

*I. П. ГРЕЧКА***МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ТА СПОРІДНЕНИХ ПРОЦЕСІВ У КОНСТРУКЦІЯХ (ОГЛЯДОВА СТАТТЯ)**

Стаття містить аналіз публікацій методів дослідження гідродинамічних та споріднених процесів у конструкціях. Зокрема, приділена увага відцентровим насосам. Висвітлені існуючі технічні рішення цих насосів, а також перевертає увагу робота планетарних гідромоторів, де відбувається зношування робочих поверхонь роторів. Проаналізована задача забезпечення стабільності динамічних характеристик гідроприводу під час перехідних процесів з використанням пасивних гасителів пульсацій. Проведено аналіз досліджень, присвячених використанню енергоефективних гідромоторів у ходових модулях мехатронних систем будівельних, дорожніх, комунальних, сільськогосподарських, залізничних та інших самохідних машин. Розглянуто метод згладжування робочих поверхонь статора й ротора з використанням комп'ютерного моделювання для усунення впливу ротора на статор при їх взаємодії. Проведено аналіз розрахунку та проєктування оптимального радіусного зазору поршневої пари в аксіально-поршневому насосі. Проаналізовано динамічну модель витоку блоку циліндрів і мастильну плівку на основі мастила пари пластин сферичного клапана для аксіально-поршневих насосів. Проведено аналіз динамічного відгуку двотандемного аксіально-поршневого насоса з двокопирним регулюванням потоку за умов перешкод тиску. Проаналізовано схему діагностики для виявлення несправностей гідравлічного поршневого насоса.

Ключові слова: гідродинамічний процес, планетарний гідромотор, відцентровий насос, поршневий насос, гідроб'єсна передача

*I. HRECHKA***METHODS OF RESEARCHING HYDRODYNAMIC AND RELATED PROCESSES IN STRUCTURES (REVIEW ARTICLE)**

The article contains an analysis of publications on research methods of hydrodynamic and related processes in structures. In particular, attention is paid to centrifugal pumps. The existing technical solutions of these pumps are highlighted, as well as the operation of planetary hydraulic motors, where wear of the working surfaces of the rotors occurs. The problem of ensuring the stability of the dynamic characteristics of the hydraulic drive during transient processes using passive pulsation dampers is analyzed. An analysis of research devoted to the use of energy-efficient hydraulic motors in running modules of mechatronic systems of construction, road, utility, agricultural, railway and other self-propelled machines was carried out. The method of smoothing the working surfaces of the stator and rotor using computer modeling to eliminate the influence of the rotor on the stator during their interaction is considered. An analysis of the calculation and design of the optimal radial gap of the piston pair in the axial-piston pump was carried out. The dynamic model of cylinder block leakage and the lubricating film based on the lubrication of a pair of spherical valve plates for axial-piston pumps are analyzed. An analysis of the dynamic response of a two-tandem axial-piston pump with two-circuit flow control under pressure obstruction conditions was carried out. The diagnostic scheme for detecting malfunctions of the hydraulic piston pump was analyzed. For such heavily loaded machines as military, such connected models and research methods are necessary, as recommendations based on more adequate models are more grounded and perfect.

Key words: hydrodynamic process, planetary hydraulic motor, centrifugal pump, piston pump, hydraulic transmission

Вступ. Сучасні машини, агрегати та обладнання мають у своєму складі значну кількість гідроагрегатів. Зокрема, ця тенденція стосується і машин військового призначення, а також техніки широкого призначення. Відповідно, при проєктуванні та виготовленні цих виробів необхідно моделювати процеси і стани, які відбуваються у ході їх експлуатації. Своєю чергою це змушує розглядати широкий спектр конструкцій та методів досліджень, які розроблені нагепер та описані у публікації із метою застосування, розвитку та адаптації стосовно конкретних задач, що виникають. Це спонукало здійснити аналіз відповідних публікацій, який сформулював коло питань, висвітлених у цій роботі.

Аналіз методів дослідження гідродинамічних та споріднених процесів у конструкціях.

З метою визначення існуючих сучасних методів дослідження гідродинамічних та споріднених процесів здійснено аналіз літературних джерел із цього напрямку.

Так, стаття Rogovyi A. [1] присвячена дослідженню структури потоку рідкого азоту у відцентрових насосах та визначенню енергетичних і кінематичних характеристик потоку в робочому колесі опорного криогенного насоса мобільних азотних установок. Проведено аналіз сучасних технічних рішень у цій галузі з визначенням їх переваг та недоліків. У роботі досліджено процеси та особливості течії рідкого азоту в проточній

частині робочого колеса. Інтегральні характеристики, такі як перепад тиску (напор) і гідравлічний ККД робочого колеса під час перекачування рідкого азоту та води, були отримані за допомогою сучасних засобів моделювання. У результаті просторового моделювання течії за допомогою вільного відкритого програмного забезпечення CFD OpenFOAM отримано розподіли основних кінематичних характеристик течії. Встановлено, що фізичні властивості рідкого азоту не мають суттєвого впливу на основні параметри відцентрових насосів, такі як ККД і тиск (гідравлічний ККД при перекачуванні рідкого азоту лише на 2–5% нижче, ніж при перекачуванні води).

Роботи [2–3] присвячені дослідженню течії рідини в різних типах гідравлічних лопатевих машин (відцентрових насосів і турбін) із застосуванням сучасних механічних методів, тобто моделювання 3D течії на основі оптимізаційного або штучного інтелектуального алгоритму.

У роботі W. Zhang та ін. [2] описано роботу обертової частини відцентрового насоса з метою визначення факторів, що зменшують втрати енергії та розроблено алгоритм оптимізації відцентрових насосів.

У роботі C.-N Wang та ін. [3] дослідили ефективність відцентрових насосів із залученням алгоритмів AI, які оцінювали ефективність насоса за площею перетину корпусу, інтерференцією

робочого колеса, довжиною спірального язичка та кутом спірального язика.

Загалом практично у всій літературі висвітлюються класичні методи розрахунку та проектування відцентрових насосів для перекачування ньютонівських, неньютонівських рідин і навіть газорідних сумішей [4, 5].

Kim B. та ін. [4] у цьому дослідженні представили вплив геометрії робочого колеса на в'язкість насосної рідини шляхом оптимізації конструкції робочого колеса. Тут робота насоса моделюється чисельно шляхом вирішення усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса при різних витратах. Експериментальне тестування також виконується з використанням тих самих масел для чисельної перевірки.

У статті Li Y. [5] автори вивчають внутрішній потік рідини та його вплив на динамічні характеристики робочого колеса насоса та досліджує причини вібрації під час перехідного процесу пуску. Геометрія проточного каналу всередині відцентрового насоса встановлюється за допомогою програмного забезпечення Creo 4.0 (американська компанія PTC). Комп'ютерне моделювання внутрішнього потоку рідини виконується за допомогою програмного забезпечення Flomaster V9 (компанія Flowmaster Великобританії) для отримання закону зміни швидкості та потоку під час запуску відцентрового насоса, який завантажується в розрахунок моделювання відцентрового насоса. зміну швидкості та потоку під час процесу запуску було додатково оброблено за допомогою методу сполучення рідинної структури.

Як видно (див. вище), у циклі проаналізованих робіт [1–5] викладені методи проектування та дослідження насосів різного типу. Наряду із прогресивними методами досліджень, що описані у цих роботах, в основному увага дослідників у цих роботах зосереджена на аналізі робочих процесів у розрізі гідродинамічних потоків та впливу на них різних параметрів, однак при цьому не здійснюється вихід на дослідження механічних процесів і станів, які супроводжують робочі процеси у досліджених об'єктах.

У роботі Panchenko A. [6] зазначається, що під час роботи планетарних гідромоторів відбувається зношування робочих поверхонь їх роторів. Тому актуальним є експериментальне дослідження впливу зношування робочих поверхонь роторів планетарного гідродвигуна на динаміку зміни його вихідних характеристик.

Подібні дослідження описані у роботах [7–9]. Так у роботі Ivanović L. [7] наведено чисельний аналіз контактних напружень на обертових елементах героторних насосів із фіксованим положенням осі валів і з приводним ротором, що виконує роль внутрішнього елемента. Пояснено основні характеристики та принципи функціонування такого типу насосів та представлено огляд досліджень в області чисельних методів і розробок та оптимізації конструкції цих насосів. Визначено основні припущення, обмеження та вхідні значення для

визначення максимальних напружень, числового аналізу контактних напружень, які викликані передачею крутного моменту від внутрішньої до зовнішньої шестерні. Отримані результати дослідження контактних напружень чисельно-аналітичним методом є графічним представленням. Також були проведені порівняння результатів для кращого розуміння його відхилень.

У статті Hao S. [8] пропонується новий теоретичний профіль зуба героторного насоса. Замінюючи постійну довжину великої півосі еліпса на змінну, пов'язану з кутом, і використовуючи метод нормалі профілю, новий профіль отримується та ілюструється. Потім також обговорюється зазор профілю з урахуванням характеристик трансмісії та специфічного ковзання роторів. Аналіз у цій статті показує, що новий профіль може збільшити середню швидкість потоку насоса в умовах низької швидкості, зменшити зношування і знизити опір рідини на внутрішньому роторі. Значно зростаюча пульсація тиску в умовах високої швидкості також свідчить про те, що рельєфну канавку необхідно переробити, щоб пом'якшити це явище.

У роботі Bigliardi E. [9] була розроблена та представлена спеціальна комбінована методологія, заснована як на 2D CFD, так і на чисельному моделюванні зосереджених параметрів, корисна для моделювання гідравлічної поведінки орбітальних кільцевих машин. Більш детально, можливості прогнозування цього інструменту CAE можна застосувати для вивчення як роликів, так і героторних архітектур, а також для розгляду режимів роботи насосів і двигунів. Перш за все, власна розроблена методологія 2D CFD, заснована на інтеграції стаціонарної форми рівняння Рейнольдса для визначення розподілу тиску всередині бічних зазорів, обмежених сторонами групи статор-ротор і пластиною клапана, а також внутрішня поверхня колектора спочатку представлена та нанесена. Таку саму обчислювальну процедуру також було використано для дослідження витоків через зазор між пластиною клапана та балансувальним кільцем. Після цього була залучена чисельна модель із зосередженими та розподіленими параметрами для моделювання типової роботи орбітального роликівого двигуна. У цьому випадку особливу увагу було приділено моделюванню осьових проміжків витоків з використанням аналітичних інтерполяційних функцій, виведених із чисельних результатів, розрахованих із застосуванням описаної раніше методології 2D CFD. Нарешті, весь підхід CAE було підтверджено за допомогою комплексного чисельного та експериментального порівняння, отримавши загальну відповідність для загального робочого поля цього конкретного типу гідравлічного агрегату.

Як видно, у циклі проаналізованих робіт [6–9] викладені експериментальні дослідження зношування робочих поверхонь роторів планетарного гідромотора. Наряду із методиками досліджень, що описані у цих роботах, в основному увага дослідників у них зосереджена на аналізі

робочих процесів у розрізі гідродинамічних потоків у різних конструкціях насосів, однак при цьому не здійснюється дослідження механічних процесів і станів, які супроводжують робочі процеси у досліджених об'єктах.

У роботі Panchenko A. [10] вирішено задачу забезпечення стабільності динамічних характеристик гідроприводу під час перехідних процесів з використанням пасивних гасителів пульсацій. У результаті виконаної роботи удосконалено математичну модель, що дає можливість досліджувати вплив пасивного гасителя пульсацій на стабілізацію вихідних характеристик гідроприводу. Встановлено, що під час розгону гідроприводу амплітуда стрибків тиску та моменту визначається часом відкриття запобіжного клапана. Використання пасивного демпфера пульсацій збільшує час відкриття запобіжного клапана в 7 разів, що дає можливість знизити скачки тиску і моменту в 2,2 рази. У сталому режимі роботи гаситель пульсацій стабілізує (згладжує) пульсації, спричинені коливаннями зовнішнього навантаження та нерівномірною подачею насоса. Застосування пасивного гасителя пульсацій, що виконує роль демпферного пристрою, дає можливість стабілізувати динамічні характеристики гідроприводу під час перехідних процесів.

Також у роботі [11] Panchenko A. та ін. розглянули вплив конструктивних особливостей орбітальних гідромоторів на зміну динамічних характеристик гідроприводів. У роботі [12] Panchenko A. та ін. автори провели дослідження динамічних процесів мехатронних систем з планетарними гідродвигунами. У роботі [13] Voloshina A. та ін. досліджено зміну динаміки вихідних характеристик мехатронних систем з планетарними гідродвигунами.

У роботі [14] Voloshina A. та ін. наведено способи підвищення вихідних характеристик планетарних гідромашин. У роботі [15] Pavlov A. I. та ін. досліджували коливальний метод контролю технічного стану гідроциліндрів машин-маніпуляторів. У роботі [16] Kiurchev S. та ін. розглянули вплив проточної площі розподільних систем на зміну робочих параметрів планетарних гідромоторів. У роботі [17] Panchenko A. та ін. розглянули вплив конструктивних параметрів роторів планетарного гідродвигуна на зміну вихідних характеристик мехатронної системи.

Однак, у роботах [10–17] мало приділяється уваги напружено-деформованому стану елементів гідромашин.

У роботі Panchenko A. та ін. [18] дослідження було присвячено підвищенню енергоефективності самохідної техніки в сільському господарстві переважно за рахунок гідроприводу вихідних характеристик активних робочих органів. Гідропривод із планетарними гідромашинами широко використовується на сільськогосподарській техніці. Попередні дослідження показали, що під час роботи планетарних гідромашин зазор між роторами часто перевищував критичне значення, що супроводжувалося нестандартними змінами його

вихідних параметрів. Передбачалося, що вирішення цієї проблеми дасть можливість стабілізувати вихідні характеристики планетарних гідравлічних машин. Для цього розроблено фізичну модель взаємного руху роторів (з урахуванням зазору між ними) та схему їх руху. Отримано математичні залежності зміни кутової швидкості роторів орбітальних гідромоторів. Характер зміни вихідних параметрів підтверджено результатами поточних теоретичних досліджень, зниженням кутової швидкості та об'ємного та загального ККД.

У роботі Kwak H.S. та ін. [19] наведено оптимальну конструкцію геротора (2-еліпси) для зменшення максимального контактного напруження.

У свою чергу, у роботі De Martin, A. та ін. [20] дослідили оптимізацію героторних насосів з асиметричними профілями за допомогою алгоритму еволюційної стратегії. У роботі Ває J.H. [21] провели розробку та CFD-аналіз геротора з декількома профілями (тип еліпс-евольвента-еліпс і тип 3-еліпса) з використанням алгоритму обертання та трансляції.

Привертає увагу робота Voloshina A. та ін. [22], у якій описане дослідження удосконалення кутового розташування вікон розподільної системи при проектуванні планетарних гідромашин. У роботі [23] Panchenko A. та ін. визначили помилку виготовлення зубчастого профілю роторів орбітального гідромотора. У роботі [24] Voloshina A. та ін. провели експериментальні дослідження пропускної здатності систем розподілу планетарних гідромоторів.

У роботі Yang, Y. та ін. [25] зазначається, що гідравлічна передача відіграє незамінну роль у сучасному оборонному будівництві країни завдяки таким перевагам, як висока стійкість до навантажень, жорсткість, гнучка конфігурація та велика питома потужність. Поршневий насос, як основний компонент передачі енергії, має важливе значення для забезпечення безпечної роботи гідравлічного обладнання шляхом моніторингу стану та діагностики несправностей Wu F. та ін. [26]. Гідравлічне обладнання має багаторазове перетворення енергетичних областей і зазвичай використовується у високошвидкісних і важких умовах роботи. Це робить передачу інформації про стан предметом різних складних ефектів зв'язку Zhang L. та ін. [27].

Разом із тим у роботах [25–27] відсутнє чисельне моделювання реакції гідромашин на варіювання окремих параметрів.

У роботі Hutsol T. [28] описані дослідження, присвячені використанню енергоефективних гідромоторів у ходових модулях мехатронних систем будівельних, дорожніх, комунальних, сільськогосподарських, залізничних та інших самохідних машин, роботи використовуються у різних галузях європейської економіки та можуть сприяти практичній реалізації філософії «Європейської зеленої угоди». У результаті проведених досліджень розроблено розрахункові схеми та математичний апарат, які дають

можливість визначити раціональне зусилля в зоні контакту рухомого та нерухомого розподільників. З метою визначення геометричних параметрів ступінчастих поверхонь рухомого та нерухомого розподільників, які забезпечують утворення масляної плівки в зоні контакту, розроблено структурно-функціональну схему математичної моделі, яка дає змогу отримати кількісну оцінку природу продуктивності системи розподілу. Проведеними дослідженнями встановлено, що при раціональному проектуванні елементів розподільної системи за рахунок зменшення зусилля затискання на 3–5 % у розподільній системі витік через торцевий зазор зменшується на 26 %. Зменшення витіку у контактній зоні дає можливість підвищити продуктивність розподільчої системи на 2,4 % за рахунок збільшення об'ємного ККД (зниження втрат).

Працездатність розподільної системи, як правило, визначає працездатність і ресурс гідромашини в цілому. Основною умовою, що визначає працездатність системи розподілу, є забезпечення умов притиснення (створення постійного контакту) рухомого розподільника до нерухомого. Тому підвищення ефективності використання планетарного гідромотора (ГМ) шляхом обґрунтування раціональних геометричних параметрів елементів розподільчої системи та забезпечення її працездатного стану (виконання умови притиснення рухомого розподільника до нерухомого) є актуальною проблемою, що потребує невідкладного дослідження.

Метою роботи є обґрунтування раціональних геометричних параметрів елементів розподільчої системи, що забезпечують підвищення ефективності використання планетарного гідромотора шляхом дослідження робочих процесів, що відбуваються в розподільчій системі планетарного гідромотора.

Одними з актуальних науково-практичних напрямів є дослідження, присвячені ходовим модулям Bulgakov V. та ін. [29], які потребують використання ефективних гідромоторів.

При розробці гідроприводів активних робочих органів і ходових модулів мехатронних систем самохідних машин виявилася тенденція до використання тихохідних високомоментних гідромоторів замість швидкохідних з редукторами [30]. В якості таких гідромоторів знайшли застосування героторний [31], орбітальний [32] і планетарний [33] гідромотори. Гідродвигуни планетарного типу (ГМ) використовуються переважно для приводу ходових модулів і робочих органів мехатронних систем самохідних машин [34].

Основними системами планетарної ГМ (рис. 1), що забезпечують її працездатність, є система роторів [18, 35] і система розподілу [36, 37]. Система роторів представлена зовнішнім ротором 10 із вставленими зубцями (роликми) 1 і внутрішнім ротором 2, що утворюють гіпоциклоїдне зачеплення [18]. Система розподілу представлена рухомим розподільником 3 і нерухомим розподільником 6. У системі розподілу також беруть участь вал 9 і передня кришка 11, які служать для подачі (відведення) робочої рідини.

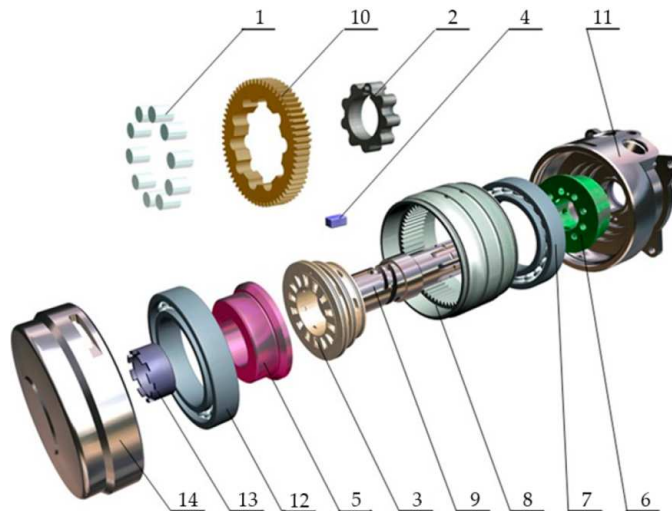


Рисунок 1 – Планетарний гідромотор: 1 – зубці (ролики), 2 – внутрішній ротор,

3 – рухомий розподільник, 4 – шпонка, 5 – шок, 6 – нерухомий розподільник, 7 і 12 – радіально-упорні шарикопідшипники, 8 – тіло, 9 – вал, 10 – внутрішній ротор, 11 – передня кришка, 13 – гайка, 14 – задня кришка

Для забезпечення роботи гіпоциклоїдального зачеплення необхідна наявність обертового гідравлічного поля, створюваного системою розподілу робочої рідини [36, 37]. Гідравлічне поле (рис. 2) утворюється контактом торцевих поверхонь рухомого 3 і нерухомого 6 розподільників, на контактних поверхнях яких виконано розподільні вікна [16]. Під час роботи розподільчої системи зона нагнітання 4 замінюється зоною зливу 5, тобто відбувається

обертання (поворот) гідравлічного поля [16]. Принцип роботи кінцевої розподільчої системи планетарного ГМ, зображеного на рис. 2, детально описано в [37].

Основним недоліком планетарних гідромашин (ПГМ) є нерівномірність їх вихідних характеристик через наявність гідравлічних та об'ємних втрат у системі розподілу. Ці втрати зумовлені нераціональною конструкцією елементів розподільної системи, геометричні параметри яких

задають необхідне зусилля для постійного контакту між рухомих і нерухомих розподільниками. Постійний якісний контакт між дистриб'юторами є основою стабілізації вихідних характеристик ПГМ.

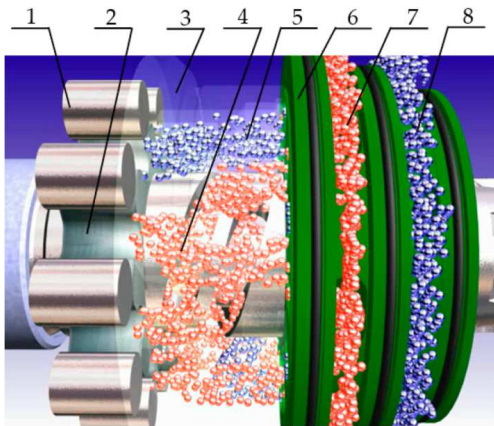


Рисунок 2 – Принцип формування обертового гідравлічного поля:

- 1 – зубці (ролики) зовнішнього ротора, 2 – внутрішній ротор,
3 – зображення рухомого розподільника,
4 – зона ін'єкції, 5 – зона зливу, 6 – нерухогий розподільник,
7 – подача робочої рідини під тиском,
8 – злив робочої рідини

Тому дослідження робочих процесів, що відбуваються в стиковій системі розподілу ПГМ планетарного типу, з метою обґрунтування раціональних геометричних параметрів елементів системи гідророзподілу, що забезпечують підвищення ефективності використання ПГМ, є термінове завдання.

Підвищення вимог до продуктивності гідроприводів активних робочих органів і ходових систем [30, 38] у різних галузях машинобудування зумовлюється наявністю гідромашин. Досліджено вплив тиску [39], питомої швидкості подачі та частоти обертання [40] на загальну ефективність мотор-редуктора. З використанням генетичного алгоритму проведено оптимізацію героторного насоса з використанням алгоритму еволюційної стратегії [41]. Однак питання, пов'язані з взаємодією роторної системи і системи розподілу робочої рідини, не розглядалися.

У роботі [42] розглянуто можливість проведення гідродинамічних розрахунків у гідравлічних машинах з використанням пакетів програм CFD. У роботі [43] досліджено вплив в'язкості рідин Бінгема і стисливості рідини [44] на функціональні параметри насосів.

Для підвищення продуктивності роторно-планетарного насоса запропоновано модель навантаження, яка дає змогу визначити розподіл тиску в кожній із робочих камер [45]. Однак слід зазначити, що подача робочої рідини і принцип дії ПГМ (орбітальних) відрізняються від гідромашин з планетарним ротором.

Аналіз причин незадовільної роботи ПГМ (орбітальних) дав змогу виділити два основні вузли, що обмежують їх ефективну роботу: роторну систему [18, 35] та систему розподілу [16, 37]. У системі роторів досліджено кінематику руху

зовнішнього ротора [18, 38] та визначено вплив зміни зазору між внутрішнім і зовнішнім роторами на зміну функціональних параметрів планетарного ТМ [46]. Описано динамічні процеси, що відбуваються в системі роторів [32, 34], проведено експериментальну оцінку впливу конструктивних особливостей системи роторів на функціональні характеристики планетарних ГМ [47]. Розроблено методи та засоби контролю похибки у формі виготовлення роторів [17], обґрунтовано методику автоматизації контролю зубчастої поверхні роторів [23]. Дослідження щодо впливу геометричних параметрів розподільних систем на функціональні параметри гідромашин не проводились.

Розподільна система – це складний вузол, який є пристроєм для подачі та відведення робочої рідини в робочі камери [36, 37], утворені зовнішнім і внутрішнім роторами, у певній послідовності [18, 35]. Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми розподільної системи [37] та раціональні геометричні параметри розподільних вікон [48], що дають можливість зменшити пульсації потоку робочої рідини, вплив форми вікон, виконаних у вигляді сегмента [16, 36], кола [36, 49] та паза [36, 50], на пропускну здатність розподільчої системи обґрунтував кутове розташування вікон [51]. Досліджено динамічні процеси, що відбуваються в системах розподілу [22, 32, 34], а також проведено експериментальні дослідження пропускну здатності систем розподілу планетарних ГМ [13]. При цьому питання забезпечення працездатності системи розподілу не розглядалися.

Однак необхідно враховувати той факт, що планетарна (орбітальна) ТМ є конструкцією, що складається з редуктора і рідиннорозподільного пристрою [18, 37]. У цьому випадку коробка передач має спеціальну циклоїдну передачу, яка утворює робочі камери, а розподільний пристрій забезпечує подачу робочої рідини в ці камери. Аналіз літературних джерел показує, що якщо про редуктори планетарних (орбітальних) ТМ ще можна знайти наукові публікації, то про системи розподілу цих ТМ публікацій просто немає. У 17 наведених джерелах аналізу літератури [38] немає жодного джерела, що розглядає роботу системи розподілу гідравлічної рідини планетарного (орбітального) ГМ, і це майже повний аналіз за 50 років.

Проаналізувавши наявний літературний простір з метою відповідного обґрунтування досліджуваного питання на основі сучасного стану знань, можна стверджувати, що на сьогодні (починаючи з 2018 р.) публікації українських дослідників А. Панченка, А. Волошиної, С. Кюрчева є актуальними, і їх колеги є найчисленнішими джерелами інформації про розрахунок, проектування та роботу планетарних (орбітальних) ГМ.

У роботі Alrefo I. F. та ін. [52] розроблено метод згладжування робочих поверхонь статора й ротора з використанням комп'ютерного моделювання для усунення впливу ротора на статор при їх взаємодії. Мета статті [52] полягає в тому, щоб запропонувати рішення проблеми заклинювання роторно-планетарних машин,

спричиненого самоіндукованим вихором зворотного сухого тертя, створеного взаємодією системи ротор/статор. Пропонується виправити цей недолік шляхом удосконалення геометрії робочих поверхонь ротора і статора.

В основі роботи роторного і планетарного механізмів лежить вплив ротора на статор через їх взаємодію. Це одна з проблем стабільності та безпеки обертових машин. Тип тертя стає визначальним для прогнозування реакції поворотної системи [53].

Модель тертя ротора з функцією згладжування, запропонована в [54, 55], може ефективно визначати початок тертя ротора і водночас визначати властивості миттєвих частот ротора. У роботі Yu P. та ін. [56] наведено дослідження надійності та довговічності підшипників, що забезпечують обертання ротора роторно-планетарного механізму. За результатами досліджень зроблено висновок про достатню надійність підшипникових вузлів. Авторами Zhang J. та ін. [57] проведено дослідження сил тертя, які виникають при роботі підшипників поворотно-планетарних механізмів. Детально проаналізовано вплив тертя на роботу підшипникових вузлів.

Розроблено методику створення комп'ютерних моделей поверхонь механізмів різного призначення, у тому числі модифікованого циклоїдного редуктора з епітрохідним профілем зуба [58].

Проте представлені методи побудови комп'ютерних моделей базуються на застосуванні стандартних кривих, які є у вбудованих бібліотеках САД-систем. У цьому випадку важко забезпечити гладкість робочих поверхонь проєктованих механізмів на стику відрізків кривих, що утворюють їх контур. У Navrylenko Y. та ін. [59] було описано побудову нерівномірних раціональних В-сплайн-моделей поверхні довільних форм на основі каркасів, що складаються з двох сімейств кривих. Перше сімейство визначає рух формуючих кривих, які є кривими, що описують проєктовану поверхню. Цей метод комп'ютерного моделювання поверхонь передбачає використання моделей абстрактних зображень з найменшим описом. Слід зазначити, що цього недостатньо для виконання завдання забезпечення безперебійної роботи системи статор/ротор у роторно-планетарних механізмах. У зв'язку з цим необхідний пошук нових, більш ефективних методів, у тому числі методів комп'ютерного моделювання профілів функціональних поверхонь роторно-планетарних агрегатів і машин. Криві другого сімейства визначають рух напрямних кривих. Формувальні та напрямні криві, представлені аналітично, утворюють каркас моделі на основі визначника поверхні. У роботі [58] він включає криві другого порядку. При формуванні каркасних елементів для таких поверхонь засобами САПР немає необхідності в подальших операціях.

Однак такий підхід до формування каркаса поверхні, що складається з кривих другого сімейства, не може забезпечити необхідну точність профілю ротора або статора роторно-планетарної машини. Для формування профілю функціональних поверхонь

ротора та статора проєктованої роторно-планетарної машини було б ефективніше використовувати методи геометричного моделювання поверхонь, обмежених плавними кривими другого порядку.

Математичне обґрунтування комп'ютерного моделювання поверхонь наведено в Jang D. J. та ін. [58]. Вихідними даними для побудови кривої служать точковий ряд і його геометричні властивості. Авторами розроблено методику проєктування комп'ютерних моделей поверхонь, заданих точковим масивом із застосуванням технології автоматизованого проєктування, а також програм для обробки поверхонь з ЧПУ. Слід зазначити, що для формування кривої автори використовують математичне ядро програмного забезпечення системи САПР, яке використовується при комп'ютерному моделюванні функціональних поверхонь машин і механізмів. Це унеможливає забезпечення необхідної плавності профілю проєктованих елементів роторно-планетарної машини. Це ставить питання про необхідність розробки абсолютно нового алгоритму проєктування поверхонь ротора і статора.

Підмножини точок ізольовані від початкового масиву точок – це серії точок, що утворюють основу для лінійних елементів каркаса поверхні. Потім на основі дискретного лінійного каркаса, поданого сімействами формуючих і напрямних кривих, проєктується комп'ютерна модель поверхні.

Математичний апарат дозволив реалізувати метод визначення надійності гідромотора [14, 60] шляхом моделювання змін технічного стану роторів гідромотора та обґрунтувати геометричні параметри елементів розподільних систем. Дослідження дозволили змодельовати з'єднання зовнішнього та внутрішнього роторів, що дозволяє значно покращити вихідні характеристики планетарних гідромашин та мехатронних систем самохідних машин [61]. Методи математичного аналізу також використано в Tabor S. та ін. [62] для вдосконалення робочих засобів сепарації очесанного вороху озимої пшениці.

Отже, вирішення питання використання кривих будь-якої конфігурації в САПР, заданих як аналітично, так і конструктивно, є важливим етапом у розвитку технології створення керуючої програми для верстатів з ЧПК.

У результаті аналізу конструкції та принципу дії роторно-планетарних машин і механізмів виявлено основні недоліки надійності їх роботи. Це заклинювання, викликане самоіндукованим вихором зворотного сухого тертя, що виникає внаслідок взаємодії системи ротор/статор. У цій роботі розглядаються шляхи усунення цього недоліку шляхом удосконалення геометрії робочих поверхонь ротора та статора.

Одним із шляхів усунення впливу ротора на статор у процесі їх взаємодії є мінімізація тертя ротора об стартер шляхом розробки методу згладжування їх робочих поверхонь за допомогою комп'ютерного моделювання складних поверхонь на основі рами, який складається з кривих, які не представлені в бібліотеках програмного забезпечення САПР.

У роботах [52–62] використано спеціальні й загальні методи дослідження: інтерполяція точкових рядів – для визначення вузлів контуру ротора та статора ротаційно-планетарних механізмів, формування B-сплайнів – для побудови ряду точок, координати яких структурно визначені, технологія автоматизованого формування кривих у CAD-системі SolidWorks – для моделювання функціональних поверхонь планетарно-роторного компресора. Розроблені алгоритми формування контурів, що подають аналітично або конструктивно задані криві із заданою точністю. Отримані контури використовуються в системі САПР як лінійні елементи моделі поверхні. Розроблений метод апробовано при моделюванні функціональних поверхонь планетарно-роторного компресора. Проведена оптимізація форми корпусу та профілів ротора з метою підвищення продуктивності роторно-планетарної машини. Розроблені алгоритми дають можливість визначити вихідний ряд точок, що належать будь-якій кривій, і забезпечують задану точність інтерполяції при формуванні контуру B-сплайну або дуг кривих другого порядку. На основі передавального числа планетарно-роторного механізму й розмірів ротора сформовані комп'ютерні моделі корпусних поверхонь ротора. З метою підвищення продуктивності компресора оптимізовані робочі поверхні ротора. Максимальний об'єм робочої камери було збільшено за рахунок збільшення радіуса переміщення шестерні планетарно-поворотного механізму. Для запобігання заклинювання ротора під час роботи компресора змінено контур ротора. Розроблено метод моделювання поверхонь складної форми в CAD-системі на основі створення контурів, які із заданою точністю подають лінії від визначника поверхні. Цей метод дає можливість формувати комп'ютерні моделі складних поверхонь на основі каркаса, що складається із кривих, яких немає у бібліотеках САПР. Проте загального розв'язання задачі із урахування усіх чинників не наведено.

У роботі Chen X. та ін. [63] проведено розрахунок та проектування оптимального радіусного зазору поршневої пари.

Аксіально-поршневий насос відіграє вирішальну роль як силовий компонент гідравлічної системи. Як одна з важливих пар тертя, поршнева пара має значний вплив на механічну та об'ємну ефективність аксіально-поршневого насоса, де зазор поршневої пари має значний вплив на змащування та загальну ефективність поршня. Однак існує кілька досліджень щодо зазору поршневої пари, і немає відповідної теоретичної підтримки для розробки зазору поршневої пари, особливо коли поршень обертається. Щоб вирішити цю проблему, запропоновано метод проектування CORG (критичний і оптимальний радіусний зазор) для поршневої пари на основі критичного радіусного зазору та оптимального радіусного зазору.

Як важливий силовий компонент гідравлічної системи, аксіально-поршневий насос широко використовується в машинобудуванні [64, 65] та багатьох інших галузях [66–68]. У Chao Q. та ін. [69]

зворотно-поступальний рух поршня в поршневій отвір під час роботи аксіально-поршневого насоса може спричинити зміну об'єму поршневої камери, тим самим реалізуючи всмоктування та випускання масла аксіально-поршневого насоса. Між тим, велика кількість експериментальних досліджень також показує, що розподіл тиску та характеристики потоку в поршневій парі мають значний вплив на продуктивність аксіально-поршневого насоса.

В останні роки дослідження радіального зазору поршневої пари привернули увагу багатьох дослідників на основі вивчення потоку витoku поршневої пари. У роботі Shen H. та ін. [70] використали підхід віртуального прототипу для аналізу кінематики та моделювання динаміки аксіально-поршневого насоса та створили модель контакту кульки в гнізді з урахуванням багатьох факторів, і результати показали, що жорсткість нормального контакту та тангенціальну жорсткість контакту можна покращити шляхом збільшення радіуса поршня та зменшення радіального зазору.

Для дослідження характеристик змащення та тертя поршневої пари у роботі Lu Y. та ін. [71] створили метод прогнозування зносу пари поршень/циліндр шляхом поєднання моделі розрахунку параметрів навантаження та змащення та моделі розрахунку зносу, а також процес зношування пари поршень/циліндр можна отримати за допомогою цього методу, щоб можна було передбачити час технічного обслуговування. У роботі Zhang J. та ін. [72] запропонували зміну зношування пари поршень/циліндр із часом роботи за рахунок погіршення зношування, і контур поверхні отвору циліндра, що піддається механічній обробці, був розроблений на основі контуру зносу при найменшій його швидкості зносу. У роботі Ma X. та ін. [73] мали на меті знизити тертя через текстури на поверхні поршня, збільшуючи або принаймні зберігаючи вантажопідйомність поршневої системи. З цієї причини було розроблено кілька текстур і досліджено їх змащувальні характеристики, спрямовані на зменшення тертя поршня та покращення здатності системи нести навантаження в широкому діапазоні умов експлуатації. Однак зазор поршневої пари має вирішальне значення для змащування та ефективності тертя поршня. Зокрема, відповідний радіусний зазор може забезпечити добре змащування поршня за умови забезпечення герметичності, що має велике значення для продовження терміну служби поршня та зменшення втрати потужності поршневої пари. Тому необхідно визначити певну метрику, щоб продуктивність поршневої пари була в певному сенсі оптимальною. З цією метою обрано загальну втрату потужності поршневої пари як метрику, яка є розумною та прийнятною, оскільки загальна втрата потужності може певною мірою відображати продуктивність поршневої пари.

З іншого боку, для дослідження обертового руху поршня багато вчених експериментально довели, що поршень має обертовий рух навколо власної осі, а також провели багато досліджень щодо сили поршня [74, 75]. У роботі Zhang J. та ін.

[76] створили нову випробувальну установку для вимірювання обертання повзуна і детально представили цей метод випробування. Результати вимірювань показали, що всередині насоса існує ковзання, швидкість якого приблизно дорівнює частоті обертання вала, що опосередковано доводить наявність обертання поршня. У роботі Ransgnola T. та ін. [77] виконано моделювальне дослідження обертання поршня та ковзання в аксіально-поршневих машинах (АПМ), симуляційну модель із сильним зв'язком, яка розглядає переміщувальну дію машини в поєднанні – з асинхронним кроком у часі – з детальним моделюванням її змащувальних інтерфейсів був розроблений для цієї мети. Результати моделювання показали, що відносний обертальний рух поршня в отворі циліндра змінюється залежно від умов експлуатації, а кут нахилу пластини є одним із найбільш впливових параметрів. Однак недостатньо досліджень щодо впливу обертового руху поршня на втрати поршневої пари на тертя. Враховуючи вищезазначені проблеми, враховуючи обертовий рух поршня, метою цієї статті є розробка методу проектування критичного та оптимального радіусного зазору (CORG) для зазору поршневої пари.

У роботах [63–77] проаналізовано вплив оптимального радіусного зазору поршневої пари в аксіально-поршневому насосі на гідравлічні показники, але не враховано НДС пари.

У статті Dogia A. та ін. [78] була розроблена модель обчислювальної гідродинаміки (CFD) для оцінки явища кавітації та його локального впливу на відцентровий насос. Модель включала температуру рідини, швидкість обертання та геометричну конфігурацію всмоктування. Запропонована методологія призначена як еталон для дослідження локальних робочих параметрів, щоб уникнути кавітації в різних типах гідравлічних насосів.

У роботі Ma H. та ін. [79] запропоновано динамічну модель витoku блоку циліндрів і мастильну плівку на основі мастила пари пластин сферичного клапана для аксіально-поршневих насосів. Проведено чисельне розв'язування характеристик витoku за різних умов роботи. Було визначено поведінку нахилу блоку циліндрів, товщину та довготу швидкості масляної плівки. Крім того, було проаналізовано вплив центральної жорсткості пружини на ефективність витoku та проведено експерименти.

Аксіально-поршневий насос широко використовується як силовий компонент в промислових гідравлічних системах, він має компактну конструкцію, високий ККД і плавно регульовану продуктивність [80]. Ключем до ефективної роботи поршневих насосів є масляна плівка, яка утворюється між трьома парами відносно рухомих компонентів (пара клапанних дисків, пара поршнів, пара ковзанок), щоб розділити один одного в насосі [81]. Знижена або завищена масляна плівка призведе до контакту метал-метал і збільшення витoku відповідно [82]. Характеристики масляної плівки пари тертя є однією з критичних проблем конструкції насосів.

Дослідження ефективності витоків на парі пластин клапана в основному складається з теоретичних та експериментальних досліджень. З точки зору теорії, моделі змащування масляної плівки можна розділити на дві основні категорії на основі врахування гідродинамічних ефектів чи ні. Перша категорія – це гідростатична модель [83], яка використовує емпіричні формули, що є простим та ефективним способом оцінки несучої здатності інтерфейсів. Гідродинамічна модель є основою другої категорії, яка враховує гідродинамічні ефекти та описує характеристики нафтової плівки за рівнянням Рейнольдса. Рівняння Рейнольдса є диференціальним рівнянням у частинних похідних [84] і може бути розв'язане лише чисельними методами, такими як метод скінченних елементів (МСЕ) [85], метод скінченних об'ємів (МСО) [86], метод скінченних різниць (МСП) [87]. Еластогідродинамічна модель [88], отримана шляхом застосування розв'язання структурної деформації до гідродинамічної моделі, поверх якої теплового еластогідродинамічна модель [89] розробляється при розгляді передачі енергії інтерфейсу. Зі збільшенням точності моделі обчислювальна складність і трудомісткість швидко зростають, раціональна оптимізація розв'язувача також стає дослідженням [90]. Експериментальні дослідження служать основним засобом для дослідження роботи пар клапанних пластин і для оцінки надійності теоретичних моделей. Інші дослідники досліджували поведінку нахилу блоку циліндрів [91], оскільки поведінка безпосередньо відображає механічну рівновагу тертя.

У вищезазначеному дослідженні в основному розглядається класичний аксіально-поршневий насос. Із ширшим використанням гідравлічних систем вимоги до аксіально-поршневих насосів стають дедалі складнішими. У роботі Kassem S.A. та ін. [92] досліджували продуктивність керування насоса.

У роботі Ma H. та ін. [79]: у розділі 2 встановлено модель розрахунку витоків для пари пластинчастого сферичного клапана.

У роботі Shorbagy A. та ін. [93] наведено експериментальний підхід до одночасного вимірювання температурного поля та товщини плівки рідини в зазорі між блоком циліндрів і пластиною клапана аксіально-поршневого насоса.

У роботі [94] Qing L. та ін. провели аналіз характеристик витоків для поршневого насоса зігнутої осі на основі пружногідродинамічної деформації.

У роботі [95] Lyu F. та ін. провели дослідження з прогнозування зношування пари поршень/циліндр в аксіально-поршневих насосах.

Витік пари клапанних пластин є одним з ключових факторів, що впливають на об'ємну ефективність насосів, особливо для насосів зі специфічною структурою пари пластинчастого сферичного клапана і великим об'ємом. У цій статті отримано точну модель витoku на основі динаміки блоку циліндрів і теорії змащення сферичної масляної плівки. Результати моделі підтверджуються фактичними експериментами з насосом.

У роботі Jena V.K. та ін. [96] досліджено вільну крайову задачу, що моделює рух поршня у в'язкій стисливій рідині. Рідина моделюється за допомогою одновимірних стислих рівнянь Нав'є-Стокса з, можливо, виродженим коефіцієнтом в'язкості, а рух поршня описується другим законом Ньютона.

Вищевказані результати стосуються існування та довготривалої поведінки початково-крайової задачі. Koike K. [97] досліджував задачу Коші для стисливої рідини зі сталою в'язкістю. На відміну від випадку в'язкого Бюргерса, було показано, що поршень стабілізується на кінцевій відстані, коли час наближається до нескінченності.

Поршнева задача також досліджувалася з точки зору теорії управління. I. Karafyllis і M. Krstic [21.4] досліджували глобальну стабілізацію зі зворотним зв'язком системи, що складається з в'язкої стисливої рідини між двома рухомими поршнями, в'язкість якої залежить від густини. Інший набір посилення, пов'язаних з нашою роботою, – це рух твердого тіла у в'язкій стисливій рідині, який встановлено в R^3 .

У роботі [96] визначено поведінку системи у великому часі. Існує кілька результатів щодо глобального існування одновимірної стисливої рідини без будь-якого поршня, в'язкість якої залежить від густини у вигляді $\mu(\rho) = \rho e^{\theta}$. Випадок $\theta > 1/2$ вивчали P. Constantin та ін. [99] і C. Burtea і V. Haspot [100]. У роботі [96] розглядали випадок $0 < \theta < 1/2$ і дотримувалися стандартного підходу множника, щоб перейти від локального існування в часі до глобального існування в часі. Основний крок полягає в тому, щоб показати, що весь час поршень залишається на відстані від кінців циліндра, а щільність знизу пов'язана деякою додатною константою. Також показано, що методологія також адаптується до випадку кількох поршнів. Подібно до випадку з одним поршнем для проблеми кількох поршнів, отримали глобальне (у часі) існування розв'язку та визначили поведінку системи у великому часі.

У роботі Zhang B. та ін. [101] проведено дослідження щодо покращення характеристик нахилу блоку циліндрів аксіально-поршневого насоса на основі магнітної допоміжної опори для розподільної пари.

Через незбалансовану дію сили та крутного моменту на блок циліндрів аксіально-поршневого насоса між пластиною клапана та блоком циліндрів існує кут клина масляної плівки. Нахил блоку циліндрів серйозно впливає на масляну плівку і стан змащення розподільної пари, що призводить до появи граничного змащення в деяких випадках. Для зменшення впливу нахилу на блок циліндрів аксіально-поршневого насоса запропоновано допоміжну магнітну опору (ДМО) для пари. ДМО зменшує крутний момент блоку циліндрів за допомогою допоміжної магнітної опори. Тоді покращуються характеристики нахилу блоку циліндрів. У цій статті встановлюються рівняння моменту перекидання блоку циліндрів за підтримки ДМО і аналізується покращення моменту перекидання. Був побудований експериментальний

майданчик для вимірювання товщини масляної плівки пари і перевірки нахилу блоку циліндрів. Результати експерименту показали, що ДМО може ефективно покращити нахил блоку циліндрів і продуктивність аксіально-поршневого насоса. Цей метод має певне довідкове значення для дослідження аксіально-поршневих насосів.

У роботі Richardson D. та ін. [102] виявили, що побудована теоретична модель може точно передбачити мінімальну, а також середню товщину масляної плівки в певному діапазоні, і вказали, що найвища температура – це місце, де масляна плівка мінімальна Richardson D. та ін. [103]. Наведені вище дослідження є хорошою основою для вивчення нахилу блоку циліндрів. Щоб зменшити вплив нахилу на блок циліндрів аксіально-поршневого насоса, ми запропонували нову розподільну пару в цьому папір за допомогою допоміжної магнітної опори. На основі динамічного аналізу складної опори ми перевірили експериментально, що пара з ДМО позитивно впливає на зменшення нахилу блоку циліндрів аксіально-поршневого насоса. Метод має певне еталонне значення для дослідження аксіально-поршневого насоса.

У роботі Sun Z. та ін. [104] проведено аналіз динамічного відгуку двотандемного аксіально-поршневого насоса з двоконтурним регулюванням потоку за умов перешкод тиску.

Бі-тандемний аксіально-поршневий насос є незамінною силовою установкою в інженерних гідравлічних системах високого тиску та великої потужності, з його характеристиками реагування на вихідний потік при збуренні тиску, що справляє значний вплив на робочий процес подвійних насосів. На жаль, стабільність оригінальної одноконтурної механіко-гідравлічної системи керування сервоприводом чутлива до непередбачуваних перешкод. Щоб полегшити цю проблему, у цій статті пропонується двоконтурний метод позитивного регулювання потоку для керування потоком бітандемного аксіально-поршневого насоса, встановлюється математична модель бітандемного аксіально-поршневого насоса з двоконтурним позитивним регулюванням потоку та створює імітаційну модель на основі Simulink. Достовірність моделі перевіряється експериментами. Ця стаття містить цінну інформацію щодо поліпшення швидкості відгуку та точності керування бітандемними аксіально-поршневими насосами, обладнаними регулюванням потоку.

Система гідравлічного приводу має більшу питому потужність, ніж система електричного приводу та система механічного приводу, тому вона широко використовується у потужній техніці та мобільній техніці, такий як екскаватори, навантажувачі та крани [105, 106]. Система керування клапанами, невід'ємний компонент гідравлічних систем, має численні переваги, такі як швидка реакція, висока точність і прості схеми, але наявність втрат на дроселювання та споживання енергії залишається суттєвим недоліком [107]. Енергоефективнішою альтернативою системі керування клапанами є система керування насосом,

яка забезпечує більший потенціал для економії енергії. Зокрема, регульований аксіально-поршневий насос служить ключовим джерелом енергії та механізмом керування потоком у потужних гідравлічних системах, керованих насосом [108]. Позитивне керування потоком, поширений метод регулювання потоку в регульованих аксіально-поршневих насосах, гарантує точність керування та стабільність системи, одночасно зменшуючи втрати енергії та покращуючи ефективність системи завдяки точному контролю вихідного потоку. Як результат, позитивний контроль потоку має величезні перспективи для широкого застосування в інженерних машинах.

Виняткова динамічна характеристика поршневого насоса може ефективно адаптуватися до змін системи, оптимізувати вихідний потік і навіть підвищити ефективність системи. Однак динамічна реакція поршневого насоса часто заважає проблемам стабільності, спричиненим перепадами тиску, які значно перешкоджають точному управлінню вихідним потоком і плавній роботі.

Li J. та ін. [109] створено динамічну модель сервогідроциліндра на основі теорії нелінійної динаміки та досліджено нелінійні динамічні характеристики сервогідроциліндра. Huang J. та ін. [110] запропонували асиметричний аксіально-поршневий насос із змінним робочим об'ємом із трьома незалежними всмоктуючим і нагнітальним отворами, створили відповідну динамічну модель і дослідили продуктивність поршневого насоса в розширеному середовищі моделювання для виконання моделювання (інженерних систем) і автоматичний динамічний аналіз механічних систем. Було запропоновано модифіковану систему керування перекидною пластиною на основі асиметричної схеми асиметричного поршня, керованої клапаном, для усунення обмеження крутного моменту перекидної пластини на динамічну реакцію системи, що ефективно пригнічує несприятливий вплив крутного моменту перекидної пластини на динамічну реакцію системи. Mitov A. та ін. [111] розробили вбудовану систему керування аксіально-поршневим насосом зі змінним об'ємом для відкритої системи гідравлічного приводу на основі електрогідравлічного пропорційного клапана для регулювання переміщення системи, а потім розробили алгоритм для керування переміщенням аксіально-поршневого насоса, що забезпечує надійність замкнутої системи при наявності значних збурень навантаження. Підсумовуючи, слід зазначити, що існує декілька досліджень динамічної реакції аксіально-поршневого насоса на збурення тиску, і вплив форми, розміру та напрямку збурення на динамічну реакцію не розглядається.

Бітандемний аксіально-поршневий насос – це установка двох ідентичних аксіально-поршневих насосів у протилежних положеннях, які мають спільну проміжну частину подачі та дренажу масла та утворюють тандемне з'єднання з головним валом Sun Z.Y. та ін. [112]. Ці два поршневі насоси є головними

насосами, і для чіткішого розрізнення два головних насоси визначаються як передній насос і задній насос відповідно. Шестеренчастий насос також інтегрований у головний вал, щоб функціонувати як пілотний насос для подачі керуючого тиску в систему керування. Компактна конструкція, високий робочий тиск, висока питома потужність, високий об'ємний ККД і простота реалізації змінних параметрів роблять бітандемний аксіально-поршневий насос чудовим вибором для використання в якості основного джерела живлення для високого тиску, високої швидкості та високої швидкості енергетичної гідравлічної системи [113]. Примітно, що тандемний насос забезпечує як спільну, так і індивідуальну подачу масла до одного або кількох робочих пристроїв, що робить його дуже гнучким варіантом для координації кількох приводів. Одним із найважливіших застосувань поточної системи є використання джерела живлення для гідравлічних систем екскаватора. Як перший етап гідравлічної системи, точне керування робочим об'ємом бітандемного аксіально-поршневого насоса є одним із найважливіших напрямків досліджень для подальшого вдосконалення робочої точності системи.

Поглиблене дослідження впливу перепадів тиску на динамічну реакцію поршневого насоса може допомогти покращити стабільність і ефективність гідравлічної системи. Бі-тандемний аксіально-поршневий насос використовує позитивний контроль потоку в своєму робочому процесі та працює в межах діапазону вхідної потужності, що робить його дуже чутливим до змін тиску навантаження біля силової стінки. У разі значного порушення тиску вихідний потік поршневого насоса зазнає негативного впливу, що означає критичну роль, яку характеристики відгуку на вихідному потоці відіграють у робочих процесах здвоєних насосів. Таким чином, у цій статті пропонується двоконтурний метод регулювання позитивного потоку для бітандемного аксіально-поршневого насоса, який виходить за рамки одноконтурного механізму регулювання потоку, який зазвичай використовується. Крім того, створено математичну модель бітандемного аксіально-поршневого насоса з двоконтурним регулюванням позитивного потоку разом із імітаційною моделлю, реалізованою за допомогою Simulink. Щоб переконатися в надійності моделі, були проведені експерименти. Проаналізовано переваги в роботі двоконтурного позитивного регулювання потоку над одноконтурним позитивним регулюванням потоку, а також глибоко вивчено вплив перешкод тиску на характеристики динамічного відгуку бітандемного аксіально-поршневого насоса. Це дослідження надає цінні орієнтири для підвищення швидкості відгуку та точності керування бітандемним аксіально-поршневим насосом.

У роботах [104–113] є деякі недоліки, потенційний вплив вібрації перекидної пластини на реакцію системи під час роботи поршневого насоса не враховано. Таким чином, включення динаміки перекоосу в модель має бути завершено в подальшій

роботі. Крім того, у подальшій роботі необхідна додаткова експериментальна перевірка описаної системи для повного аналізу динамічного відгуку при різних збуреннях тиску. Щоб реалізувати точний контроль фактичної продуктивності поршневого насоса, у майбутньому дослідженні буде додано метод компенсації витoku потоку до методу керування.

У роботі Liu H. та ін. [114] проведено експериментальне дослідження характеристик пульсації тиску та кавітації відцентрового пожежного насоса. Щоб розширити базу даних вибору пожежного обладнання та створити основу для його вибору та оптимізації, в якості об'єкта дослідження було обрано відцентровий пожежний насос з низькою питомою швидкістю.

Сучасні методи дослідження – це в основному чисельне моделювання та експеримент. На основі чисельного моделювання були вивчені перехідні характеристики потоку, напору та ефективності підводного пожежного насоса під час запуску.

У роботі Li D. L. та ін. [115] проведено чисельне дослідження нестационарної вихрової структури та пульсації тиску відцентрового насоса з лопатевим дифузором.

У роботі [116] проведено чисельне дослідження роботи відцентрових насосів різних типів.

Відцентровий насос має безпрецедентні переваги в різних сферах протипожежного захисту. Якщо ключові гідравлічні компоненти ретельно розроблені, їх можна добре адаптувати до різних екстремальних умов навантаження. У роботі Liu H. та ін. [114] експериментальним методом досліджено зовнішні характеристики пожежного відцентрового насоса наднизької питомої швидкості. Завдяки детальному аналізу помилки, спричиненої невизначеністю експерименту, забезпечується надійність експериментальних результатів, а також надається посилання для інших вчених для аналізу помилки в експериментальних результатах. Зовнішні характеристики, пульсації тиску на вході та виході та характеристики кавітації, отримані в результаті останнього експерименту, можуть надати дані для підтримки безпечного використання та оптимізації конструкції пожежних насосів.

У роботі Zhu Y. та ін. [117] наведено схему діагностики на основі даних на основі глибокого навчання для виявлення несправностей гідравлічного поршневого насоса. Поршневий насос є значним джерелом рушійної сили у гідравлічній системі трансмісії. Завдяки мінливим умовам праці та складній конструкції характеристики, кілька пар тертя у поршневому насосі схильні до зносу.

Поршневий насос є значним джерелом рушійної сили в системі гідравлічної трансмісії. Через мінливі умови роботи і складні конструктивні характеристики багато пар тертя в поршневому насосі схильні до зносу і виходу з ладу. Точний метод діагностики несправностей є важливою гарантією надійності системи. Глибоке навчання дає чудове розуміння інтелектуального дослідження діагностики несправностей машин. Гіперпараметри

дуже важливі для побудови ефективної глибокої моделі з хорошою продуктивністю. Це дослідження повністю витягує компонент функції з вібраційних сигналів і перетворює розпізнавання несправності в проблему класифікації шляхом створення глибокої моделі. Крім того, байєсівський алгоритм введено для оптимізації гіперпараметрів, оскільки він враховує попередню інформацію. Створено адаптивну згорткову нейронну мережу для типового розпізнавання несправностей аксіально-поршневого насоса. Запропонований метод може автоматично завершувати класифікацію несправностей і забезпечує більш високу точність шляхом експериментальної перевірки. Типові несправності аксіально-поршневого насоса інтелектуально діагностуються з меншою суб'єктивністю та знаннями попередньої обробки. Запропонованим методом досягається точність ідентифікації понад 98 % для п'яти типових умов роботи аксіально-поршневого насоса.

Гідравлічний поршневий насос є важливим елементом живлення у гідравлічній системі і може реалізувати перетворення між механічною енергією та гідравлічною енергією [118]. Завдяки таким перевагам, як малий розмір, високе співвідношення потужності/маси та легке змінне регулювання, аксіально-поршневий насос широко використовується в морському, аерокосмічному та гірничому обладнанні в робочих умовах з високою ефективністю та високим тиском [119]. Робочий процес аксіально-поршневого насоса являє собою комбінований рух обертального руху та лінійного руху з кількома парами тертя та великою амплітудою тертя. Однак конструктивні характеристики роблять головні пари тертя схильними до руйнування. Крім того, важко оцінити потенційні наслідки різних рівнів несправності для людей і системи [120]. Прихованість і зв'язок ознак несправності посилюють проблеми з вилученням і класифікацією. Це спонукало дослідників використовувати та досліджувати ефективний і доступний підхід до класифікації несправностей аксіально-поршневих насосів.

Діагностика несправностей по суті розглядається як проблема класифікації та ідентифікації шаблонів. Технології діагностики несправностей зазвичай поділяються на три типи: методи на основі сигналів, методи на основі аналітичних моделей і методи на основі знань [121]. Методи, засновані на сигналах, полягають у отриманні ефективного значення функції шляхом безпосереднього аналізу вимірюваного сигналу та висувають високий запит на професійну основу обробки сигналів. Сигнал виявлення може бути описаний з будь-якої окремої перспективи або комбінації багатьох точок зору, таких як частотна область, часова область, вейвлет-перетворення та розкладання адаптивного режиму. Yan X. та ін. сконструював метод злиття інформації з багатьох джерел і повністю дослідив просторово-часовий зв'язок сигналів. При порівнянні з голосуванням і з'єднанням метод показав більш високу точність для системи активного магнітного підшипника [122]. Zheng Z. та ін. висунули модифіковану автограму на

основі ентропії спектра потужності, ефективно подолавши проблему забруднення вібраційними сигналами, спричиненими гаусовим і негаусовим шумом [123]. Використовуючи енергетичний оператор Тігера та скориговану багатоточкову оптимальну мінімальну деконволюцію ентропії, Xiao C. та ін. успішно виділено корисні частоти несправностей і досягнуто розпізнавання режиму відмови підшипників у гідравлічному насосі [124].

Побудувавши математичну модель системи інтелектуального гідравлічного насоса, Ma Z. та ін. запропонував технологію ідентифікації з використанням нелінійного спостерігача з невідомим входом. Метод може розпізнавати загальні збої та надавати орієнтир для надійності системи [125]. Ying P. та ін. побудував покращену змінну в часі модель збудження зміщення. Проведено динамічне моделювання перекидної пластини насоса з деякими дефектами [126]. Дослідження динамічних вібраційних характеристик багатокорпусної системи аксіально-поршневого насоса має велике значення для виявлення та оцінки несправностей. Ying P. та ін. побудували модель із зосередженими параметрами та передбачили вібраційну реакцію компонентів ротора та сепаратора [127]. Tang та ін. досліджував вібраційні характеристики змішаних дефектів тертя в аксіально-поршковому насосі, створив модель підшипника ротора та досліджував динамічну характеристику змішаних дефектів за різних параметрів. Було виявлено, що унікальна частотна складова може бути корисною для виявлення несправності [128]. Chao Q. та ін. створили фізичну модель втрат потоку для коефіцієнта втрат потоку аксіально-поршневих насосів за різних робочих станів і запропонував гібридний метод модельних даних для оцінки стану аксіально-поршневих насосів [129]. Крім того, Chao Q. та ін. розробили модель оцінки працездатності для аксіально-поршневих насосів, використовуючи опорні векторні дані, зважені за щільністю, для опису та побудови безрозмірного коефіцієнта працездатності для оцінки робочого стану насосів [130]. Ефективний структурний дизайн може зменшити проблеми, пов'язані з рідиною. Chao Q. та ін. з'ясували механізм, за допомогою якого конструкція закритого поршня може покращити характеристики потоку поршневого насоса. Результати показали, що новий дизайн є перспективним. Крім того, це може ефективно вирішити проблеми, пов'язані з рідиною [131].

Розвиток штучного інтелекту сприяє використанню інтелектуальних методів діагностики на основі знань [132]. Деякі методи адаптивного розкладання сигналу використовувалися для усунення шуму вібраційного сигналу та вибору характеристик, наприклад вейвлет-розкладання, емпіричне розкладання моди, локальне розкладання середнього значення, розкладання симетричної моди екстремальної точки тощо. Rapur J. S. та ін. використовували машину опорних векторів для багатотипної ідентифікації несправностей відцентрових насосів за силою струмових сигналів і

вібраційних сигналів [133]. Оскільки подальший розвиток машинного навчання та глибокого навчання (ГН) відкриває широкий горизонт для більш складних проблем ідентифікації [134], для класифікації несправності засмічення у відцентровому насосі була побудована проста модель ГН з двома прихованими шарами. Крім того, інтелектуальні алгоритми оптимізації були введені для вибору критичних гіперпараметрів моделі і розширення напрямку для розпізнавання шаблонів несправностей аксіально-поршневого насоса, такі як випадковий пошук, адаптивний пошук, оптимізація штучного інтелекту та оптимізація ройового інтелекту [135]. Було проведено багато досліджень щодо інтелектуальної ідентифікації несправностей обертового обладнання, і було досягнуто певних досягнень, хоча ще є деякі проблеми, які потрібно вирішити.

Висновки. Здійснений аналіз дає підстави для висновку про те, що на тепер існує велика кількість моделей та методів досліджень газогідродинамічних процесів у гідроагрегатах та інших конструкціях машин військового та цивільного призначення. Також існує значна множина конструктивно-технологічних рішень таких агрегатів. Разом із тим у переважній кількості досліджень, або не досліджуються пов'язані процеси (механічний рух деформація тощо), або вони досліджуються без фізичного зв'язку між процесами та станами різної природи. Це, відповідно, відбивається у відсутності відповідних математичних і чисельних моделей, а, відтак, – і їх результатів. Проте для таких високоавантажених машин – як військові такі зв'язані моделі та методи досліджень необхідні, оскільки рекомендації на основі більш адекватних моделей – більш обґрунтовані та досконалі.

Список літератури / References (transliterated)

1. Rogovyi A., Shudryk O., Tulska A., Basova Y., Rezvaya K., Makarov V., Lazaryeva O., Antosz K., Machado J. (2023) Using modern mechanical design methods for determining the main characteristics of a cryogenic centrifugal pump. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*. 13, 198–208.
2. Wei Zhang, Lili An, Xiaojun Li, Feng Chen, Lidong Sun, Xunming Wang, Jie Cai. (2022) Adjustment method and energy consumption of centrifugal pump based on intelligent optimization algorithm. *Energy Reports*. 8, 12272–12281. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.09.031>
3. Wang C.-N., Yang F.-C., Nguyen V.T.T., Vo N.T.M. (2022) CFD Analysis and Optimum Design for a Centrifugal Pump Using an Effectively Artificial Intelligent Algorithm. *Micromachines*. 13, 1208. <https://doi.org/10.3390/mi13081208>
4. Kim B., Siddique M.H., Samad A., Hu G., Lee D.-E. (2022) Optimization of centrifugal pump impeller for pumping viscous fluids using direct design optimization technique. *Machines*. 10, 774. <https://doi.org/10.3390/machines10090774>
5. Li Y., Su H., Wang Y., Jiang W., Zhu Q. (2022) Dynamic characteristic analysis of centrifugal pump impeller based on fluid-solid coupling. *J. Mar. Sci. Eng.* 10, 880. <https://doi.org/10.3390/jmse10070880>
6. Panchenko A., Voloshina A., Antoshchenkov R., Halych I., Głowacki S. (2024) Experimental studies of the wear on the rotors' working surfaces of a planetary hydraulic motor. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 498–508.
7. Ivanović L., Rakić B., Stojanović B., Matejić M. (2016) Comparative analysis of analytical and numerical calculations of contact stresses at rotational elements of gerotor pumps. *Applied Engineering Letters*, 1 (1), 1–7.

8. Hao C., Wenming Y., Guangming L. (2016) Design of gerotor oil pump with new rotor profile for improving performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 230 (4), 592–601. <http://doi.org/10.1177/0954406215618228>
9. Bigliardi E., Francia M., Milani M., Montorsi L., Paltrinieri F., Stefani M. (2015) A combined methodology for studying the axial balancing mechanism of orbit annular hydraulic machines. *IFAC-PapersOnLine*. 28 (1), 427–432. <http://doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.05.110>
10. Panchenko A., Voloshina A., Fatyeyev A., Tynyanova I., Mudryk K. (2023) Stabilization of the Transient Dynamic Characteristics for a Hydraulic Drive with a Planetary Hydraulic Motor. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 95–105.
11. Panchenko A., Voloshina A., Sadullozoda S.S., Boltyskiy O., Panina V. (2022) Influence of the design features of orbital hydraulic motors on the change in the dynamic characteristics of hydraulic drives. *DSMIE 2022: Advances in Design, Simulation and Manufacturing V*, 101–111.
12. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I., Zasiadko A. (2020) The study of dynamic processes of mechatronic systems with planetary hydraulic motors. *InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II*. 704–713.
13. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Panchenko I. (2021) Changes in the dynamics of the output characteristics of mechatronic systems with planetary hydraulic motors. *Journal of Physics: Conference Series*. 1741, 012045. <http://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012045>
14. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O., Zasiadko A. (2019) Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 708, 012038. <http://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012038>
15. Pavlov A. I., Tarbeev A. A., Egorov A. V., Polyanin I. A., Alibekov S. Ya., Lysyannikov A. V., Kaizer Yu. F. and Matkerimov T. Y. (2020) Oscillating method for monitoring the technical condition of the hydraulic cylinders of manipulator machines. *Journal of Physics: Conference Series. Engineering and Innovative Technologies*. 1515, 042053. <http://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/042053>
16. Kiurchev S., Luzan P., Zasiadko A., Radionov H., Boltianska N. (2021) Influence of the flow area of distribution systems on changing the operating parameters of planetary hydraulic motors. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 1021, 012037. <http://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012037>
17. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I. (2021) The influence of the design parameters of the rotors of the planetary hydraulic motor on the change in the output characteristics of the mechatronic system. *Journal of Physics: Conference Series*. 1741, 012027. <http://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012027>
18. Panchenko A., Voloshina A., Sadullozoda S., Panchenko I., Mitin V. (2023) The changes in the output parameters of planetary hydraulic machines with the increase in the gap between their rotors. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 540–551. http://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_51
19. Kwak H.S., Li S.H., Kim C. (2016) Optimal design of the gerotor (2-ellipses) for reducing maximum contact stress. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 30 (12), 5595–5603. <http://doi.org/10.1007/s12206-016-1128-z>
20. De Martin A., Jacazio G., Sorli M. (2019) Optimization of gerotor pumps with asymmetric profiles through an evolutionary strategy algorithm. *Machines*, 7 (1), 17. <http://doi.org/10.3390/machines7010017>
21. Bae J.H., Kwak H.S., San S., Kim C. (2016) Design and CFD analysis of gerotor with multiple profiles (ellipse-involute-ellipse type and 3-ellipses type) using rotation and translation algorithm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 230 (5), 804–823. <http://doi.org/10.1177/0954406215583888>
22. Voloshina A., Panchenko A., Boltyskiy O., Zasiadko A., Verkholantseva V. (2022) Improvement of the Angular Arrangement of Distribution System Windows When Designing Planetary Hydraulic Machines. *In InterPartner 2021: Advanced Manufacturing Processes III, LNME*, 53–63. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_6
23. Panchenko A., Voloshina A., Boltianska N., Pashchenko V., Volkov S. (2022) Manufacturing Error of the Toothed Profile of Rotors for an Orbital Hydraulic Motor. *In InterPartner 2021: Advanced Manufacturing Processes III*, 22–32. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_3
24. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Pashchenko V., Zasiadko A. (2021) Experimental studies of a throughput of the distribution systems of planetary hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 1021(1), 012054. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012054>
25. Yang Y., Ding L., Xiao J., Fang G., Li J. (2022) Current status and applications for hydraulic pump fault diagnosis: A Review. *Sensors*. 22, 9714. <https://doi.org/10.3390/s22249714>
26. Wu F., Tang J., Jiang Z., Sun Y., Chen Z., Guo B. (2023) The remaining useful life prediction method of a hydraulic pump under unknown degradation model with limited data. *Sensors*. 23, 5931. <https://doi.org/10.3390/s23135931>
27. Zhang L., Wang S., Yin G.J., Guan C.N. (2019) Fluid–structure interaction analysis of fluid pressure pulsation and structural vibration features in a vertical axial pump. *Adv. Mech. Eng.* 11, 2072151946. <http://dx.doi.org/10.1177/1687814019828585>
28. Hutsol T. (2023) European Green Deal: Improving the Efficiency of Using Planetary Hydraulic Machines. *Energies*. 16(18), 6481. <https://doi.org/10.3390/en16186481>
29. Bulgakov V., Aboltins A., Beloev H., Nadykto V., Kyurchev V., Adamchuk V., Kaminskiy V. (2021) Experimental investigation of plow-chopping unit. *Agriculture*. 11(1), 30. <https://doi.org/10.3390/agriculture11010030>
30. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P. (2019) Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *In Modern Development Paths of Agricultural Production*, 169–176. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18
31. Sung H.J., Min H.K., Nam Y.J., Park M.K. (2018) Design and experimental verification of a port plate in a gerotor pump to reduce pressure pulsation. *J. Mech. Sci. Technol.* 32, 671–678.
32. Panchenko A., Voloshina A., Sadullozoda S.S., Boltyskiy O., Panina V. (2022) Influence of the design features of orbital hydraulic motors on the change in the dynamic characteristics of hydraulic drives. *In DSMIE-2022: Advances in Design, Simulation and Manufacturing V, LNME*. 2, 101–111. https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_10
33. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Milaeva I. (2021) Prediction of changes in the output characteristics of the planetary hydraulic motor. *In InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II, LNME*, 744–754. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_72
34. Panchenko A., Voloshina A., Fatyeyev A., Tynyanova I., Mudryk K. (2023) Stabilization of the transient dynamic characteristics for a hydraulic drive with a planetary hydraulic motor. *In DSMIE 2023: Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI, LNME*. 2, 95–105. https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_10
35. Panchenko A., Voloshina A., Luzan P., Panchenko I., Volkov S. (2021) Kinematics of motion of rotors of an orbital hydraulic machine. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 1021, 012045. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045>
36. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Pashchenko V., Zasiadko A. (2021) Influence of the shape of windows on the throughput of the planetary hydraulic motor's distribution system. *In DSMIE 2021: Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV, LNME*. 2, 146–155. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_15
37. Voloshina A., Panchenko A., Boltyskiy O., Panchenko I., Titova O. (2018) Justification of the kinematic diagrams for the distribution system of a planetary hydraulic motor. *Int. J. Eng. Technol.* 7, 6–11. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19544>
38. Gamez-Montero P., Codina E., Castilla R. (2019) A review of gerotor technology in hydraulic machines. *Energies*. 12, 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>
39. Strmcnik E., Majdic F. (2018) The pressure and efficiency characteristic of hydraulic gerotor motor with the floating outer ring. *Teh. Vjesn. Tech. Gaz.* 25(2), 609–615. <http://dx.doi.org/10.17559/TV-20161201093324>
40. Osiński P., Deptuła A., Partyka M.A. (2022) Hydraulic tests of the PZO gear micropump and the importance rank of its design

- and operating parameters. *Energies*. 15, 3068. <https://doi.org/10.3390/en15093068>
41. De Martin A., Jacazio G., Sorli M. (2019) Optimization of gerotor pumps with asymmetric profiles through evolutionary strategy algorithm. *Machines*. 7(1), 17. <http://dx.doi.org/10.3390/machines7010017>
 42. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarova V. (2018) Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems*, 18308004. <https://doi.org/10.1109/IEPS.2018.8559548>
 43. Załuski P. (2022) Influence of fluid compressibility and movements of the swash plate axis of rotation on the volumetric efficiency of axial piston pumps. *Energies*. 15, 298. <https://doi.org/10.3390/en15010298>
 44. Rogovyi A., Korohodskiy V., Medvediev Y. (2021) Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 218, 119432. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119432>
 45. Volkov G., Smirnov V. (2019) Computation and structural methods to expand feed channels in planetary hydraulic machines. *J. Phys. Conf. Ser.* 1210, 012131. <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1210/1/012131>
 46. Ivanović L., Ilić A., Miloradović D., Josifović D. (2018) Modelling and simulation of the load in the epicyclic rotary pump with trochoidal gear profiles. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 393, 012049. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/393/1/012049>
 47. Kyurchev V., Kiurchev S., Rezvaya K., Pastushenko A., Glowacki S. (2023) Experimental evaluation of the impact of the diametral clearance on output characteristics of a planetary hydraulic motor. In *DSMIE 2023: Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI, LNME*. 2, 84–94. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-031-32774-2_9
 48. Kiurchev S., Abdullo M.A., Vlasenko T., Prasol S., Verkholantseva V. (2023) Automated control of the gear profile for the gerotor hydraulic machine. In *InterPartner 2022: Advanced Manufacturing Processes IV, LNME*, 32–43. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_4
 49. Yeremenko O., Abdullo M.A., Boltianska N., Mikhalechenko S., Verkholantseva V. (2022) Reducing the pulsation of the working fluid in planetary hydraulic machines by rational design of their distribution systems. In *DSMIE 2022: Advances in Design, Simulation and Manufacturing V, LNME*. 2, 133–143.
 50. Voloshina A., Panchenko A., Boltiansky O., Titova O. (2020) Improvement of manufacture workability for distribution systems of planetary hydraulic machines. In *DSMIE 2019: Advances in Design, Simulation and Manufacturing II, LNME*, 732–741.
 51. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Zasiadko A. (2019) Geometrical parameters for distribution systems of hydraulic machines. In *Modern Development Paths of Agricultural Production*, 323–336.
 52. Alrefo I.F., Matsulevych O., Vershkov O., Halko S., Miroshnyk O. (2023) Designing the working surfaces of rotary planetary mechanisms. *Scientific Bulletin of the National Mining University*. 4, 82–88. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-4/082>
 53. Yang Y., Tang J., Chen G., Yang Y., Cao D. (2021) Rubimpact investigation of a single-rotor system considering coating effect and coating hardness. *Journal of Vibration Engineering Technologies*. 9(3), 491–505. <https://doi.org/10.1007/s42417-020-00243-0>
 54. Srivastava A.K., Tiwari M., Singh A. (2021) Identification of rotor-stator rub and dependence of dry whip boundary on rotor parameters. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 159, 107845. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.107845>
 55. Yu P., Chen G. (2021) Nonlinear modal analysis and its application on prediction of resonance speed for a rotor-stator rubbing system. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 43(4), 209. <https://doi.org/10.1007/s40430-021-02918-5>
 56. Yu P., Chen G., Li L. (2022) Modal analysis strategy and nonlinear dynamic characteristics of complicated aero-engine dual-rotor system with rub-impact. *Chinese Journal of Aeronautics*. 35(1), 184203. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2020.10.031>
 57. Zhang J., Zhang L., Ma Z., Wang X., Wu Q., Fan Z. (2021) Coupled bending-torsional vibration analysis for rotor-bearing system with rub-impact of hydraulic generating set under both dynamic and static eccentric electromagnetic excitation. *Chaos, Solitons & Fractals*. 147, 110960. <https://doi.org/10.1016/j.chaos.2021.110960>
 58. Jang D. J., Kim Y.Ch., Hong E.P., Kim G.S. (2021) Geometry design and dynamic analysis of a modified cycloid reducer with epitrochoid tooth profile. *Mechanism and Machine Theory*. 164, 104399. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104399>
 59. Havrylenko Y., Cortez J.I., Kholodniak Yu., Aliexsieieva H., Garcia G.T. (2020) Modelling of surfaces of engineering products on the basis of array of points. *Tehnicki Vjesnik – Technical Gazette*. 27(6). <https://doi.org/10.17559/TV-20170921112131>
 60. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Titova O., Pastushenko A. (2019) Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 708(1), 012017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012017>
 61. Al-Quraan T.M.A., Vovk O., Halko S., Kvitka S., Suprun O., Miroshnyk O., Nitsenko V., Zayed N. M., Islam K. M. A. (2022) Energy-saving load control of induction electric motors for drives of working machines to reduce thermal wear. *Inventions*. 7, 92. <https://doi.org/10.3390/inventions7040092>
 62. Tabor S., Lezhenkin A., Halko S., Miroshnyk A., Kovalyshyn S., Vershkov O., Hryhorenko O. (2019) Mathematical simulation of separating work tool technological process. In *Proceedings of the 22 nd International Scientific Conference on Progress of Mechanical Engineering Supported by Information Technology, POLSITA*. 132, 01025. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201913201025>
 63. Chen X., Yan L., Gao X. (2023) Analysis and design of the optimal radius gap of the piston pair. *Physics of Fluids*. 35, 113602. <https://doi.org/10.1063/5.0166098>
 64. Zhang C., Zhu C., Meng B., Li S. (2021) Challenges and solutions for high-speed aviation piston pumps: A review. *Aerospace*. 8, 392. <https://doi.org/10.3390/aerospace8120392>
 65. Jaiswal S., Pyrhönen L., Mikkola A. (2023) Computationally efficient coupling of multibody dynamics and hydraulic actuators in simulating hydraulic machinery. *IEEE/ASME Trans. Mechatron*. 28, 1291–1302. <https://doi.org/10.1109/TMECH.2022.3225711>
 66. Wu J.-B., Li L. (2022) Influence of ambient pressure on sealing performance of O-ring in deep-sea hydraulic system. *Ocean Eng.* 245, 110440. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.110440>
 67. Wu J.-B., Li L., Zou X.-L., Wang P.-J., Wei W. (2022) Working performance of the deep-sea valve-controlled hydraulic cylinder system under pressure-dependent viscosity change and hydrodynamic effects. *J. Mar. Sci. Eng.* 10, 362. <https://doi.org/10.3390/jmse10030362>
 68. Nie S., Guo M., Yin F., Ji H., Ma Z., Hu Z., Zhou X. (2021) Research on fluid-structure interaction for piston/cylinder tribopair of seawater hydraulic axial piston pump in deep-sea environment. *Ocean Eng.* 219, 108222. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.108222>
 69. Chao Q., Zhang J., Xu B., Wang Q., Huang H. (2019) Test rigs and experimental studies of the slipper bearing in axial piston pumps: A review. *Measurement*. 132, 135–149. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.09.027>
 70. Shen H., Zhou Z., Guan D., Liu Z., Jing L., Zhang C. (2020) Dynamic contact analysis of the piston and slipper pair in axial piston pump. *Coatings*. 10, 1217. <https://doi.org/10.3390/coatings10121217>
 71. Lyu F., Zhang J., Sun G., Xu B., Pan M., Huang X., Xu H. (2020) Research on wear prediction of piston/cylinder pair in axial piston pumps. *Wear*. 456–457, 203338. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2020.203338>
 72. Zhang J., Lyu F., Xu B., Huang W., Wu W., Guo Z., Xu H., Huang X. (2021) Simulation and experimental investigation on low wear rate surface contour of piston/cylinder pair in an axial piston pump. *Tribol. Int.* 162, 107127. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107127>
 73. Ma X., Wang Q. J., Lu X., Mehta V. S. (2019) Piston surface design to improve the lubrication performance of a swash plate pump. *Tribol. Int.* 132, 275–285. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.12.023>

74. Ye S., Zhang J., Xu B., Hou L., Xiang J., Tang H. (2021) A theoretical dynamic model to study the vibration response characteristics of an axial piston pump. *Mech. Syst. Signal Process.* 150, 107237. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107237>
75. Zhang J., Xu H., Chen J., Huang W., Huang X., Lyu F., Xu B., Pan M., Su Q. (2022) Modeling and analysis of the tilt behavior of the cylinder block in a high-speed axial piston pump. *Mech. Mach. Theory.* 170, 104735. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104735>
76. Zhang J., Chao Q., Wang Q., Xu B., Chen Y., Li Y. (2017) Experimental investigations of the slipper spin in an axial piston pump. *Measurement.* 102, 112–120. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2017.01.035>
77. Ransagnola T., Shang L., Vacca A. (2022) A study of piston and slipper spin in swashplate type axial piston machines. *Tribol. Int.* 167, 107420. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107420>
78. Doria A., Toscano A.R., Restrepo R.R. (2023) Cavitation prevention in centrifugal pumps using ANSYS. *Journal of Applied Engineering Science.* 21, 3, 767–777. <https://doi.org/10.5937/jaes0-41451>
79. Ma H., Liu W., Wu D., Shan H., Xia S., Xia Y. (2023) Modeling and analysis of the leakage performance of the spherical valve plate pair in axial piston pumps. *Engineering Science and Technology, an International Journal.* 45, 10149. <https://doi.org/10.1016/j.jestech.2023.101498>
80. Ying P., Tang H., Ye S., Ren Y., Xiang J., Kumar A. (2023) Dynamic modelling of swashplate with local defects in axial piston pump and coupled vibration analysis. *Mech. Syst. Signal Process.* 189, 110081. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.110081>
81. Zhang J., Liu B., Lü R., Yang Q., Dai Q. (2020) Study on oil film characteristics of piston-cylinder pair of ultra-high pressure axial piston pump. *Process.* 8 (1), 68. <https://doi.org/10.3390/pr8010068>
82. Zhang X., Wu H., Chen C., Wang D., Li S. (2022) Oil film lubrication state analysis of piston pair in piston pump based on coupling characteristics of the fluid thermal structure. *Eng. Fail. Anal.* 140, 106521. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2022.106521>
83. Zloto T. (2017) Simulation of the hydrostatic load of the valve plate-cylinder block system in an axial piston pump. *Procedia Eng.* 177, 247–254. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.196>
84. Chao Q., Zhang J., Xu B., Wang Q. (2018) Discussion on the Reynolds equation for the slipper bearing modeling in axial piston pumps. *Tribol. Int.* 118, 140–147. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.09.027>
85. Yan H., Ren Y., Yao L., Dong L. (2019) Analysis of the internal characteristics of a deflector jet servo valve. *Chin. J. Mech. Eng.* 32, 31.
86. Shin J.-H., Kim K.-W. (2014) Effect of surface non-flatness on the lubrication characteristics in the valve part of a swash-plate type axial piston pump. *Meccanica.* 49(5), 1275–1295. <http://dx.doi.org/10.1007/s11012-014-9893-1>
87. Wang Z., Xu Y., Hu S., Ji H., Yang J. (2020) Research on lubrication mechanism with fluid–solid coupling of port plate pair in swash plate axial piston pump. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part J: J. Eng. Tribol.* 234, 4, 515–527. <https://doi.org/10.1177/1350650119872888>
88. Jihai J., Weipeng Y. (2019) An approach to predict wear distribution of valve plate in elasto-hydrodynamic lubrication. *IEEE Access.* 7, 86789–86797. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2923545>
89. Tang H., Ren Y., Xiang J. (2017) A novel model for predicting thermoelastohydrodynamic lubrication characteristics of slipper pair in axial piston pump. *Int. J. Mech. Sci.* 124–125, 109–121. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.03.010>
90. Mukherjee S., Shang L., Vacca A. (2020) A fast approach for coupled fluid-thermal modeling of the lubricating interfaces of axial piston machines. *In: 12th Int Fluid Power Conf.* 327–340. <https://doi.org/10.25368/2020.40>
92. Zhang J., Xu H., Chen J., Huang W., Huang X., Lyu F., Xu B., Pan M., Su Q. (2022) Modeling and analysis of the tilt behavior of the cylinder block in a high-speed axial piston pump. *Mech. Mach. Theory.* 170(1), 104735. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104735>
92. Kassem S.A., Bahr M.K. (2021) Fuzzy logic control of constant power regulated swash plate axial piston pumps. *In Am. Soc. Mech. Eng. Digit. Collect.* 125–133. <http://dx.doi.org/10.1115/IMECE2001/FPST-25014>
93. Shorbagy A., Ivantysyn R., Weber J. (2018) An experimental approach to simultaneously measure the temperature field and fluid film thickness in the cylinder block/valve plate gap of an axial piston pump. *Turbul. Heat Transf.* 9, 863–875. <http://dx.doi.org/10.1615/THMT-18.920>
94. Qing L., Gu L., Wang Y., Lei Z. (2021) Analysis of leakage characteristics for bent-axis piston pump based on elasto-hydrodynamic deformation. *Ind. Lubr. Tribol.* 74, 18–25. <http://dx.doi.org/10.1155/2021/5534702>
95. Lyu F., Zhang J., Sun G., Xu B., Pan M., Huang X., Xu H. (2020) Research on wear prediction of piston/cylinder pair in axial piston pumps. *Wear.* 456–457, 203338. <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2020.203338>
96. Jena V.K., Maity D., Sufian A. (2023) Mathematical analysis of the motion of a piston in a fluid with density dependent viscosity. Preprint. <https://hal.science/hal-04172168>
97. Koike K. (2021) Long-time behavior of a point mass in a one-dimensional viscous compressible fluid and pointwise estimates of solutions. *J. Differential Equations.* 271, 356–413. <https://doi.org/10.1016/j.jde.2020.08.022>
98. Karafyllis I., Krstic M. (2022) Global stabilization of compressible flow between two moving pistons. *SIAM J. Control Optim.* 60, 1117–1142. <https://doi.org/10.1137/21M1413869>
99. Constantin P., Drivas T. D., Nguyen H. Q., Pasqualotto F. (2020) Compressible fluids and active potentials. *Ann. Inst. H. Poincaré C Anal. Non Linéaire.* 37(1), 145–180. <http://dx.doi.org/10.1016/j.anihpc.2019.04.001>
100. Burtea C. and Haspot B. (2020) New effective pressure and existence of global strong solution for compressible Navier-Stokes equations with general viscosity coefficient in one dimension. *Nonlinearity.* 33, 2077–2105. <http://dx.doi.org/10.1088/1361-6544/ab7102>
101. Zhang B., Du B., Xiang D., Jiang J. (2023) Research on the improvement of tilt characteristics for the axial piston pump cylinder block based on the magnetic auxiliary support for distributing pair. *Advances in Mechanical Engineering.* 15(7), 1–9. <http://dx.doi.org/10.1177/16878132231184331>
102. Richardson D., Sadeghi F., Rateick R.G. et al. (2018) Dynamic modeling of floating valve plate motion in an axial piston pump. *Tribol. Trans.* 61, 683–693. <http://dx.doi.org/10.1080/10402004.2017.1390631>
103. Richardson D., Sadeghi F., Rateick R. G., Rowan S. (2020) Surface modification effects on lubricant temperature and floating valve plate motion in an axial piston pump. *Proc IMechE, Part J: J Engineering Tribology.* 234 (1), 3–17. <http://dx.doi.org/10.1177/1350650119841184>
104. Sun Z., Zeng Q., Wan L., Xiao Y. (2023) Dynamic Response Analysis of the Bi-Tandem Axial Piston Pump with Dual-Loop Positive Flow Control under Pressure Disturbance. *Actuators.* 12(7), 260. <https://doi.org/10.3390/act12070260>
105. Lu L., Chen Y., Tong C., Ruan J., Li S. (2023) Design strategy and performance evaluation of novel miniature two-dimensional (2D) piston pump with a dual stacking mechanism. *Alex. Eng. J.* 62, 541–554. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.07.049>
106. Zhao J.A., Fu Y.L., Ma J.M., Fu J., Chao Q., Wang Y. (2021) Review of cylinder block/valve plate interface in axial piston pumps: Theoretical models, experimental investigations, and optimal design. *Chin. J. Aeronaut.* 34, 111–134. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2020.09.030>
107. Kogler H. (2022) High dynamic digital control for a hydraulic cylinder drive. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I-J. Syst. Control Eng.* 236, 382–394. <https://doi.org/10.1177/09596518211028089>
108. Tang H.B., Yang W.X., Wang Z.C. (2019) A model-based method for leakage detection of piston pump under variable load condition. *IEEE Access.* 7, 99771–99781. <http://dx.doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2930816>
109. Li J., Li H.L., Cui H.X., Zhu Y.W. (2018) Nonlinear dynamics characteristics and influence factors analysis of servo hydraulic cylinder. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C-J. Eng. Mech. Eng. Sci.* 232, 3629–3638. <http://dx.doi.org/10.1177/0954406217740166>

110. Huang J., He W., Hao H., Quan L. (2019) Analysis of control characteristics of variable-displacement asymmetric axial piston pump. *Trans. Chin. Soc. Agric. Mach.* 50, 368–376.
111. Mitov A., Slavov T., Králev J. (2023) Rapid prototyping of h&infin, algorithm for real-time displacement volume control of axial piston pumps. *Algorithms.* 16 (2), 120. <http://dx.doi.org/10.3390/a16020120>
112. Sun Z.Y., Zeng Q.L., Wan L.R., Dai H.Z. (2022) Control and dynamic characteristics analysis for the double-compound axial piston pump based on working conditions. *Machines.* 10 (6), 411. <http://dx.doi.org/10.3390/machines10060411>
113. Li Y., Chen X., Luo H., Zhang J. (2021) An empirical model for the churning losses prediction of fluid flow analysis in axial piston pumps. *Micromachines.* 12 (4), 398. <https://doi.org/10.3390/mi12040398>
114. Liu H., Hu J., He Z., Wang K., Lu X. (2023) Experimental research on pressure pulsation and cavitation characteristics of centrifugal fire pump. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control.* 42, 3. <https://doi.org/10.1177/14613484231177651>
115. Li D. L., Zhang N., Jiang J.X. et al. (2022) Numerical investigation on the unsteady vortical structure and pressure pulsations of a centrifugal pump with the vaned diffuser. *Int J Heat Fluid Flow.* 98, 109050. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2022.109050>
116. Jia XQ, Chu QY, Zhang L, et al. (2022) Experimental study on operational stability of centrifugal pumps of varying impeller types based on external characteristic, pressure pulsation and vibration characteristic tests. *Frontiers in Energy Research.* 10, 866073. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.866073>
117. Zhu Y., Zhou T., Tang S., Yuan S. (2023) A Data-Driven Diagnosis Scheme Based on Deep Learning toward Fault Identification of the Hydraulic Piston Pump. *Journal of Marine Science and Engineering.* 11(7), 1273. <https://doi.org/10.3390/jmse11071273>
118. Kumar A., Gandhi C.P., Tang H., Vashishtha G., Kumar R., Zhou Y., Xiang J. (2022) Adaptive sensitive frequency band selection for VMD to identify defective components of an axial piston pump. *Chin. J. Aeronaut.* 35, 250–265. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cja.2020.12.037>
119. D'Andrea D., Epasto G., Bonanno A., Guglielmino E., Benazzi G. (2019) Failure analysis of anti-friction coating for cylinder blocks in axial piston pumps. *Eng. Fail. Anal.* 104, 126–138. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.05.041>
120. Tang H., Fu Z., Huang Y. (2021) A fault diagnosis method for loose slipper failure of piston pump in construction machinery under changing load. *Appl. Acoust.* 172, 107634. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107634>
121. Gültekin Ö., Çinar E., Özkan K., Yazıcı A. (2022) A novel deep learning approach for intelligent fault diagnosis applications based on time-frequency images. *Neural Comput. Appl.* 34, 4803–4812. <https://link.springer.com/article/10.1007/s00521-021-06668-2>
122. Yan X., Sun Z., Zhao J., Shi Z., Zhang C. (2019) Fault diagnosis of rotating machinery equipped with multiple sensors using space-time fragments. *J. Sound Vib.* 456, 49–64. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2019.05.036>
123. Zheng Z., Li X., Zhu Y. (2020) Feature extraction of the hydraulic pump fault based on improved Autogram. *Measurement.* 163, 107908.
124. Xiao C., Tang H., Ren Y., Xiang J., Kumar A. (2022) Adaptive MOMEDA based on improved advance-retreat algorithm for fault features extraction of axial piston pump. *ISA Trans.* 128, 503–520. <http://dx.doi.org/10.1016/j.isatra.2021.10.033>
125. Ma Z., Wang S., Shi J., Li T., Wang X. (2018) Fault diagnosis of an intelligent hydraulic pump based on a nonlinear unknown input observer. *Chin. J. Aeronaut.* 31, 385–394. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2017.05.004>
126. Ying P., Tang H., Ye S., Ren Y., Xiang J., Kumar A. (2023) Dynamic modelling of swashplate with local defects in axial piston pump and coupled vibration analysis. *Mech. Syst. Signal Process.* 189, 110081. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2022.110081>
127. Ying P., Tang H., Chen L., Ren Y., Kumar A. (2022) Dynamic modeling and vibration characteristics of multibody system in axial piston pump. *Alex. Eng. J.* 62, 523–540. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aej.2022.07.046>
128. Tang H., Ren Y., Xiang J., Kumar A. (2023) Numerical and experimental analysis of rotor-bearing system for axial piston pump with misalignment–rubbing coupling fault. *J. Sound Vib.* 559, 117786. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2023.117786>
129. Chao Q., Xu Z., Shao Y., Tao J., Liu C., Ding S. (2023) Hybrid model-driven and data-driven approach for the health assessment of axial piston pumps. *Int. J. Hydromechatron.* 6, 76–92.
130. Chao Q., Shao Y., Liu C., Yang X. (2023) Health evaluation of axial piston pumps based on density weighted support vector data description. *Reliab. Eng. Syst. Saf.* 237, 109354. <https://doi.org/10.1016/j.res.2023.109354>
131. Chao Q., Xu Z., Tao J., Liu C. (2023) Capped piston: A promising design to reduce compressibility effects, pressure ripple and cavitation for high-speed and high-pressure axial piston pumps. *Alex. Eng. J.* 62, 509–521. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aej.2022.07.048>
132. Yuan J., Cao S., Ren G., Su F., Jiang H., Zhao Q. (2022) LW-Net: An interpretable network with smart lifting wavelet kernel for mechanical feature extraction and fault diagnosis. *Neural Comput. Appl.* 34, 15661–15672. <http://dx.doi.org/10.1007/s00521-022-07225-1>
133. Rapur J.S., Tiwari R. (2019) On-line time domain vibration and current signals based multi-fault diagnosis of centrifugal pumps using support vector machines. *J. Nondestruct. Eval.* 38, 6. <https://link.springer.com/article/10.1007/s10921-018-0544-7>
134. Tang S., Zhu Y., Yuan S. (2021) An improved convolutional neural network with an adaptable learning rate towards multi-signal fault diagnosis of hydraulic piston pump. *Adv. Eng. Inform.* 50, 101406. <https://doi.org/10.1016/j.aei.2021.101406>
135. Nevendra M., Singh P. (2022) Empirical investigation of hyperparameter optimization for software defect count prediction. *Expert Syst. Appl.* 191, 116217. <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2021.116217>

Надійшла (received) 07.04.2024

Відомості про авторів /About the Authors

Гречка Ірина Павлівна / Hrechka Iryna – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4907-9170>; e-mail: girinap7@gmail.com.