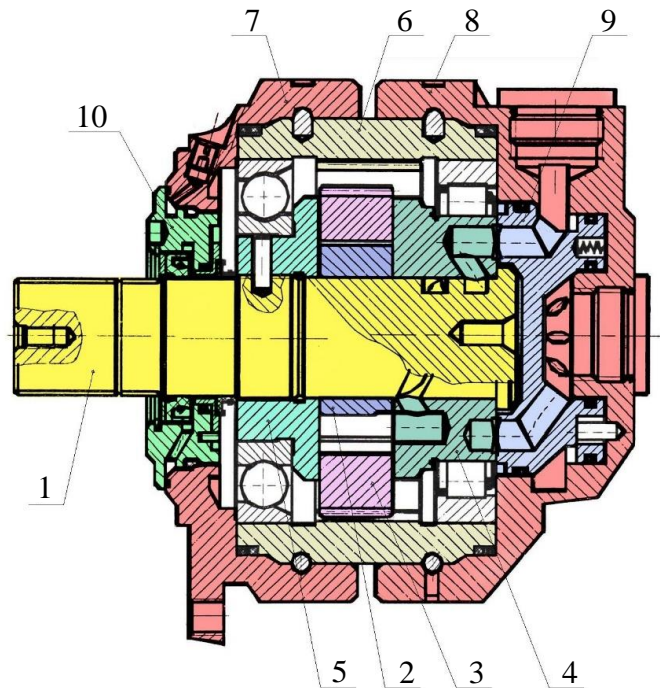
До конструктивних недоліків гідромоторів серії OMS відносять обов'язкову наявність силового кардана [21, 23, 24], який працює в умовах значних змінних навантажень і обмежує передаваний крутний момент. Як наслідок, максимальний крутний момент на валу обмежується значеннями 2500...3000 Н·м, що обумовлює обмеження робочого об'єму (800...1000 см<sup>3</sup>) і встановленої потужності (25...30 кВт). Це, у свою чергу, звужує сферу застосування таких гідромоторів, особливо для важких режимів роботи активних робочих органів самохідної техніки.

Альтернативним конструктивним рішенням, яке набуло поширення на пострадянському просторі [21–24], є планетарний гідромотор серії GPR-F, розроблений і вироблений у СНД (Молдова) (рис. 7).

Даний гідромотор має робочий об'єм у діапазоні 160...630 см<sup>3</sup> та потужність до 22 кВт і конструктивно орієнтований на роботу в умовах підвищених навантажень [31–35]. Основним функціональним вузлом гідромотора GPR-F є силовий агрегат, до складу якого входять вал 1, внутрішній ротор 2, зовнішній ротор 3 з роликами, рухомий розподільник 4 та щока 5. Силовий агрегат встановлюється в корпус 6 на шарикопідшипниках, що забезпечує його точне радіальне позиціонування, а осьове переміщення обмежується передньою 7 та задньою 8 кришками. подача і злив робочої рідини здійснюються через нерухомий розподільник 9, встановлений у задній кришці.

Важливою конструктивною особливістю даного гідромотора є наявність зони високого тиску між корпусом 6 та силовим агрегатом [36–38]. Таке рішення дозволяє суттєво зменшити внутрішні витоки та забезпечити високі значення об'ємного

коефіцієнта корисної дії, який досягає 0,95...0,98. У зв'язку з роботою корпусу під високим тиском у передній кришці 7 застосовано спеціальний ущільнювальний вузол 10, призначений для герметизації обертового вихідного кінця вала.



**Рис. 7. Планетарний гідромотор серії GPR-F:**

**1 – вал гідромотора; 2 – внутрішній ротор; 3 – зовнішній ротор; 4 – рухомий розподільник; 5 – щока; 6 – тіло; 7 – передня кришка; 8 – задня кришка; 9 – нерухомий розподільник; 10 – вузол ущільнення**

Відсутність карданної передачі між внутрішнім і зовнішнім роторами та вихідним валом є принциповою перевагою гідромотора GPR-F порівняно з гідромоторами Danfoss серії OMS (рис. 6). Це дозволяє зняти обмеження за передаваним крутним моментом і підвищити навантажувальну здатність силового агрегату.

Разом з тим, істотним недоліком розглянутої конструкції є ущільнювальний вузол 10, який працює в умовах ущільнення обертового вала від тиску 20...30 МПа. Через складні умови експлуатації цей вузол потребує заміни кожні 100...150 мото·годин, що істотно знижує експлуатаційну надійність гідромотора при загальному ресурсі близько 6000 мото·годин.

Таким чином, проведений аналіз показує, що обмежене поширення силових повнопотокових гідроприводів активних робочих органів самохідної техніки зумовлене не лише обмеженою номенклатурою існуючих гідромоторів, а й відсутністю системних і комплексних досліджень у галузі проектування гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням.

### **Особливості побудови циклоїдального зачеплення планетарних (орбітальних) гідромоторів.**

Найпоширенішими гідромашинами, що застосовуються у силових гідроприводах самохідної техніки, є гідромашини планетарного типу [21–24]. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, які працюють за принципом планетарного редуктора, аналогічні орбітальним, героторним та геролерним гідромашинам [1, 16–18, 39–43]. Планетарні гідромотори з циклоїдальним зачепленням знайшли широке застосування в системах приводу мобільної, транспортної, дорожньо-будівельної, комунальної техніки, а також у спеціальних машинах, роботизованих платформах і техніці подвійного призначення. Їх популярність обумовлена

компактністю, високим питомим крутним моментом, стійкістю до перевантажень та здатністю працювати у важких умовах експлуатації.

На рис. 8 наведено плоску кінематично-силову схему, що ілюструє принцип дії планетарної гідравлічної машини, представленої на рис. 7. Схема має узагальнений характер і використовується для пояснення механізму перетворення енергії тиску робочої рідини в механічний крутний момент, незалежно від конкретної конструктивної реалізації (орбітальної, героторної або геролерної).

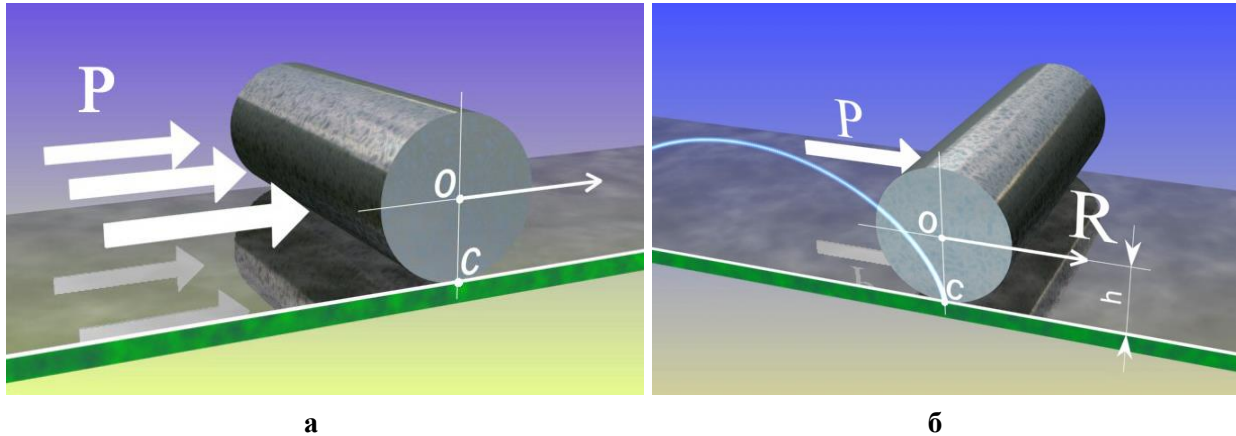


Рис. 8. Принцип роботи планетарної гідравлічної машини (плоска схема)

На рис. 8, а зображено барабан, який умовно представляє внутрішній ротор планетарної гідромашини. Барабан розміщений на напрямній площині, що імітує контактну поверхню із зовнішнім ротором. При подачі робочої рідини під тиском у робочу порожнину з одного боку барабана на нього діє результуюча сила тиску  $P$ , яка змушує його котитися.

Під дією сили  $P$  барабан починає здійснювати складний рух (рис. 8, б), який поєднує кочення без проковзування та орбітальне переміщення. Обертання барабана відбувається навколо миттєвого центра обертання  $S$ , який у кожний момент часу розташований у точці контакту барабана з напрямною. При цьому геометричний центр барабана  $O$  не залишається нерухомим, а переміщується паралельно напрямній площині. Такий характер руху є принциповою особливістю планетарних гідравлічних машин. Через таку особливість, коли вісь обертання барабана переміщається, ці гідравлічні машини інколи називають машинами з рухомою віссю [21–24].

Внаслідок прикладання сили  $P$  у точці контакту  $C$  виникає обертальний момент відносно центра барабана  $O$ . Плече цього моменту  $h$  визначається як відстань між точками  $C$  і  $O$  та є змінною величиною, що залежить від положення барабана відносно напрямної. Корисний крутний момент  $M_{кр}$  визначається як добуток ефективної результуючої сили тиску  $P$  та миттєвого плеча прикладання сили  $h$ :  $M_{кр} = P \cdot h$ .

Представлена схема пояснює (рис. 8), що джерелом обертального руху є результат взаємодії сили тиску робочої рідини з кінематичними обмеженнями, що змушують ротор здійснювати орбітальний рух. Саме ця особливість забезпечує високий питомий крутний момент, компактність і стійкість до перевантажень, які характерні для планетарних гідромоторів з циклоїдальним зачепленням.

Однак, представлена схема (рис. 8) не робоча. Для того щоб гідромотор працював, направляюча повинна бути нескінченною, тобто замкнутою в коло [21–24].

На рис. 9 наведено дві принципові схеми, що відображають послідовний перехід від ідеалізованої кінематичної моделі планетарної гідравлічної машини до конструктивно реалізованої робочої схеми з герметизацією робочих камер.

Коли направляюча замкнута в коло (рис. 9, а), всередині якого здійснює рух барабан, який умовно представляє внутрішній ротор гідромотора. Замикання напрямної в коло забезпечує безперервність траєкторії руху барабана та створює передумови для

реалізації циклічного перетворення енергії тиску робочої рідини в обертальний рух. У цій схемі робоча рідина, що подається під тиском, змушена рухатися вздовж криволінійної траєкторії, паралельної внутрішній поверхні напрямної, внаслідок чого її лінійний рух трансформується в обертальний.

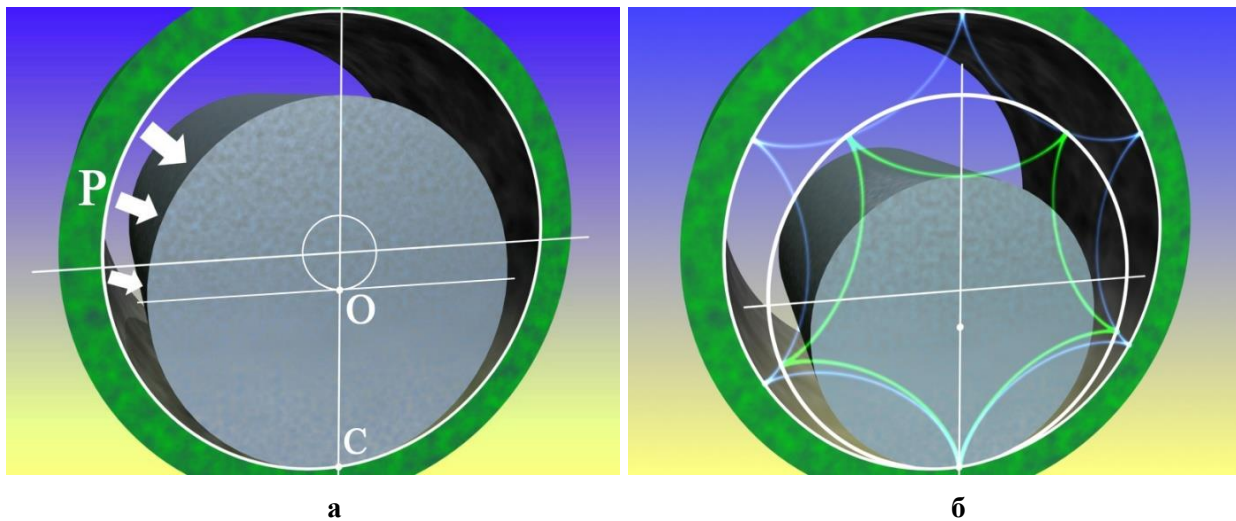


Рис. 9. Схема зубчатого зачеплення: а – замкнута схема; б – зубчата схема

Під дією потоку робочої рідини барабан здійснює кочення по внутрішній поверхні напрямної безперервно по замкнутій траєкторії. При цьому центр барабана рухається по колу, радіус якого визначається ексцентриситетом між осями внутрішнього і зовнішнього роторів. Таким чином, у схемі з'являються два характерні рухи: орбітальний рух внутрішнього ротора відносно зовнішнього та власне обертання внутрішнього ротора навколо своєї осі. Наявність цих двох складових руху є визначальною ознакою планетарних гідромашин.

Однак, незважаючи на кінематичну працездатність, схема, наведена на рис. 9, а, не забезпечує гідравлічної працездатності гідромотора. Основним її недоліком є відсутність герметизації між зоною нагнітання та зоною зливу. Робоча рідина в такій схемі може перетікати з області високого тиску в область низького тиску, що унеможливує створення стійкого перепаду тиску в робочих камерах і, відповідно, отримання корисного крутного моменту. Крім того, гладкі поверхні контакту барабана і напрямної не виключають прослизання, що призводить до втрат енергії та зниження коефіцієнта корисної дії.

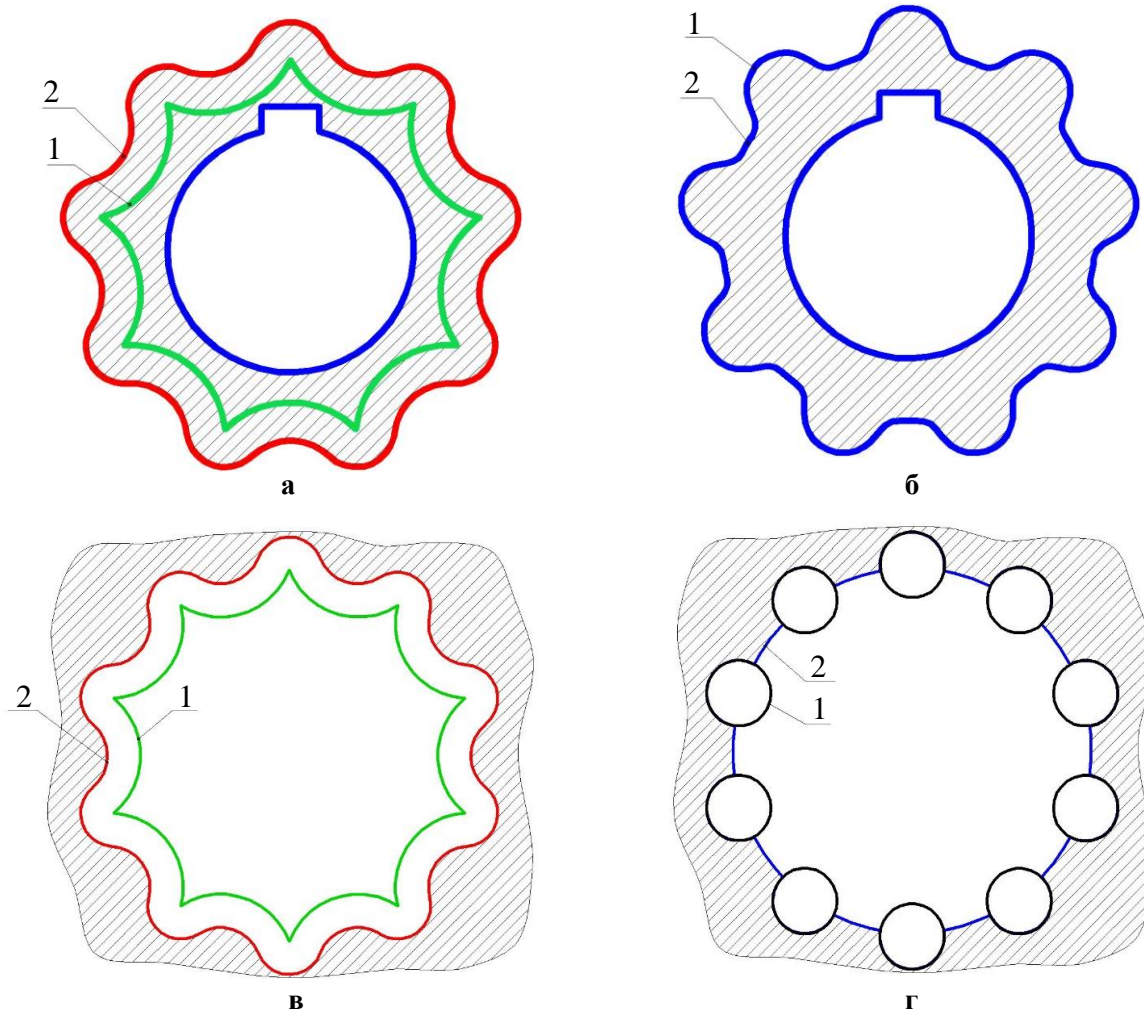
З метою усунення зазначених недоліків у конструкції планетарної гідравлічної машини реалізується зубчасте зачеплення між внутрішнім і зовнішнім роторами (рис. 9, б). Нарізання зубців на сполучених поверхнях роторів дозволяє одночасно виконати дві принципово важливі функції: забезпечити обкатку внутрішнього ротора без ковзання та герметизацію зон високого та низького тиску.

У зубчастій схемі зачеплення внутрішній ротор має меншу кількість зубців порівняно із зовнішнім, що зумовлює виникнення відносного обертального руху при орбітальному переміщенні. Зубці формують послідовно з'єднані робочі порожнини, об'єм яких періодично змінюється в процесі обертання. При цьому одна група камер перебуває у фазі наповнення (зона нагнітання), тоді як інша – у фазі витіснення робочої рідини (зона зливу).

Вимоги, що висуваються до такого зубчастого зачеплення, є подвійними: з одного боку, повинна забезпечуватися умова обкатки без проковзування, а з іншого – умова гідравлічної герметизації робочих камер. Зазначеним вимогам найбільш повно відповідає зубчата пара з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням, у якій геометрія профілів зубців забезпечує плавність руху, мінімальні контактні напруження

та стабільне формування герметичних об'ємів [21–24]. Саме реалізація зубчастої пари є ключовою умовою створення ефективних планетарних гідромоторів, які поєднують високий крутний момент, компактність і надійність роботи в широкому діапазоні навантажень.

Однак виготовлення такого зачеплення досить складне з точки зору технології, тому з метою спрощення цього зачеплення представлено послідовну еволюцію профілів внутрішнього та зовнішнього роторів планетарної гідравлічної машини з циклоїдальним зачепленням (рис. 10), обумовлену необхідністю поєднання високих експлуатаційних характеристик із прийнятною технологічністю виготовлення.



**Рис. 10. Зачеплення:**  
 а – еквідистентне (внутрішнє); б – з дугами кола (внутрішнє);  
 с – еквідистентне (зовнішнє); д – з дугами кола (зовнішнє)

На рис. 10, а показано еквідистантне внутрішнє зачеплення, отримане шляхом апроксимації теоретичного гіпоциклоїдального профілю внутрішнього ротора. Крива 1 відповідає точному гіпоциклоїдальному профілю, який забезпечує ідеальні умови обкатки без ковзання та теоретично повну герметизацію робочих камер. Проте формування такого профілю потребує високоточної багатокординатної обробки, що істотно ускладнює виготовлення та підвищує собівартість виробу. З цієї причини гіпоциклоїдальний профіль був замінений на еквідистантну криву (крива 2), що геометрично повторює вихідний профіль на постійній відстані та дозволяє зберегти кінематичну подібність зачеплення при суттєвому спрощенні технології обробки.

Подальше спрощення технології полягало в тому, що еквідистантний профіль внутрішнього ротора був апроксимований окремими дугами кола (рис. 10, б). Робочі

ділянки профілю 1 безпосередньо беруть участь у передачі навантаження та формуванні герметичних камер, тоді як ділянки 2 є неробочими і не контактують із поверхнями зовнішнього ротора. Такий підхід дозволяє звести складну криволінійну форму до набору простих геометричних елементів, що значно спрощує токарну або фрезерну обробку та підвищує відтворюваність профілю в серійному виробництві.

Аналогічна еволюція профілю реалізована і для зовнішнього ротора, тобто еквідистантний профіль зовнішнього ротора (рис. 10, в, крива 1) був отриманий апроксимацією теоретичного гіпоциклоїдального профілю, який забезпечує геометричну узгодженість із внутрішнім ротором та формування робочих камер у процесі орбітального руху. Подальше конструктивне спрощення еквідистантного профілю зовнішнього ротора полягало у заміні його робочих ділянок дугами кола (рис. 10, г, крива 2). У відповідних впадинах встановлюються ролики 1, які контактують із профілем внутрішнього ротора. Використання роликів принципово змінює характер контактної взаємодії: тертя ковзання замінюється тертям кочення, що істотно зменшує механічні втрати, знижує зношування поверхонь та підвищує довговічність вузла. Неробочі ділянки профілю 2 не беруть участі у передачі навантаження і слугують для забезпечення необхідних зазорів та умов змащення.

Розглянутий робочий профіль поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів, утворений еквідистантними кривими з апроксимацією дугами кола та використанням роликів, є найбільш поширеним у сучасних гідравлічних машинах з циклоїдальною формою роторів. Він забезпечує компроміс між точністю обкатки, герметизацією робочих камер, низькими втратами на тертя та технологічною доцільністю виготовлення [21–24].

### Схема планетарного руху роторів планетарних (орбітальних) гідромоторів.

Принципову схему планетарного руху роторів гідравлічної машини з циклоїдальним зачепленням можна представити наступним чином (рис. 11): внутрішній ротор 3 розміщується всередині зовнішнього з ексцентриситетом, що зумовлює складний орбітально-обертальний характер його руху всередині нерухомого зовнішнього ротора 1.

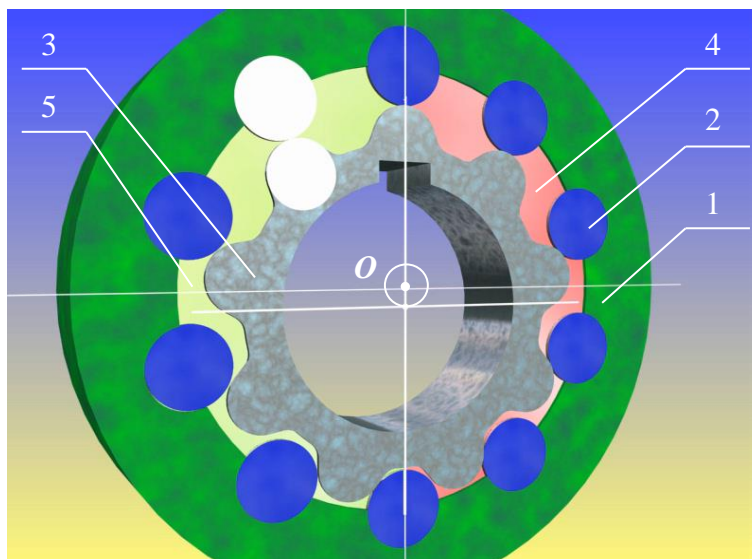


Рис. 11. Планетарний рух внутрішнього ротора: 1 – зовнішній ротор; 2 – зубці (ролики); 3 – внутрішній ротор; 4 – зона нагнітання; 5 – зона зливу

Робочий процес гідравлічної машини визначається наявністю обертового гідравлічного поля, яке формується внаслідок підведення та відведення робочої рідини

через розподільний пристрій [36–38]. У результаті в міжроторному просторі утворюються зона нагнітання 4 та зона зливу 5, розташовані приблизно симетрично відносно геометричної осі машини. Перепад тиску між цими зонами створює нерівномірний розподіл гідростатичних сил, що діють на робочі поверхні внутрішнього ротора.

Під дією результуючої сили тиску внутрішній ротор 3 починає здійснювати кочення по роликах 2 зовнішнього ротора 1. При цьому його рух має дві складові: орбітальний рух центра внутрішнього ротора по колу навколо нерухомого центра  $O$  зовнішнього ротора та власне обертання внутрішнього ротора навколо своєї осі. Радіус орбітального руху визначається величиною ексцентриситету між осями роторів і є постійним для даної конструкції.

Важливою кінематичною особливістю планетарного гідромотора є те, що напрямок обертання внутрішнього ротора 3 є протилежним напрямку обертання гідравлічного поля. Це зумовлено умовами внутрішнього циклоїдального зачеплення, при яких обкатка внутрішнього ротора по роликах відбувається без проковзування. Така протилежність напрямків руху є характерною ознакою планетарних (орбітальних) гідравлічних машин.

Кінематичний зв'язок між рухом гідравлічного поля та обертанням внутрішнього ротора визначається кількістю зубців внутрішнього ротора. За один повний оберт гідравлічного поля внутрішній ротор повертається відносно своєї осі на кут, що відповідає одному зубцю. Таким чином, для здійснення одного повного оберту внутрішнього ротора необхідна кількість обертів гідравлічного поля, чисельно рівна кількості зубців внутрішнього ротора. Саме ця особливість обумовлює значне передатне число між гідравлічним полем і вихідним валом гідромотора.

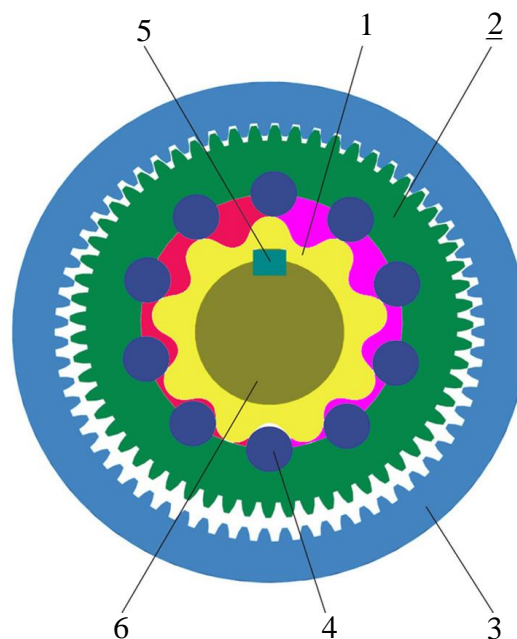
Зазначений кінематичний механізм призводить до формування робочого об'єму гідравлічної машини, оскільки за один оберт вихідного вала витісняється значна кількість робочої рідини з робочих камер. У результаті планетарні гідравлічні машини характеризуються низькою частотою обертання та здатністю розвивати високі крутні моменти при порівняно невеликих габаритах. Це робить їх особливо ефективними для використання у приводах активних робочих органів, де потрібне безредукторне отримання великих моментів на валу.

### **Схема компенсації планетарного руху роторів планетарних (орбітальних) гідромоторів.**

Принципова схема компенсації планетарного руху роторів у гідравлічній машині планетарного типу наведена на рис. 12. Конструкція даної системи роторів за своєю кінематичною суттю є аналогом класичного планетарного зубчастого механізму, у якому внутрішній ротор 1 виконує функцію сонячної шестерні, зовнішній ротор 2 – функцію сателіта, а корпус гідромотора 3 – функцію коронної шестерні.

Внутрішній ротор 1 має зовнішній циклоїдальний (гіпоциклоїдальний або апроксимований) зубчастий профіль та жорстко з'єднаний з вихідним валом гідромотора. Зовнішній ротор 2 розміщений ексцентрично відносно внутрішнього та одночасно взаємодіє з ним через внутрішнє гіпоциклоїдальне зубчасте зачеплення. Дана взаємодія забезпечує передачу сил і моментів, що виникають під дією гідравлічного тиску в робочих камерах.

Особливістю конструкції (рис. 13) є наявність зовнішнього зубчастого вінця на роторі 2, який перебуває у зачепленні з внутрішніми зубцями корпусу 3, що виконує роль нерухомої коронної шестерні. Саме це зовнішнє зубчасте зачеплення і забезпечує компенсацію планетарного (орбітального) руху зовнішнього ротора, який в іншому випадку вільно переміщувався б разом з внутрішнім ротором під дією гідравлічного поля.



**Рис. 12. Компенсація планетарного руху роторів за допомогою зовнішнього зубчастого зачеплення: 1 – внутрішній ротор (сонячна шестерня); 2 – зовнішній ротор (сателіт); 3 – корпус (коронна шестерня); 4 – ролик; 5 – шпонка; 6 - вал**

У процесі роботи гідромотора гідравлічне поле, сформоване розподільною системою, створює зони нагнітання та зливу, що викликають нерівномірний розподіл тиску на робочі поверхні внутрішнього ротора. Під дією цих сил внутрішній ротор прагне здійснювати планетарний рух. Однак завдяки кінематичному зв'язку зовнішнього ротора 2 з корпусом 3 його орбітальний рух блокується, а планетарна складова руху компенсується. У результаті внутрішній ротор 1 здійснює обертання навколо своєї осі, передаючи крутний момент безпосередньо на вал гідромотора.

Таким чином, зовнішній ротор 2 виконує подвійну функцію: з одного боку, він є сателітом у внутрішньому циклоїдальному зачепленні з сонячною шестернею (внутрішнім ротором), а з іншого – елементом зовнішнього зубчастого зачеплення з корпусом. Саме ця подвійна взаємодія забезпечує геометричну замкненість кінематичного ланцюга та стабільність руху роторів.

Важливою умовою працездатності такої системи є співвідношення кількості зубців: кількість зубців зовнішнього ротора завжди перевищує кількість зубців внутрішнього ротора на одиницю. Це співвідношення забезпечує виконання умови обкатки без проковзування, безперервність контакту зубчастих профілів та формування замкнених робочих камер змінного об'єму. Саме завдяки цьому досягається ефективне відділення зони нагнітання від зони зливу, що є критично важливим для забезпечення високого об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотора.

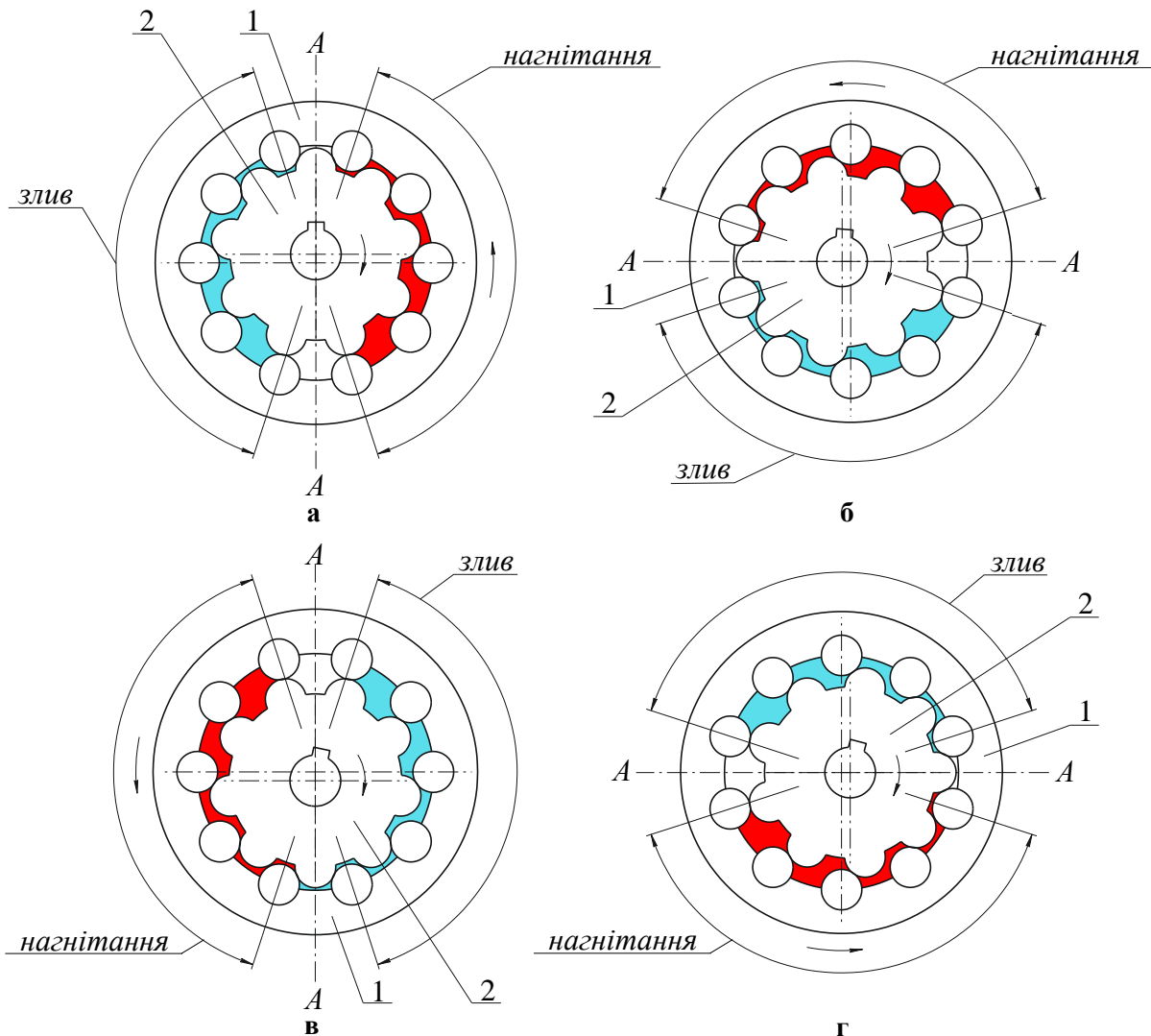
Водилом у всіх гідравлічних машинах планетарного типу є робоча рідина, сформована розподільною системою в обертове гідравлічне поле.

### **Схема формування гідравлічного поля в планетарних (орбітальних) гідромоторах.**

На рис. 13 подано узагальнену принципову схему роботи розподільної системи планетарного гідромотора з циклоїдальною формою роторів. Представлена схема відображає характер взаємодії між зовнішнім 1 та внутрішнім 2 роторами, а також механізм формування обертового гідравлічного поля, яке визначає кінематику руху робочих органів гідромашини.

Планетарні гідромашини даного типу призначені для роботи при високих тисках робочої рідини, що є принципово важливим для забезпечення високих пускових

моментів і реалізації роботи на наднизьких частотах обертання при заданій потужності. Саме тому такі гідромашини знайшли широке застосування у гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки, де необхідні компактні приводи з високою питомою потужністю.



**Рис. 13. Схема роботи розподільної системи планетарного гідромотора:  
1 – зовнішній ротор; 2 – внутрішній ротор**

У розглянутій схемі всередині зовнішнього ротора 1 з внутрішнім циклоїдальним з ексцентриситетом розташований внутрішній ротор 2. Між роторами утворюється система замкнених робочих камер змінного об'єму, які в процесі роботи послідовно сполучаються з зонами нагнітання та зливу через розподільну систему.

Ключову роль у функціонуванні гідромотора відіграє розподільна система, яка формує гідравлічне поле. На схемі (рис. 13) це поле умовно поділено на дві зони: зону I високого тиску (нагнітання) та зону II низького тиску (зливу), розділені площиною симетрії AA. Розподільна система забезпечує подачу робочої рідини під тиском лише до певної частини робочих камер, у той час як протилежна частина камер з'єднується зі зливною магістраллю.

У положенні «а» зона високого тиску розташована праворуч від площини AA, а зона зливу – ліворуч. Під дією тиску робочої рідини на бічні поверхні внутрішнього ротора 2 виникає результуюча гідравлічна сила, прикладена ексцентрично відносно його центра. Ця сила створює момент, який змушує внутрішній ротор здійснювати кочення по внутрішній поверхні зовнішнього ротора.

У положеннях «б», «в» і «г» показано послідовні етапи переміщення гідравлічного поля на кути відповідно  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  і  $270^\circ$ . Таким чином, розподільна система забезпечує обертання гідравлічного поля проти годинникової стрілки навколо осі гідромотора. Це обертання має безперервний характер і синхронізується з рухом роторів.

Принциповою особливістю планетарного гідромотора є те, що за один повний оберт гідравлічного поля внутрішній ротор повертається відносно своєї осі лише на один зуб. Величина цього повороту визначається співвідношенням  $\varphi = 360^\circ / z_1$ , де  $z_1$  – кількість зубців внутрішнього ротора. Такий кінематичний зв'язок зумовлює значне зменшення частоти обертання вихідного вала порівняно з кутовою швидкістю гідравлічного поля та, відповідно, формування великого крутного моменту.

У зачепленні з круговим або наближеним до кругового профілем зубців контакт між роторами відбувається одночасно у двох зонах, розташованих по один бік від площини АА. Зона контакту є принципово важливою для забезпечення постійної герметичності між зонами нагнітання та зливу протягом усього робочого циклу. Це зменшує внутрішні витоки робочої рідини та сприяє підвищенню об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотора.

Залежно від способу перетворення плоско-паралельного (планетарного) руху внутрішнього ротора в концентричне обертання вихідного вала, кінематичні схеми планетарних гідравлічних машин можуть істотно відрізнятися. Такі відмінності визначаються типом перетворюючого механізму (карданного, зубчастого, роликів тощо) і поєднанням його з конкретною схемою розподілу робочої рідини. Кожна така комбінація утворює окремий різновид планетарної гідромашини з характерними експлуатаційними та енергетичними показниками [21–24, 36–38].

Узагальнюючи, можна зазначити, що схема формування гідравлічного поля (рис. 13), відображає принцип роботи планетарних гідромоторів з циклоїдальною формою роторів, у яких робоча рідина виконує роль умовного водила планетарного редуктора. Саме завдяки обертанню гідравлічного поля забезпечується узгоджений рух роторів, формування високих крутних моментів та ефективна робота гідромашини в режимах низьких швидкостей обертання, що визначає їх основне застосування як гідромоторів у гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки.

## Висновки.

Проаналізовано класифікацію гідравлічних машин планетарного типу з циклоїдальним зачепленням. Встановлено, що такі машини характеризуються високим крутним моментом, компактністю, стійкістю до перевантажень і широким застосуванням у мобільній та промисловій техніці.

Встановлено, що планетарний (орбітальний) рух внутрішнього ротора зумовлений ексцентриситетом між роторами та внутрішнім циклоїдальним зачепленням. За один оберт гідравлічного поля внутрішній ротор повертається лише на один зуб, що визначає велике передатне число, значний робочий об'єм і, як наслідок, високомоментні та тихохідні характеристики гідромашин цього типу.

Основою функціонування планетарних гідромоторів є формування обертового гідравлічного поля розподільною системою, яка виконує роль умовного водила планетарного механізму. Саме кероване переміщення зон нагнітання і зливу визначає кінематику руху внутрішнього ротора та забезпечує перетворення енергії тиску робочої рідини в механічну енергію обертання. Досліджено кінематичний зв'язок між роторною та розподільною системами. Показано, що ефективність гідромотора значною мірою залежить від фазової узгодженості між ротором і розподільником, що визначає якість подачі робочої рідини в робочі камери.

Узагальнення результатів аналізу свідчить, що планетарні гідромотори з циклоїдальним зачепленням є перспективними силовими агрегатами для реалізації повнопотокових гідроприводів активних робочих органів та ходових систем самохідної

техніки, особливо в умовах підвищених навантажень, обмежених габаритів та вимог до високої надійності і довговічності.

### Список використаних джерел.

1. Gamez-Montero, P. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, 2019. 12 (12). 2423. <https://doi.org/10.3390/en121224232019>
2. Rundo M. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review. *Energies*. 2017. 9 (10). No: 1261. <https://doi.org/10.3390/en10091261>
3. 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>
4. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C. Theoretical analysis of internal epitrochoidal and hypotrochoidal machines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2009. 223. 1469–1480. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES1163>
5. 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>
6. Hsieh, C.-F., Hwang, Y.-W. Geometric design for a gerotor pump with high area efficiency. *Journal of Mechanical Design*, 2007. 129. 1269–1277. <https://doi.org/10.1115/1.2779887>
7. Kwon, S.-M., Kang, H.S., Shin, J.-H. Rotor profile design in a hypogerotor pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2010. 23. 3459–3470. <https://doi.org/10.1007/s12206-009-1007-y>
8. 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>
9. Hsieh, C.-F. Influence of gerotor performance in varied geometrical design parameters. *Journal of Mechanical Design*, 2009. 131. 121008. <https://doi.org/10.1115/1.4000484>
10. 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>
11. Choi, T.H., Kim, M.S., Lee, G.S., Jung, S.Y., Bae, J.H., Kim, C. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134. 011005. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>
12. Ding, H., Lu, X.J., Jiang, B. A CFD model for orbital gerotor motor. IOP Conference Series: *Earth and Environmental Science*, 2012. 15. 062006.
13. Maiti, R., Das, M.K., Sahoo, V.; Avula, K.C., Anukaran, A., Tolambia, V.P., Nag, A. Leakage Past Active Contacts in Involute and Cycloidal Gear Hydrostatic Units. In Proceedings of the 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 20–22 May 2015.
14. Stryczek, J., Antoniak, P., Jakhno, O., Kostyuk, D., Kryuchkov, A., Belov, G., Rodionov, L. Visualization research of the flow processes in the outlet chamber–outlet bridge–inlet chamber zone of the gear pumps. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2015. 15. 95–108. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2014.02.010>.
15. Nag, A., Maiti, R. Unification of epitrochoid origin profile design approaches for external lobed star member used in hydrostatic and gear units. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2013. 227. 299–310.
16. Bates, C.A., Broe-Richter, H.W., Bendlin, C.R., Ennemark, P. The effect of an amorphous hydrogenated carbon-coated gear-wheel on a hydraulic orbital motor's efficiency over time. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J*, 2018. 1–14. <https://doi.org/10.1177/1350650117752610>
17. Furustig, J., Almqvist, A., Pelcastre, L., Bates, C.A., Ennemark, P., Larsson, R. 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. 230. 2086–2097. <https://doi.org/10.1177/0954406215590168>
18. Furustig, J., Larsson, R., Almqvist, A., Bates, C.A., Ennemark, P. A wear model for EHL contacts in gerotor type hydraulic motors. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2015. 229. 254–264.

19. Strmc̃nik, E., Majdic̃, F. The improvement of the total efficiency of the gerotor orbital hydraulic motor. In Proceedings of the 11th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 19–21 March 2018. <https://doi.org/10.18154/RWTH-2018-224639>.
20. Strmc̃nik, E., Majdic̃, F. The pressure and efficiency characteristic of hydraulic gerotor motor with the floating outer ring. *Tehnicki Vjesnik*, 2018, 25. 609–615. <https://doi.org/10.17559/TV-20161201093324>.
21. Панченко А.І. Гідромашини для привода активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка АПК*. 2006. №3. С.11–13.
22. Панченко А.І., Волошина А.А. Гідравлічні машини планерного типу: електронний навчальний посібник. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. URL: [https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/mstsm\\_1/](https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/mstsm_1/).
23. Панченко А.І., Волошина А.А., Золотарьов О.Ю., Тітов Д.С. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2003. №1. С.71–74.
24. Волошина А. А. Конструктивні особливості гідромашин планетарного типу, що застосовуються у гідроагрегатах мобільної техніки. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2013. Вип. 3. Т. 1. С. 65–86.
25. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I., Zasiadko A. The Study of Dynamic Processes of Mechatronic Systems with Planetary Hydraulic Motors. *InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. LNME. Springer, Cham*, 2021. 704–713. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5\\_68](https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_68)
26. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці ТДАТУ*, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30–49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>
27. Voloshina, A., Panchenko, A., Boltyansky, O., Zasiadko, A., Verkholtantseva, V. Improvement of the Angular Arrangement of Distribution System Windows When Designing Planetary Hydraulic Machines. *InterPartner 2021: Advanced Manufacturing Processes III. LNME. Springer, Cham*, 2022, 53-63. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_6)
28. 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>.
29. 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*, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>
30. 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>
31. Тітова О. А., Панченко А. І., Волошина А. А. Методологічні засади проектування гідроприводу мехатронних систем сільськогосподарської техніки: навчальний посібник. Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. 179с.
32. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2023. Вип. 13. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>
33. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А., Нестеренко К. В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ*, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61–77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>
34. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58-72. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72>
35. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91-105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>
36. 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>
37. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С. І. Обґрунтування

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

38. 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.

39. 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>

40. 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. 16 (3). 537-546.

41. Chiu-Fan H. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. 137 (4). FE-14-1137. <https://doi.org/10.1115/1.4029274>.

42. Gamez-Montero P., Castilla R., Codina E., Freire J., Morató J., Sanchez-Casas E. and Flotats I. GeroMAG: In-House Prototype of an Innovative Sealed, Compact and Non-Shaft-Driven Gerotor Pump with Magnetically-Driving Outer Rotor. *Energies*, 2017. 10. 435. <https://doi.org/10.3390/en10040435>

43. 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>

Стаття надійшла до редакції 15.04.2025

Стаття прийнята 22.04.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



## DESIGN FEATURES OF HYDRAULIC MACHINES WITH CYCLOIDAL GEAR

A. Voloshina<sup>1</sup>, A. Panchenko<sup>1</sup>, I. Panchenko<sup>1</sup>, I. Kholod<sup>1</sup>, A. Voloshin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

<sup>2</sup>Melitopol College of the Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

### Summary

This paper examines the design principles, kinematics, and hydrodynamic properties of planetary hydraulic machines with cycloidal rotors, widely used in hydraulic drives for mechatronic systems in self-propelled vehicles. The focus is on analyzing the formation of a rotating hydraulic field generated by the distribution system and acting as a planetary carrier. It is established that the movement of the pressure and discharge zones determines the planetary motion of the inner rotor and ensures the conversion of the working fluid pressure energy into useful torque at the output shaft. The interaction of the inner and outer rotors in cycloidal engagement, the conditions for slip-free running-in, and the mechanism for the formation of closed working chambers of variable volume are analyzed in detail. The role of the contact zones of the rotor tooth profiles in ensuring a tight seal between the pressure and discharge zones and increasing the volumetric efficiency is examined. Special attention is given to kinematic schemes for compensating for the planetary motion of rotors, particularly those using external gearing, which converts orbital motion into concentric rotation of the output shaft. The influence of design and kinematic solutions on the energy and performance characteristics of hydraulic machines is summarized. The feasibility of using planetary hydraulic motors as low-speed, high-torque hydraulic machines in the operating conditions of mechatronic modules with hydraulic drives for active working parts and the chassis systems of self-propelled vehicles is substantiated, confirming the potential for their effective use.

**Keywords:** planetary hydraulic motor, rotor system, kinematics of rotors, distribution system, working fluid, flow parts.