

Панченко А.І., д-р техн. наук

ORCID 0000-0002-1230-1463

Волошина А.А., д-р техн. наук

ORCID 0000-0003-4052-2674

Панченко І.А.

ORCID 0000-0003-2150-4278

Лупинос Г.В.

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Волошин А.А.

ORCID 0009-0004-3850-7613

ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНИХ ВІКОН НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

У гідроприводах мехатронних систем найчастіше застосовуються планетарні гідромашини [1, 2]. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, що працюють за принципом планетарного редуктора, аналогічні орбітальним, героторним, героллерним [3–5]. Основним вузлом, що обумовлює працездатність планетарних гідромашин є розподільна система [6]. У зв'язку з цим, проведення досліджень, пов'язаних з підвищенням технологічності виготовлення елементів розподільних систем є актуальним завданням, спрямованим на покращення вихідних характеристик планетарних гідромашин.

Для покращення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом підвищення технологічності виготовлення елементів його розподільної системи необхідно обґрунтувати вихідні дані та початкові умови для моделювання її роботи розподільної системи планетарного гідромотора та дослідити взаємозв'язок геометричних параметрів розподільної системи з вихідними характеристиками планетарного гідромотора.

Взаємозв'язок геометричних параметрів розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора досліджена на ПЕОМ за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim.

При моделюванні роботи розподільної системи приймаємо наступні вихідні дані та початкові умови:

- коефіцієнти кінематичної і динамічної в'язкості постійні;
- модуль пружності робочої рідини постійний;
- коефіцієнт динамічної в'язкості дорівнює $\mu' = 0,267 \cdot 10^{-7}$ МПа·с;
- тиск на вході (тиск нагнітання) дорівнює $p_{\text{вх}} = 16$ МПа;
- тиск на виході (тиск зливу) дорівнює $p_{\text{вих}} = 0$ МПа;
- кутова швидкість вала гідромотора дорівнює $\omega = 68$ с⁻¹;
- геометричні параметри вікон рухомого і нерухомого розподільників однакові;
- радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R = 36$ мм.

Залежно від конструктивних особливостей планетарних гідромоторів застосовуються різноманітні кінематичні схеми розподільних систем [6]. На рисунку 1 показано зміну площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми за час, відповідний одному циклу.

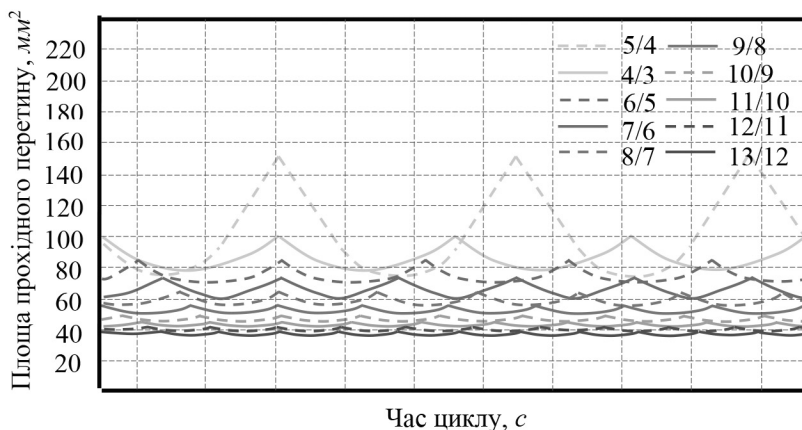


Рисунок 1 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми без використання додаткових розвантажувальних вікон

Аналіз зміни площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми засвідчує, що зі збільшенням кількості робочих вікон рухомого розподільника площа прохідного перетину зменшується

від 115 мм^2 до $37,5 \text{ мм}^2$ (кінематичні схеми 4/3 і 13/12, відповідно). При цьому амплітуда коливань площі також значно знижується від 75 мм^2 до 3 мм^2 (кінематичні схеми 4/3 і 13/12, відповідно). Кількість піків кожної досліджуваної кривої (рисунок 4) відповідає кількості робочих вікон рухомого розподільника певної кінематичної схеми.

Відомо [6], що збільшення площі прохідного перетину розподільної системи можна забезпечити шляхом використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості додаткових робочих вікон. При цьому можна зменшити амплітуду коливань площі шляхом кутового зміщення робочих вікон рухомого розподільника.

Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з використанням розвантажувальних вікон рухомого розподільника в залежності від кінематичної схеми показано на рисунках 2–4.

Аналіз зміни площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника (рисунок 2) показує, що така модернізація розподільної системи прийнятна для усіх кінематичних схем. Використання двох розвантажувальних вікон рухомого розподільника дозволяє збільшити площу прохідного перетину від 14% до 30%. При цьому амплітуда коливань площі для кінематичних схем 4/3, 7/6, 8/7, 11/10, 12/11 і 13/12 знижується практично у два рази. Для кінематичних схем 6/5 і 10/9 амплітуда коливань площі не змінюється, а для схем 5/4 і 9/8 – зростає на 8% і 25%, відповідно.

Аналіз зміни площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми з використанням трьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника (рисунок 3) показує, що така модернізація розподільної системи прийнятна тільки для кінематичних схем 7/6 і 13/12. Використання трьох додаткових розвантажувальних вікон дозволяє збільшити площу прохідного перетину на 33% і знизити амплітуду коливань площі у 2 рази – для кінематичної схеми 7/6. Для кінематичної схеми 13/12 при використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон площа збільшується на 20%, а коливання площі практично відсутні (амплітуда коливань дорівнює 1 мм^2).

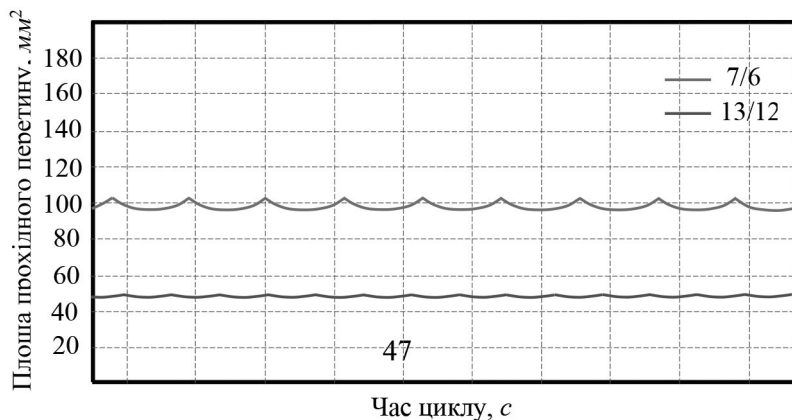


Рисунок 2 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника

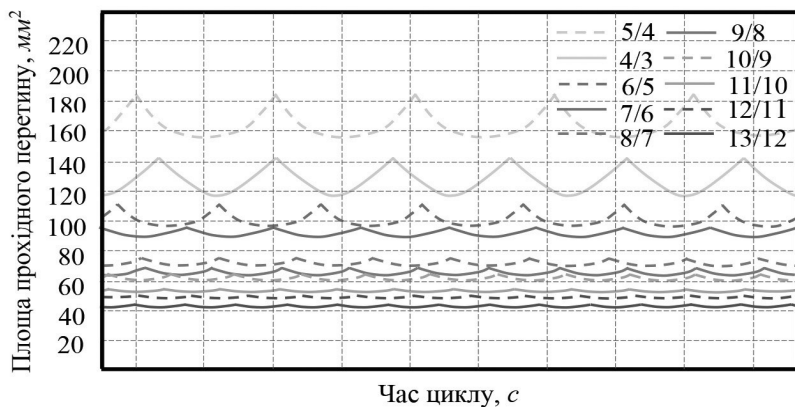


Рисунок 3 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми з використанням трьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника

У кінематичних схемах 5/4, 7/6, 9/8, 11/10 і 13/12 можна використовувати чотири додаткових розвантажувальних вікна рухомого розподільника (рис. 4). Використання чотирьох розвантажувальних вікон дозволяє збільшити площу прохідного перетину розподільної

системи в 2 рази і в 2 рази знизити коливання площі – для кінематичної схеми 5/4. Для кінематичної схеми 7/6 при збільшенні площі в 1,5 рази амплітуда коливань знижується у 2 рази. При цьому для кінематичних схем 9/8, 11/10 і 13/12 площа прохідного перетину збільшується на 33%, 30% і 25%, відповідно, при практичній відсутності коливань.

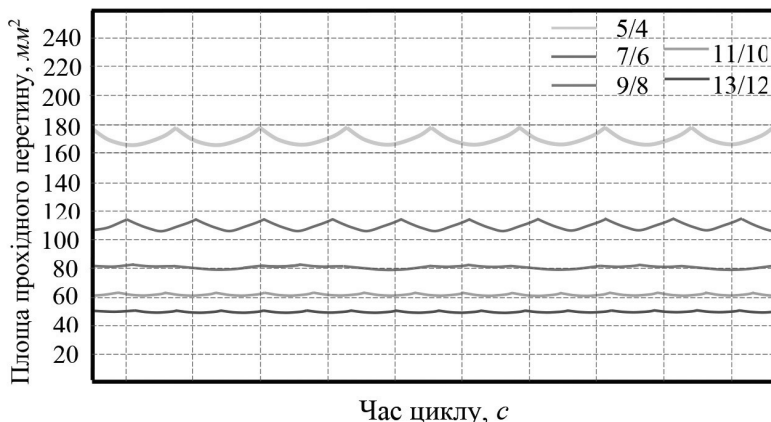


Рисунок 4 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми з використанням чотирьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника

Аналіз результатів моделювання показав, що зі збільшенням кількості робочих вікон рухомого розподільника площа прохідного перетину (пропускна здатність) розподільної системи зменшується (рисунок 1). При цьому зменшується і амплітуда коливань площі.

При використанні двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих, пропускна здатність розподільної системи збільшується на 15–30%. При використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон на 20–35% і на 50–100% при використанні чотирьох розвантажувальних вікон в залежності від кінематичної схеми розподільної системи.

Для практичного застосування результатів досліджень при проектуванні розподільних систем планетарних гідромоторів рекомендується використання додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих.

Список використаних джерел

1. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58-72. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72>
2. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 18-35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35>
3. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. 12 (12). 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>
4. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91–105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>
5. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А., Нестеренко К.В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61-77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>
6. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко И. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>
7. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68-85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>