

А. Р. Апаракін, канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: anton.aparakin@gmail.com

Модульно-параметричний принцип розробки проектів шестеренних гідравлічних машин

Метою роботи є створення такого принципу розробки проектів модельного ряду шестеренних гідравлічних машин, який оптимізує умови виробництва і маркетингу, із наступним зниженням металомісткості агрегату та собівартості виробництва. Розглянуто та виділено недоліки системи створення проектів гідравлічних машин шестеренного типу та їх реалізації. Розглянуто принципи, що передбачають максимальну диференціацію перемінних складових деталей та вузлів, та створення базових об'єктів з постійною складовою структурою. Проаналізовано конструктивну схему гідравлічної машини на базі теорії «надлишкових зв'язків». Розглянуто схеми з вилученням надлишкових зв'язків за рахунок введення бочкоподібного повздожнього контуру зубця та введення центрального навантаження на ведучу шестерню. Визначено, що зменшення надлишкових зв'язків у запропонованій схемі, відносно традиційної схеми, посприє зменшенню додаткових деформацій і втрат енергії при роботі агрегату в режимі гідромотора і зменшенню втрат рідини при роботі в режимі насоса. Доведено, що виконання однієї із спряжених шестерень з бочкоподібним повздожнім профілем зубців забезпечить стабілізацію моменту зрушення при роботі в режимі гідромотора.

шестеренний насос, проектування, уніфікація, надлишкові зв'язки

Постановка проблеми. Існуюча система створення проектів гідравлічних машин шестеренного типу та їх реалізація недостатньо досконала по ряду причин, зокрема:

- відсутність достатнього рівня уніфікації;
- не дотримані вимоги по організації виробництва та складського сектору, на які б не впливали миттєві коливання ринкових потреб;
- використання недосконалих конструктивних рішень, які не враховують вимоги:
 - навантажень деталей при термічній обробці;
 - можливостей точної механічної обробки.

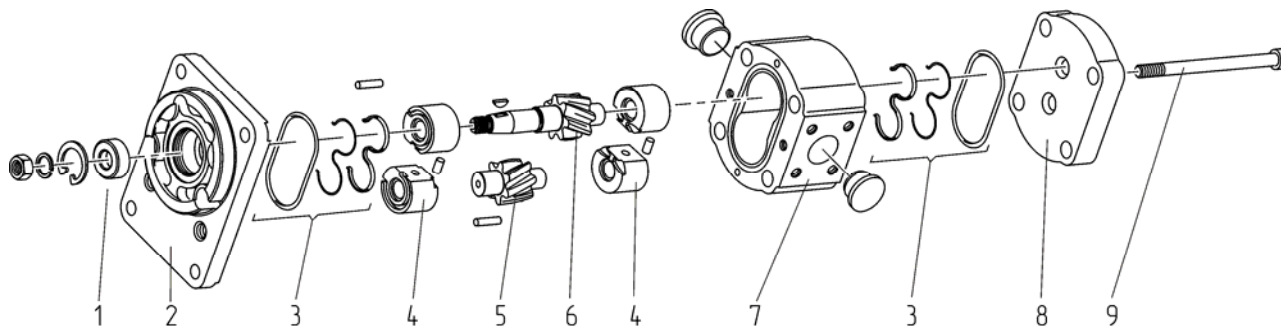
Ця система не може бути ефективною в умовах крупносерійного виробництва.

Обумовлена система побудована на стихійному відтворенні аналогів відомих світових виробників. Але при цьому не враховується те, що кожна фірма розробляє проект, який враховував би власні потреби, можливості виробництва, і не перетинався з конкурентами. Внаслідок чого однакові функційно гідравлічні машини мають суттєві відмінні ознаки.

Таке повторення проектів в рамках єдиного виробника, може привести до стійкої економічної кризи, внаслідок неможливості відтворення економічних показників при малих партіях і неможливості створення попередніх запасів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз модельного ряду відомих виробників шестеренних гідромашин показав відносну однорідність асортименту. Гідравлічні машини провідних виробників, таких як Bondioli & Pavesi [1], Parker [2], Vivoil [3], Marzocchi [4], Settima [5], Casappa [6] Bosch Rexroth [7], мають масштабування по робочому об'єму, а також, переважно, однакову конструкцію (рис. 1) - корпусні деталі агрегатів та підшипникові вузли майже незмінні, однак наявний широкий асортимент варіантів по приєднуваним розмірам:

- вихідного валу (шип під муфту, конус 1:5 або 1:8, шліци прямобічні або евольвентні різних стандартів і типорозмірів, шпонка призматична або сегментна);
- гідравлічної системи (магістралі всмоктування та напірної магістралі);
- монтажу у виробі (2 або 4 болти крізь корпус, прямокутний або круглий фланець, корпус приводу).



- 1 – ущільнення вихідного валу; 2 – кришка передня з фланцем;
 3 – комплект ущільнень кришки та підшипникового вузла; 4 – підшипниковий вузол;
 5 – ведена шестерня; 6 – ведуча шестерня; 7 – корпус; 8 – кришка задня; 9 – гвинти.

Рисунок 1 – Типова конструкція сучасних моделей шестеренних гідромашин

Джерело: на підставі [8]

Актуальність досліджень у даній тематиці підтверджується великою кількістю робіт, які проводяться стосовно підвищення подачі шестеренних насосів, вдосконалення та оптимізації зачеплення шестерень. Ці питання розглядаються у роботах як вітчизняних дослідників, таких як Кулешков Ю. В. [9], так і зарубіжних [10, 11]. Також, останніми тенденціями у дослідженнях гідравлічних машин є використання комп'ютерного моделювання для вивчення вузькоспеціальних аспектів робочих процесів насосу [12, 13].

Постановка завдання. Метою роботи є створення такого принципу розробки проектів модельного ряду шестеренних гідравлічних машин, який оптимізує умови виробництва і маркетингу, із наступним зниженням собівартості виробництва.

Виклад основного матеріалу. Як вихід із ситуації, що склалася, варто розглянути принципи кардинальної уніфікації гідравлічних машин. Такі принципи передбачають максимальну диференціацію перемінних складових деталей та вузлів, та створення базових об'єктів з постійною складовою структурою. Основу цього принципу складає механізм відокремлення складних і трудомістких елементів від відносно простих та менш трудомістких. Принцип передбачає можливість за рахунок гнучкої конструктивної схеми створити гнучке виробництво гідравлічних машин. Одночасно з цим необхідно забезпечити дотримання функційних показників на досягнутому рівні, або навіть забезпечити їх покращення. Це можливо здійснити лише глибиною проаналізувавши конструктивну схему гідравлічної машини на базі теорії «надлишкових зв'язків» та інших теорій.

Шестеренна гідравлічна машина в режимі насоса працює таким чином, що потік рідини, який всмоктується, поділяється шестернями на два незалежних потоки. Після об'єднання потоку в зоні напору, загальний потік отримує залежність від двох факторів:

- зовнішній опір гідравлічної системи;
- внутрішня герметичність.

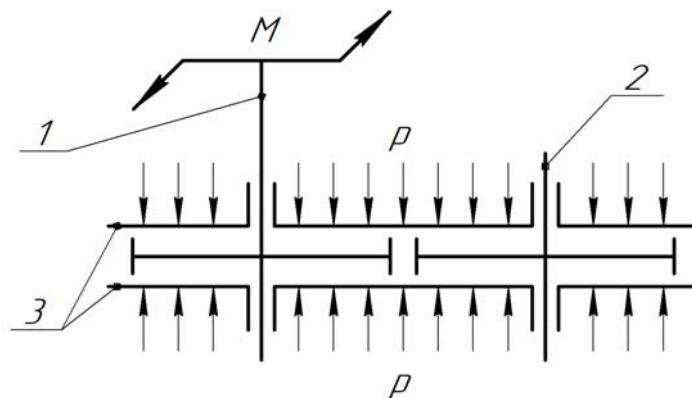
При цьому шестерні, які утворюють два потоки в традиційних конструктивних схемах насосів, мають не рівноцінне навантаження, внаслідок чого вони можуть знаходитись в різних просторових положеннях в процесі функціонування. Якщо ведуча шестерня отримує навантаження кручення та асиметричного вигину, то ведена шестерня отримує навантаження симетричного вигину. Виходячи з цього постулату, шестерні можуть мати різну ступінь торцевої та периферійної герметичності.

Гідравлічна машина в режимі гідромотора працює таким чином, що потік рідини перетворюється в подвійний енергетичний потік, який обертає обидві шестерні. Ефективність енергетичного потоку гідравлічної машини в режимі гідромотора залежить також від двох факторів: зовнішнього механічного опору та внутрішньої герметичності. Ці фактори є адекватними з факторами які супроводжують роботу гідравлічної машини в режимі насосу. Тобто, існує в обох випадках зовнішній опір, який утворює навантаження на шестерні, сам же характер навантаження для обох видів гідравлічних машин є однаковим.

Наступним кроком буде обґрунтування запропонованого постулату та спроба врівноважити навантаження на обох шестернях за рахунок вилучення «надлишкових зв'язків» з забезпеченням явища «самовстановлення» шестерень при роботі шестеренних гідромашин. Вилучення «надлишкових зв'язків» в схемі шестеренної гідромашини створює ефект силової адаптації ведучої шестерні відповідно до адаптації веденої, що впливає на покращення вихідних показників виробу.

Надлишкові зв'язки – це шкідливі, пасивні зв'язки в насосі, вилучення яких не приведе до зниження його функційних показників, так як надлишкові зв'язки сприяють додатковим деформаціям ланок і втратам енергії при роботі насоса.

На рис. 2 приведено узагальнену схему шестеренної гідравлічної машини, з позначенням крутного моменту та тиску.



1 – ведуча шестерня; 2 – ведена шестерня; 3 – торцеві ущільнювачі (підшипники ковзання);
M – крутий момент; p – тиск, який діє на торцеві ущільнювачі.

Рисунок 2 – Узагальнена схема шестеренної гідравлічної машини

Джерело: розроблено автором

Вилучення надлишкових зв'язків і створення гідравлічних машин без них - складний процес, вирішення якого можливе за методикою проф. Л.М. Решетова [14]. Сутність його полягає у використанні тільки статистично визначених систем, що дозволяє вирівняти потоки енергії в паралельних елементах, якими є дві шестерні, що взаємодіють.

Рациональність схеми може бути визначена при підрахунках числа надлишкових зв'язків q по формулі Решетова:

$$q = w - 6n + 5P_V + 4P_{IV} + 3P_{III} + 2P_{II} + P_I, \quad (1)$$

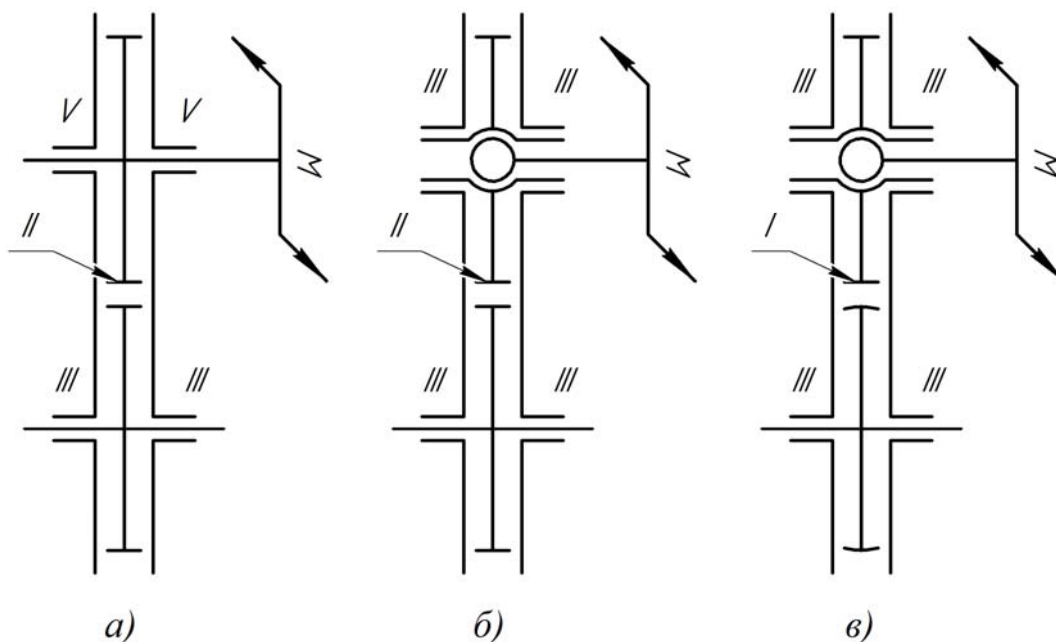
де w – число ступенів вільності;

n – число рухомих ланок;

$P_V, P_{IV}, P_{III}, P_{II}, P_I$ – число кінематичних пар, відповідно V, IV, III, II, I класів.

При підрахунках числа рухомих ланок враховуються тільки дві ланки, які утворюють з'єднання, всі проміжні ланки не враховуються.

На рис. 3 наведено ряд послідовних кроків по вилученню надлишкових зв'язків в схемах шестеренних гідравлічних машин. Традиційна схема побудови гідравлічної машини (рис. 3, а) спочатку зазнає вилучення надлишкового зв'язку за рахунок введення центрального навантаження ведучої шестерні (рис. 3, б), а потім введення бочкоподібного повздожнього контуру зубця веденої шестерні.



а) вихідна схема з боковим навантаженням ведучої шестерні; б) схема з введенням центрального навантаження на ведучу шестерню, з вилученням надлишкового зв'язку; в) схема з додатковим вилученням надлишкових зв'язків за рахунок введення бочкоподібного повздожнього контуру зубця.

Рисунок 3 – Схема поступового вилучення надлишкових зв'язків

Джерело: розроблено автором

Використавши формулу (1) до схеми рис. 3, а, отримаємо:

$$q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 1 = 7, \quad (2)$$

до схеми рис.3, б:

$$q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 3 + 2 \cdot 1 = 6, \quad (3)$$

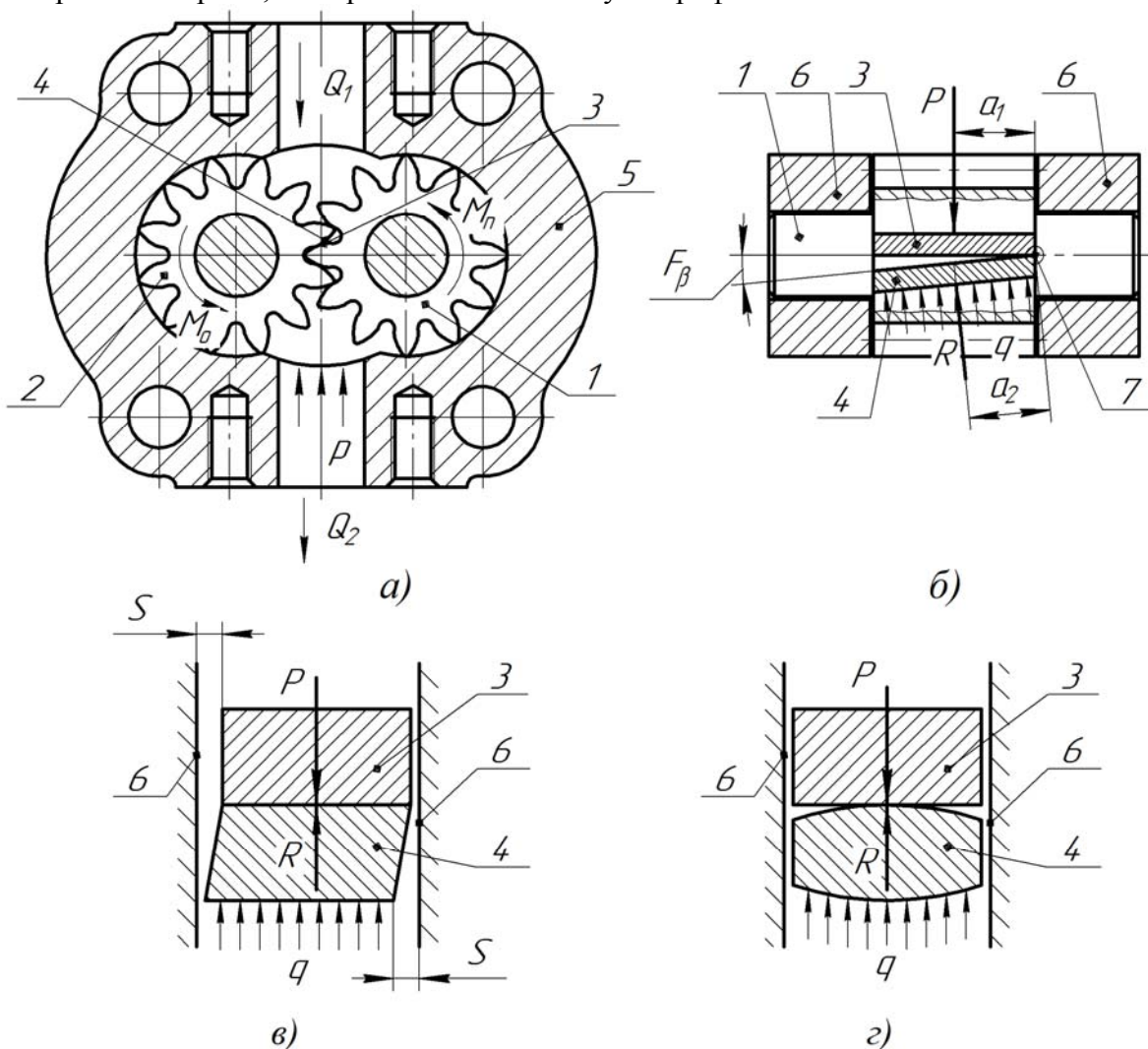
до схеми рис. 3, в:

$$q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 3 + 1 = 5. \quad (4)$$

Як видно із розрахунків по схемам рис. 3, найменше надлишкових зв'язків в схемі рис. 3, в. Ця схема найбільш доцільна для створення гідравлічної машини шестеренного типу. Конструктивна реалізація центрального навантаження ведучої шестерні може являти собою використання змінного елемента – вихідного валу, який має необхідний конкретному споживачеві елемент передачі крутного моменту (шліц, шпонка, тощо). Таким чином з'явиться можливість створення базових об'єктів з

постійною складовою структурою – шестеренних гідравлічних машин, та змінних об'єктів – вихідних валів необхідної конфігурації.

Розглянемо додаткові переваги вилучення надлишкових зв'язків. На рис. 4 наведені схеми взаємодії ведучої 1 та веденої 2 шестерень гідравлічної машини. Ведуча шестерня 1 під дією моменту привода M_n (рис. 4, а) передає рух веденій шестерні 2. При цьому робоча рідина із зони всмоктування Q_1 переноситься міжзубовими западинами шестерень 1 і 2 в зону тиску Q_2 . На обидві шестерні в зоні тиску Q_2 діє протилежний тиск p . Дію тиску p найбільш доцільно визначити у вигляді концентрованого навантаження q . Концентроване навантаження q діє на профілі зубців обох шестерень зі сторони, яка протилежна контакту їх профілів.



1 – ведуча шестерня; 2 – ведена шестерня; 3 – зубець ведучої шестерні; 4 – зубець веденої шестерні;
5 – корпус насоса; 6 – торцевий підшипник, 7 – точка створення моменту повороту.

Q_1 – подача рідини із зони всмоктування; Q_2 – подача рідини у зону тиску; M_n – момент привода;
 M_o – момент опору; p – тиск; F_β – похибка направлення профілю зубця; P – сила навантаження від дії
крутного моменту привода M_n ; a_1 – плече дії сили P ; R – сила опору від дії гідравлічного потоку Q_2 і тиску
 p ; a_2 – плече дії сили R ; q – концентроване навантаження від дії тиску p ; S – величина торцевого зазору.

а) схема дії сил та реакцій в корпусі шестеренного насоса; б) схема утворення сил в зубчастому
зачепленні; в) схема переміщень з утворенням зазорів при наявності перекосів в межах похибки F_β ;
г) схема компенсації перекосів за рахунок утворення бочкоподібного зубця.

Рисунок 4 – Схема взаємодії шестерень гідравлічної машини.

Джерело: розроблено автором

На схемі рис. 4, б наведені сили, які діють на обидві шестерні в зачепленні. Момент привода M_n відтворює силу P , яка в свою чергу відтворює силу реакції R від дії концентрованого навантаження q . У випадку, якщо шестерні в зачепленні мають відхилення напрямлення зубця F_β то сила P і реакція R створюють момент повороту профілю зубця відносно точки 7.

На рис. 4, в наведена схема утворення явища повороту профілю зубця 4 до повного контакту профілів шестерень 1 і 2, при умові задовільнення моменту повороту. У випадку що розглядається, торці зубця 4 взаємодіють з торцевими підшипниками 6 у положенні, яке збільшує торцевий зазор S .

Таким чином при роботі шестерень з будь яким значенням F_β можлива ситуація з виникненням збільшеного зазору S . Наявність обумовленого зазору збільшує внутрішні витікання і як наслідок знижує значення ККД гідравлічних машин. У випадку роботи гідравлічної машини в режимі мотору, можливі проблеми із створенням моменту зрушення внаслідок внутрішніх витоків.

Схема рис. 4, г реалізується за рахунок використання бочкоподібного контуру зубця в повздовжньому перерізі. В даному випадку сила P і реакція R розміщені на одній лінії з точкою дотику, що унеможливує створення моменту повороту. Таке конструктивне виконання особливо доцільне для реалізації у гідравлічних машинах, які працюють в режимі гідромотора.

Висновки. До важливих результатів дослідження слід віднести:

- визначено та обґрунтовано перспективну схему побудови шестеренної гідравлічної машини;
- виконання конструктивної схеми шестеренної гідромашини по запропонованому варіанту (рис. 3, в) забезпечить зменшення надлишкових зв'язків відносно традиційної схеми (рис. 3, а) з 7 до 5.

Синтезована схема шестеренної гідравлічної машини має ряд переваг:

- виконання однієї із спряжених шестерень з бочкоподібним повздовжнім профілем зубців:
 - o забезпечить стабілізацію моменту зрушення при роботі агрегату в режимі гідромотору;
 - o при роботі в режимі насосу стабілізує параметр гідравлічного ККД;
- вилучення надлишкових зв'язків в паралельних елементах, якими є шестерні в зачепленні, посприяє зменшенню додаткових деформацій і втрат енергії при роботі в режимі гідромотора і втрат рідини при роботі в режимі насосу.
- конструктивна реалізація центрального навантаження ведучої шестерні (використання змінного елемента – вихідного валу) додає можливість створення базових об'єктів з постійною складовою структурою – шестеренних гідравлічних машин, та змінних об'єктів – вихідних валів необхідної конфігурації, що спрощує вимоги по організації виробництва та складського сектору та зменшує вплив на виробництво миттєвих коливань ринкових потреб.

Список літератури

1. Bondioli & Pavesi. *Gear pumps and motors* : website. URL: <https://bondioli-pavesi.com/ru/trasmissione-di-potenza/pompe-e-motori-ad-ingranaggi> (дата звернення: 25.05.2023).
2. Parker. *Gear pumps* : website. URL: <https://ph.parker.com/us/en/series/gear-pumps1> (дата звернення: 25.05.2023).
3. Vivoil. *Products* : website. URL: <https://www.vivoil.com/products/> (дата звернення: 25.05.2023).
4. Marzocchi Pompe. *Catalogues* : website URL: <https://www.marzochipompe.com/en/public-downloads> (дата звернення: 25.05.2023).

5. *Settima. Nasocu Continuum* : website. URL: <https://www.settima.it/ru/produksiya/nasosy-continuum/> (дата звернення: 25.05.2023).
6. *Casappa. Aluminium body hydraulic gear pumps and motors* : website. URL: <https://www.casappa.com/en/c/products/4/aluminium-body/#whisper-ws-tab> (дата звернення: 25.05.2023).
7. *Bosch Rexroth. External gear pumps* : website. URL: https://store.boschrexroth.com/Hydraulics/Pumps/External-gear-pumps?cclcl=en_GB (дата звернення: 25.05.2023).
8. *Bosch Rexroth. External gear pump «SILENCE PLUS» AZPJ. Data Sheet* : website. URL: <https://www.boschrexroth.com/en/gb/media-details/4791985e-efc7-46aa-9514-7667c522fd73> (дата звернення: 25.05.2023).
9. Підвищення подачі шестеренних насосів засобів транспорту та сільськогосподарської техніки. / Кулешков Ю. В. та ін. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2022. Вип. 4 (36). Ч. 1. С. 197–203. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.197-203](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.197-203).
10. Yang Zhou, Bowen Che, Ci Yuan. The design and analysis of a high-speed circular arc gear pump journal bearing. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 10(12) P.1–11. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814018819288>.
11. Gear pump cavitation reduction : пат. 7878781 B2 United States : МПК FOIC 2L/00. № 12/001,279 ; заявл. 11.12.2007 ; опубл. 01.02.2011.
12. Zardin B, Natali E, Borghi M. Evaluation of the Hydro-Mechanical Efficiency of External Gear Pumps. *Energies*. 2019. Vol. 12(2468). DOI: <https://doi.org/10.3390/en12132468>.
13. Fang Guo, Zongde Fang, Experimental and theoretical study of gear dynamical transmission characteristic considering measured manufacturing errors. *Hindawi. Shock and Vibration*. 2018. P. 1-20. DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/9645453>.
14. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов. Изд. 2-е, переработ, и доп., Москва : «Машиностроение», 1972. 131 с.

References

1. Bondioli & Pavesi. Gear pumps and motors. *bondioli-pavesi.com*. Retrieved from <https://bondioli-pavesi.com/ru/trasmisione-di-potenza/pompe-e-motori-ad-ingranaggi> [in English].
2. Parker. Gear pumps. *ph.parker.com*. Retrieved from <https://ph.parker.com/us/en/series/gear-pumps1> [in English].
3. Vivoil. Products. *vivoil.com*. Retrieved from <https://www.vivoil.com/products/> [in English].
4. Marzocchi Pompe. Catalogues. *marzochipompe.com*. Retrieved from <https://www.marzochipompe.com/en/public-downloads> [in English].
5. Settima. Continuum® pumps. *settima.it*. Retrieved from <https://www.settima.it/products/continuum-pumps/> [in English].
6. Casappa. Aluminium body hydraulic gear pumps and motors. *casappa.com*. Retrieved from <https://www.casappa.com/en/c/products/4/aluminium-body/#whisper-ws-tab> [in English].
7. Bosch Rexroth. External gear pumps. *store.boschrexroth.com*. Retrieved from https://store.boschrexroth.com/Hydraulics/Pumps/External-gear-pumps?cclcl=en_GB [in English].
8. Bosch Rexroth. External gear pump «SILENCE PLUS» AZPJ. Data Sheet. *boschrexroth.com*. Retrieved from <https://www.boschrexroth.com/en/gb/media-details/4791985e-efc7-46aa-9514-7667c522fd73> [in English].
9. Kuleshkov, Y.V., Krasota, M.V., Rudenko, T.V., et al. (2022). Pidvishennja podachi shesterennih nasosiv zasobiv transportu ta sil's'kogospodars'koyi tehniky [Increasing the Supply of Gear Pumps for Vehicles and Agricultural Machinery]. *Central'noukrayins'kij naukovij visnik. Tehnichni nauki - Central Ukrainian National Technical University. Technical sciences, Issue 4(36), Part. 1*, 197–203 [in Ukrainian]. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.197-203](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.197-203) [in English].
10. Yang Zhou, Bowen Che & Ci Yuan. (2018). The design and analysis of a high-speed circular arc gear pump journal bearing. *Advances in Mechanical Engineering*, 10(12), P.1–11. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814018819288> [in English].
11. Gear pump cavitation reduction (United States Patent № 7878781 B2). (2011) [in English].
12. Zardin, B., Natali, E. & Borghi, M. (2019). Evaluation of the Hydro-Mechanical Efficiency of External Gear Pumps. *Energies*, 12(2468). DOI: <https://doi.org/10.3390/en12132468> [in English].
13. Fang Guo & Zongde Fang. (2018). Experimental and theoretical study of gear dynamical transmission characteristic considering measured manufacturing errors. *Hindawi. Shock and Vibration*. P.1-20. DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/9645453> [in English].

14. Reshetov, L.N. (1972) *Konstruirovaniye racional'nykh mekhanizmov [Design of rational mechanisms]*. Moskov : «Mashinostroeniye» [in Russian].

Anton Aparakin, PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Modular-Parametric Principle of Design Development of Gear Hydraulic Machines

The conventional system of design development of gear-type hydraulic machines and their implementation is not sufficiently perfect for a number of reasons. This system cannot be effective in the conditions of large-scale production. The purpose of the work is to create such a principle of designing a model range of gear hydraulic machines, which optimizes the conditions of production and marketing, with the subsequent reduction of the cost of production.

To achieve the goal, the theory of "redundant connections" was used, and the design scheme of the hydraulic machine was analyzed. On the results of the conducted analysis, several possible schemes for the extraction of "redundant connections" were developed, and the calculation was carried out. From the proposed schemes, the most appropriate scheme for creating a gear-type hydraulic machine was determined - a scheme using the central load of the driving gear and a barrel-shaped profile of the longitudinal contour of the tooth of the driven gear. The paper also considers additional benefits arising from the removal of redundant connections. On the basis of the developed diagram of the action of forces in gear engagement, it is shown how deviations from the geometric accuracy of the gear affect the operation of the hydraulic machine and why the proposed scheme with a barrel-shaped profile of the longitudinal contour of the tooth is more appropriate.

Among the important results of the research should be attributed the synthesized perspective scheme of design of a gear hydraulic machine. The use of the proposed scheme will allow the reduction of redundant connections (from 7 to 5, relative to the conventional scheme), which will contribute to the reduction of additional deformations and energy losses when working in the hydraulic motor mode and fluid losses when working in the hydraulic pump mode. And the implementation of one of the coupled gears with a barrel-shaped longitudinal profile of the teeth will ensure the stabilization of the displacement moment when the unit is operating in the hydraulic motor mode and will stabilize the hydraulic efficiency parameter when operating in the pump mode.

gear pump, design, unification, redundant connections

Одержано (Received) 26.05.2023

Прорецензовано (Reviewed) 28.05.2023

Прийнято до друку (Approved) 29.05.2023