

собою експериментальні зразки придатні для проведення натурних досліджень при роботі з небезпечними об'єктами різного виду.

Теоретичні дослідження, направлені на створення нових схемних рішень маніпуляторів, передбачають можливість окремого розгляду і вивчення введених різнорідних груп процесів, що відбуваються в системі. Окремими гіпотезами обґрунтовується можливість розділення процесів у маніпуляторах для різних видів характеристик, зокрема геометричних, силових статичних, кінематичних та динамічних характеристик маніпуляторів мобільних роботів спеціального призначення.

Запропонована методологія розроблення схемних і конструктивних рішень маніпуляторів наземних роботизованих комплексів дає можливість розробити спеціалізовані комплекси для виконання спеціальних операцій з небезпечними об'єктами.

Список використаних джерел

1. Kot Tomas. Application of virtual reality in teleoperation of the military mobile robotic system TAROS / Kot Tomas, Novak Petr // International Journal of Advanced Robotic Systems January-February 2018, pp. 1-6.
2. Murthy, V. M. Autonomous mobile robots designing / V. M. Murthy, Sushil Kumar, Vedpal Singh, Nitin Kumar, Chander Sain / Journal of Global Research in Computer Science, Volume 2, N4, April 2011, pp.126-128.
3. Strutinsky, V.B. The development of mechatronic active control system of tools patial position in parallel kinematics machine tool / Strutinsky V.B., Demyanenko A.S. // Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol.54, №3 (2016), pp. 757-768.

УДК 62-82:631.3:621.659

Іванов М. І., к.т.н., проф., Гречко Р. О., аспірант,
Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ КЛАПАННОЇ ГРУПИ ГІДРОМОТОРА ГІДРОСТАТИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТИПУ ГСТ90

Анотація. Створено математичну модель гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 та на основі її дослідження проведено аналіз процесів роботи гідросистеми. Досліджено роботу клапанної групи гідромотора гідротрансмісії та виявлено коливальні режими роботи запобіжних клапанів. Золотник запобіжного клапана виконує коливальні рухи, причому швидкість коливань періодично падає до нуля, також до нуля зменшується величина переміщення золотника, що відповідає контакту із сідлом. При цьому посадка золотника на сідло відбувається із значним прискоренням, що призводить до ударної дії на сідло та його прискореному зношенню. Також виявлено, що переміщення золотника переливного клапана збільшується відповідно до збільшення витрати гідромотора і припиняється при виході золотника на упор. При подальшому збільшенні витрати гідромотора переміщення золотника відсутнє і переливний клапан працює як постійний дросель.

Ключові слова: гідропривід, гідростатична трансмісія, запобіжний клапан, переливний клапан

На сучасному етапі розвитку машинобудування найбільш прогресивним є застосування об'ємних гідроприводів на самохідних машинах. При їх застосуванні можливо досягти стійкої роботи агрегатів в широкому діапазоні числа оборотів, реалізувати безступінчасте регулювання швидкості, що дає можливість найбільш ефективно використовувати потужність двигуна. Широкого застосування на транспортних, дорожніх та сільськогосподарських машин знайшли гідростатичні трансмісії, в яких реалізовано принцип об'ємного регулювання подачі та швидкості. Типовими представниками таких гідроагрегатів є гідростатичні трансмісії типу ГСТ90, які випускаються ПрАТ «Гідросила» (м. Кропивницький) [1, 2].

Схема гідростатичної трансмісії типу ГСТ90, яку показано на Рис. 1, має головний контур, який включає регульований аксіальний роторнопоршневий насос 1 і нерегульований аксіальний роторнопоршневий гідромотор 15, всмоктувальну (нижню) і напірну (верхню) гідролінії. Для попередження перевантаження гідростатичної трансмісії у клапанну коробку гідромотора встановлені запобіжні клапани 9 і 10, які обмежують максимальний тиск у напірній гідролінії.

Якщо в якійсь з ліній тиск буде вище допустимого один з клапанів відкриється і перепустить рідину в протилежну лінію [3].

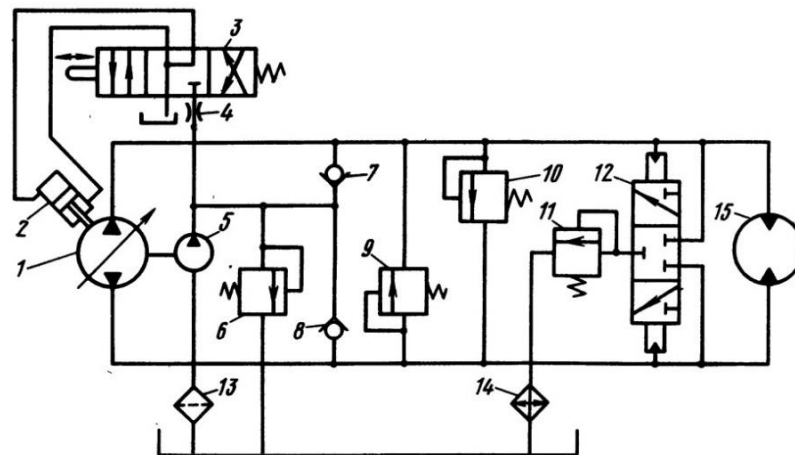


Рис. 1 – Гідравлічна схема гідростатичної трансмісії

1 – насос; 2 – гідроциліндр; 3 – розподільник; 4 – дросель; 5 – насос підживлення; 6, 9, 10 – запобіжні клапани; 7, 8 – зворотні клапани; 11 – переливний клапан; 12 – шунтуючий розподільник; 13 – фільтр; 14 – охолоджувач

Загальна гідравлічна система включає систему підживлення, яка забезпечує створення підпору у всмоктувальній лінії для компенсації витрат робочої рідини на дренаж у насосі та гідромоторі, а також на відведення певної кількості робочої рідини із замкненого контура на охолодження до баку. Система підживлення містить насос 5 підживлення, запобіжний клапан 6 і зворотні клапани 7 і 8. З метою стабілізації температурного режиму роботи використовується шунтуючий розподільник 12 та переливний клапан 11 встановлені у клапанну коробку гідромотора. Шунтуючий розподільник в процесі роботи гідростатичної трансмісії з'єднує всмоктувальну гідролінію із переливним клапаном 11, який призначений для підтримання заданого тиску на виході шунтуючого розподільника, і таким чином, обмеження витрати рідини, що надходить до охолоджувача 14.

Для дослідження роботи гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 було розроблено розрахункову схему та відповідно до неї математичну модель, яка включає рівняння, що описують зміну кожної узагальнюючої координати.

Результати дослідження математичної моделі гідростатичної трансмісії ГСТ90 дозволяють аналізувати характер зміни в часі тиску у гідролініях і порожнинах гідросистеми, витрати, переміщення запірно-регулювальних елементів клапанів та розподільників.

На Рис. 2 показано розраховані залежності зміни втрати $Q_{зм}$ гідромотора гідростатичної трансмісії ГСТ90, переміщення $X_{пер}$ золотника переливного клапана та площі відкриття $f_{пер}$ робочого вікна даного клапана.

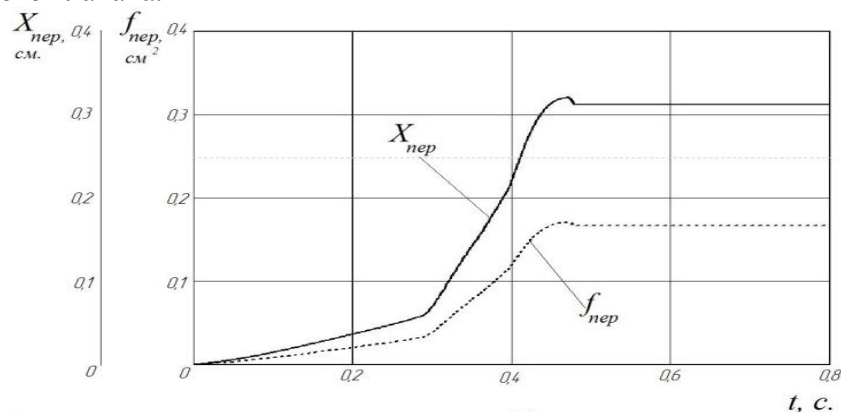


Рис. 2 – Графіки переміщення золотника переливного клапана $X_{пер}$ та зміни площі вікна золотника $f_{пер}$

Відповідно до зміни витрати гідромотора протікає процес відкриття переливного клапана і відповідного збільшення площі робочого вікна. Переміщення золотника переливного клапана збільшується відповідно до збільшення витрати гідромотора і припиняється при виході золотника на упор. В цей момент переміщення золотника становить $X_{nep}=3,2$ мм. При подальшому збільшенні витрати гідромотора переміщення золотника відсутнє і площа відкриття робочого вікна золотника $f_{nep}=1,8$ мм² залишається незмінною, тобто при такому рівні витрати рідини у всмоктувальній гідролінії, переливний клапан працює як постійний дросель.

В процесі запуску гідростатичної трансмісії на початку розгону гідромотора виникає невідповідність подачі насоса та витрати рідини, яку споживає гідромотор. Це призводить до підвищення тиску у напірній гідролінії. Запобіжні клапани $K2$ та $K3$ налаштовані на максимальний тиск, який у даному випадку становить 320 бар.

На Рис. 3 побудовано графіки зміни в часі тиску у гідролініях ГСТ90, а також швидкості переміщення запобіжного клапана $K2$ в процесі запуску гідросистеми. В цей момент у лінії нагнітання виникають значні по амплітуді коливання тиску p_1 (Рис. 3, а), що є характерними для ГСТ90 конструкції, відображеної на Рис. 1. Також з графіків видно, що пікові значення тиску p_1 в момент пуску насоса досягають 475 бар. Частота коливань тиску становить 625 Гц.

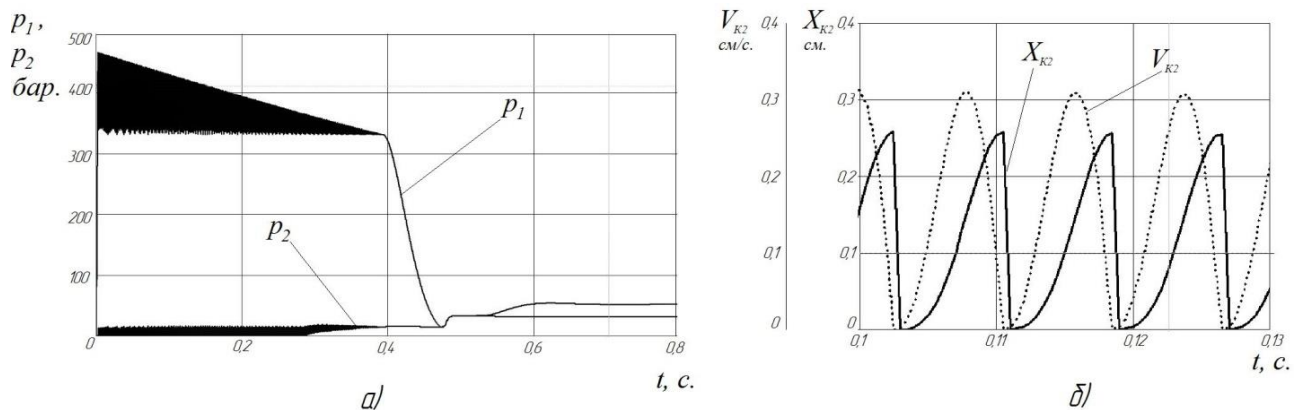


Рис. 3 – Графіки зміни тиску у гідролініях гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 та переміщення і швидкості руху запобіжного клапана у напірній гідролінії при запуску гідропривода при повному автоматі. а) зміна тисків у напірній p_1 та всмоктувальній p_2 гідролініях; б) графіки зміни переміщення X_{k2} та швидкості V_{k2} запірно-регулюючого елемента при відкритті запобіжного клапана у напірній гідролінії

На Рис. 3, б показано у збільшеному масштабі графіки зміни переміщення X_{k2} золотника запобіжного клапана $K2$ та зміни швидкості V_{k2} його руху. Згідно показаним графікам золотник запобіжного клапана виконує коливальні рухи, причому швидкість коливань періодично падає до нуля, також до нуля зменшується величина переміщення золотника, що відповідає контакту із сидлом. При цьому, як показано на Рис. 3, б, посадка золотника на сидло відбувається із значним прискоренням, що призводить до ударної дії на сидло, яке в даному випадку виконано у вигляді гострої кромки.

Результати досліджень свідчать про наявність процесів, які можуть бути причиною втрати ГСТ працездатності, зменшення зносостійкості та ресурсу роботи гідростатичної трансмісії. Очевидною є необхідність розроблення заходів по поліпшенню характеристик ГСТ та окремих її вузлів.

Список використаних джерел

1. Ловкис, З.В. *Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет.* / З.В. Ловкис – М.: Агропромиздат, 1990. – 239 с.
2. Гевко, Б.М. *Гидропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки: посібник* / Б.М.Гевко, С.Г.Білик, А.Ю.Ліник, О.В.Фльонц – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя., 2015, – 384 с.
3. Петров, В. А. *Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин* / В. А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 244 с.