

УДК 621.22

Л.Г. Козлов

Вінницький національний технічний університет

ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ В ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМАХ МОБІЛЬНИХ МАШИН

У статті розглянуто структуру втрат потужності в гідросистемах мобільних машин, побудованих на базі регульованих насосів при суміщенні роботи гідродвигунів. Пропоновано мехатронну гідросистему на базі регульованих насосів, пропорційних електрогідравлічних гідророзподільників та вільнопрограмованого контролера, яка мінімізує втрати потужності при одночасній роботі двох гідродвигунів.

Ключові слова: *гідросистеми, мобільні машини, втрати потужності, суміщення роботи гідродвигунів, регульовані насоси, мехатронна гідросистема.*

В країнах пострадянського простору випускаються і широко застосовуються різноманітні мобільні машини (екскаватори, крано-маніпуляторні установки, навантажувачі) з гідросистемами на базі нерегульованих і регульованих насосів та розподільників з ручним керуванням. Робота гідросистеми таких машин характеризується зміною величин тисків та витрат в широких діапазонах, а також частим суміщенням роботи двох гідродвигунів. При роботі таких машин часто виникають значні втрати потужності пов'язані з дроселюванням робочої рідини в гідросистемах. Останнім часом ведеться активний пошук схем, що забезпечують мінімізацію непродуктивних втрат потужності при можливості суміщення роботи декількох гідродвигунів [2, 3, 5].

На рис. 1...5 та в формулах використані такі позначення: Q_k – витрата через запобіжно-переливний клапан, Q_1, Q_2 – витрати до гідродвигунів, Q_{y1}, Q_{y2} – витрати в системі управління регульованих насосів, p_n, p_{n1}, p_{n2} – тиск на виході насосів, p_k – тиск настройки запобіжно-переливного клапана в режимі перенавантаження.

На рис. 1 представлена гідросистема постійного потоку на базі нерегульованого насоса 1 та гідророзподільника 2 з запобіжно-переливним клапаном 3 (схема 1). Гідросистема включає також гідромотор 4, гідроциліндри 5 та 6, бак 7. Гідросистема забезпечує послідовну або одночасну роботу гідродвигунів. Швидкість руху гідродвигунів при одночасній роботі буде залежати від співвідношення навантажень T_1 та T_2 на гідродвигунах. На рис. 2а та в таблиці 1 (схема 1) представлено розподіл потужності в гідросистемі постійного потоку на базі нерегульованого насоса при одночасній роботі двох гідродвигунів. При одночасній роботі гідродвигунів частина витрати Q_k насоса 1 буде поступати через запобіжно-переливний клапан 3 в бак 7 під тиском p_k , спричиняючи витрати потужності $p_k \cdot Q_k$. Одночасно на розподільних золотниках 8 та 9 будуть також виникати втрати потужності $Q_1(p_k - p_1)$ та $Q_2(p_k - p_2)$, внаслідок цього гідравлічний ККД гідросистеми буде невисоким і буде суттєво залежати від співвідношення тисків p_k, p_1, p_2 та витрат Q_k, Q_1, Q_2 .

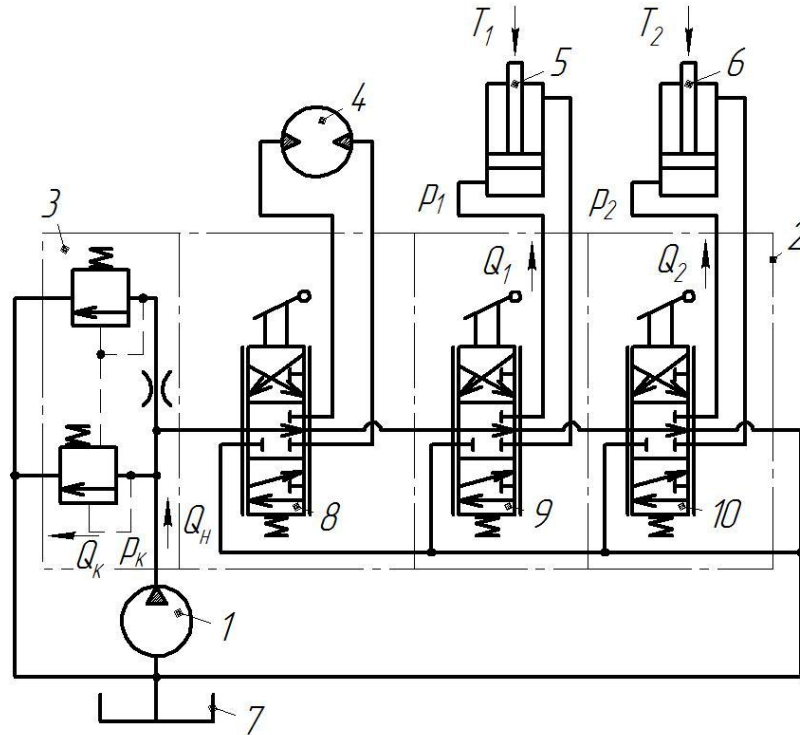


Рис. 1. Гідросистема постійного потоку на базі нерегульованого насоса (схема 1)

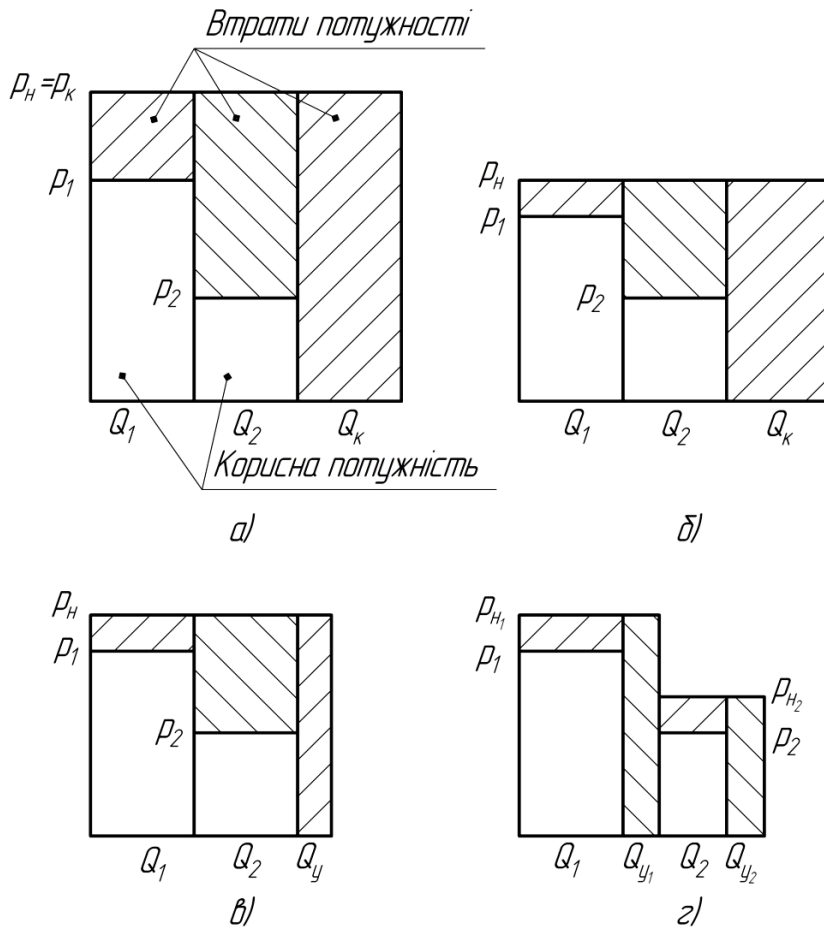


Рис. 2. Розподіл потужності в гідросистемах при суміщенні роботи двох гідродвигунів:
 а – постійного потоку на базі нерегульованого насоса (схема 1);
 б – чутливої до навантаження на базі нерегульованого насоса (схема 2);
 в – чутливої до навантаження на базі регульованого насоса (схема 3);
 г – мехатронної гідросистеми (схема 4).

Таблиця 1

| № схеми | Втрати потужності |
|---------|--|
| 1 | $\Delta P = Q_1(p_k - p_1) + Q_2(p_k - p_2) + Q_k \cdot p_k$ |
| 2 | $\Delta P = Q_1(p_n - p_1) + Q_2(p_n - p_2) + Q_k \cdot p_n$ |
| 3 | $\Delta P = Q_1(p_n - p_1) + Q_2(p_n - p_2) + Q_y \cdot p_n$ |
| 4 | $\Delta P = Q_1(p_{n1} - p_1) + Q_2(p_{n2} - p_2) + Q_{y1} \cdot p_{n1} + Q_{y2} \cdot p_{n2}$ |

Втрати потужності в мобільних машинах при одночасній роботі гідродвигунів можуть бути зменшені при застосуванні гідросистеми чутливої до навантаження на базі нерегульованого насоса. Схема такої гідросистеми представлена на рис. 3 (схема 2).

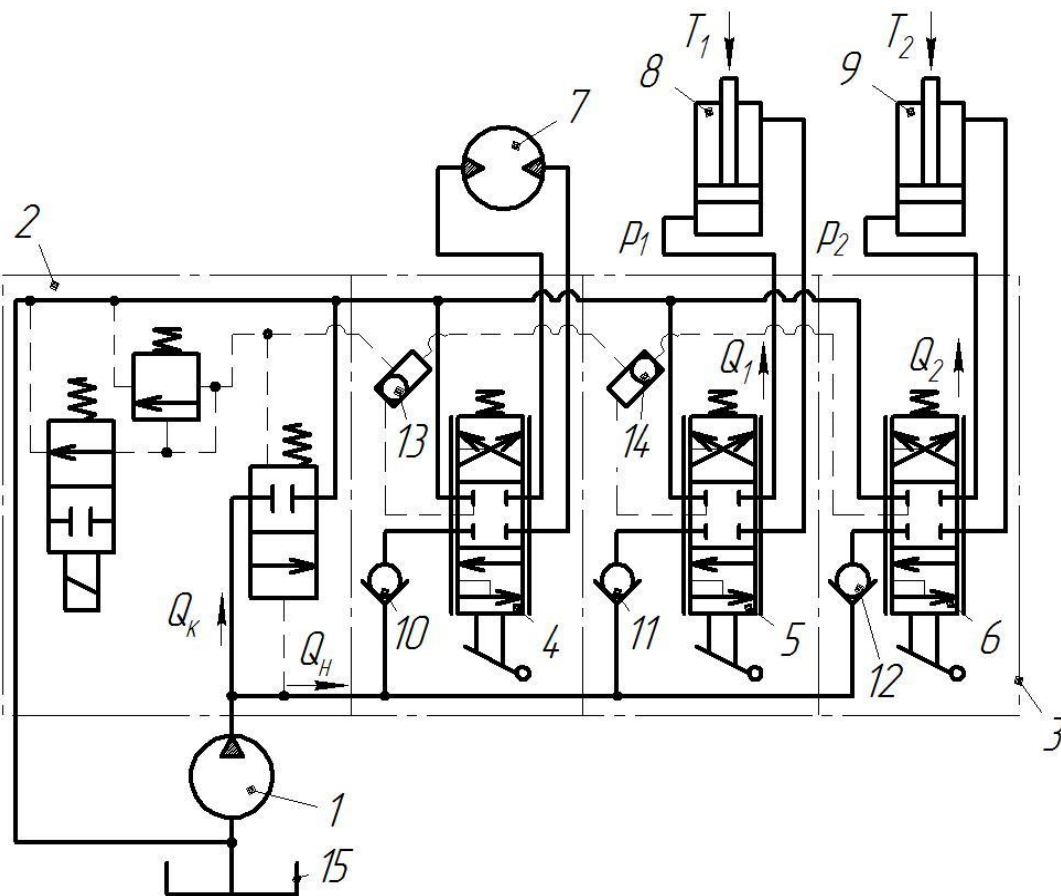


Рис. 3. Гідросистема, чутлива до навантаження на базі нерегульованого насоса (схема 2)

Гідросистема включає нерегульований насос 1, запобіжно-переливний клапан 2, розподільник 3 з розподільними золотниками 4, 5, 6, зворотними клапанами 10, 11, 12 та логічними клапанами 13, 14. Гідросистема забезпечує як послідовну так і одночасну роботу гідродвигунів. При одночасній роботі, наприклад, двох гідроциліндрів 8 та 9, величини витрат Q_1 , Q_2 до кожного з них будуть залежати від величин відкриття робочих вікон розподільних золотників 5, 6 та співвідношення навантажень T_1 , T_2 на гідроциліндрах. Наявність логічних клапанів 13 та 14, дозволяє керувати запобіжно-переливним клапаном 2, таким чином що витрата до гідроциліндра, що знаходиться в даний час під дією найбільшого навантаження буде стабільною і не буде залежати від величини навантаження, а величина тиску p_n на виході насоса буде пропорційна величині більшого з тисків p_1 чи p_2 на вході в гідроциліндри 8 та 9 відповідно.

Розподіл потужності в гідросистемі чутливій до навантаження на базі нерегульованого насоса при одночасній роботі гідроциліндрів 8 та 9 представлений на рис. 2б та в таблиці 1 (схема 2).

У випадку коли сумарна витрата $Q_1 + Q_2$, що надходить до гідроциліндрів буде меншою витрати насоса Q_H буде виникати витрата Q_K , що поступатиме через запобіжно-переливний клапан 2 в бак, спричиняючи втрати потужності $Q_K \cdot p_H$. Матимуть місце також втрати потужності обумовлені різницею тисків $p_H - p_1$ та $p_H - p_2$, що залежать від навантажень T_1 та T_2 і настройки запобіжно-переливного клапана 2. Втрати потужності в гідросистемі чутливій до навантаження (схема 2) в порівнянні з гідросистемою постійної витрати (схема 1) при рівних навантаженнях та витратах менші, проте також суттєво залежать від режимів роботи гідросистеми.

Використання в гідросистемах чутливих до навантаження регульованих насосів дозволяє знизити рівень втрат потужності при одночасній роботі гідродвигунів. Схема такої гідросистеми представлена на рис. 4. Гідросистема включає регульований насос 1, розподільник 2 з розподільними золотниками 3, 4, 5 зворотними клапанами 6, 7, 8, регуляторами потоку 9, 10, 11 та логічними клапанами 12, 13, 14, гідромотор 15, гідроциліндри 16, 17 та бак 18.

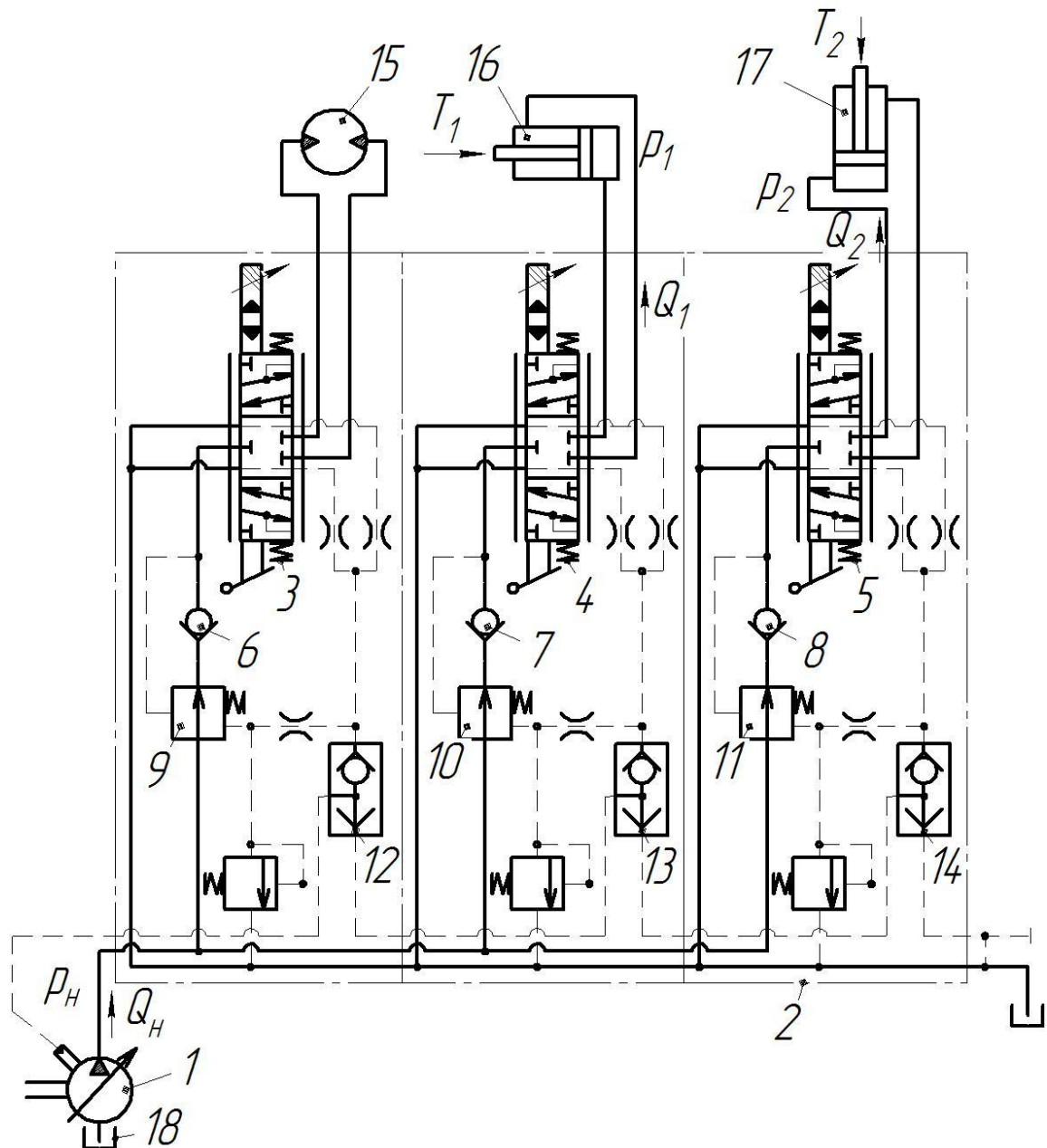


Рис. 4. Гідросистема, чутлива до навантаження на базі регульованого насоса (схема 3)

Гідросистема дозволяє забезпечити як послідовну так і одночасну роботу гідродвигунів. При суміщенні роботи двох гідродвигунів (наприклад гідроциліндрів 16 та 17) величина витрат Q_1 та Q_2 , що надходять від насоса 1 до гідроциліндрів 16 та 17 будуть залежати від відкриття робочих вікон розподільних золотників 4 та 5. При цьому величини потоків, що надходять до гідроциліндрів будуть стабільними, а величина тиску p_n на виході насоса 1 буде пропорційною більшому із тисків p_1 чи p_2 на вході в гідроциліндри 16 та 17.

Розподіл потужності в гідросистемі чутливий до навантаження на базі регульованого насоса представлений на рис. 2в та в таблиці 1 (схема 3). При одночасній роботі двох гідроциліндрів 16 і 17 будуть виникати втрати потужності, що залежать від режимів роботи гідросистеми. Якщо величини навантажень T_1 та T_2 будуть відрізнятися то це обумовить втрати потужності $Q_1(p_n - p_1)$ та $Q_2(p_n - p_2)$ в розподільнику 2, та $Q_y \cdot p_n$ в системі управління регульованим насосом 1. Втрати потужності в схемі 3 будуть меншими при всіх рівних умовах, чим в схемах 1 та 2, але в значній степені будуть залежати від співвідношення навантажень T_1 та T_2 .

Втрати потужності в гідросистемах чутливих до навантаження у випадку необхідності одночасної роботи гідродвигунів можуть бути мінімізовані за рахунок застосування двох регульованих насосів, розподільників з електрогідравлічним керуванням та контролера. Така мехатронна гідросистема представлена на рис. 5 (схема 4). Схема включає регульовані насоси 1 та 2, розподільник 3 з розподільними золотниками 4, 5, 6, розподільники з електрогідравлічним керуванням 7, 8, 9, датчики положення 10, 11, 12, датчики тиску 13, 14, 15, контролер 16, гідромотор 17, гідроциліндри 18, 19, баки 20.

Працює мехатронна гідросистема таким чином. При послідовному вмиканні розподільних золотників 4, 5 чи 6, будуть відповідно підключені гідродвигуни 17, 18 чи 19 до насоса 1, при цьому швидкість руху підключеного гідродвигуна (наприклад гідродвигун 18) буде залежати від величини відкриття робочого вікна розподільного золотника 5. Тиск на виході насоса p_{n1} буде визначатись величиною навантаження T_1 на підключеному гідродвигуні. Втрати потужності в гідросистемі будуть складатись із втрат в гідролінії нагнітання $Q_1(p_n - p_1)$ та в системі керування насосом $p_{n1} \cdot Q_{y1}$

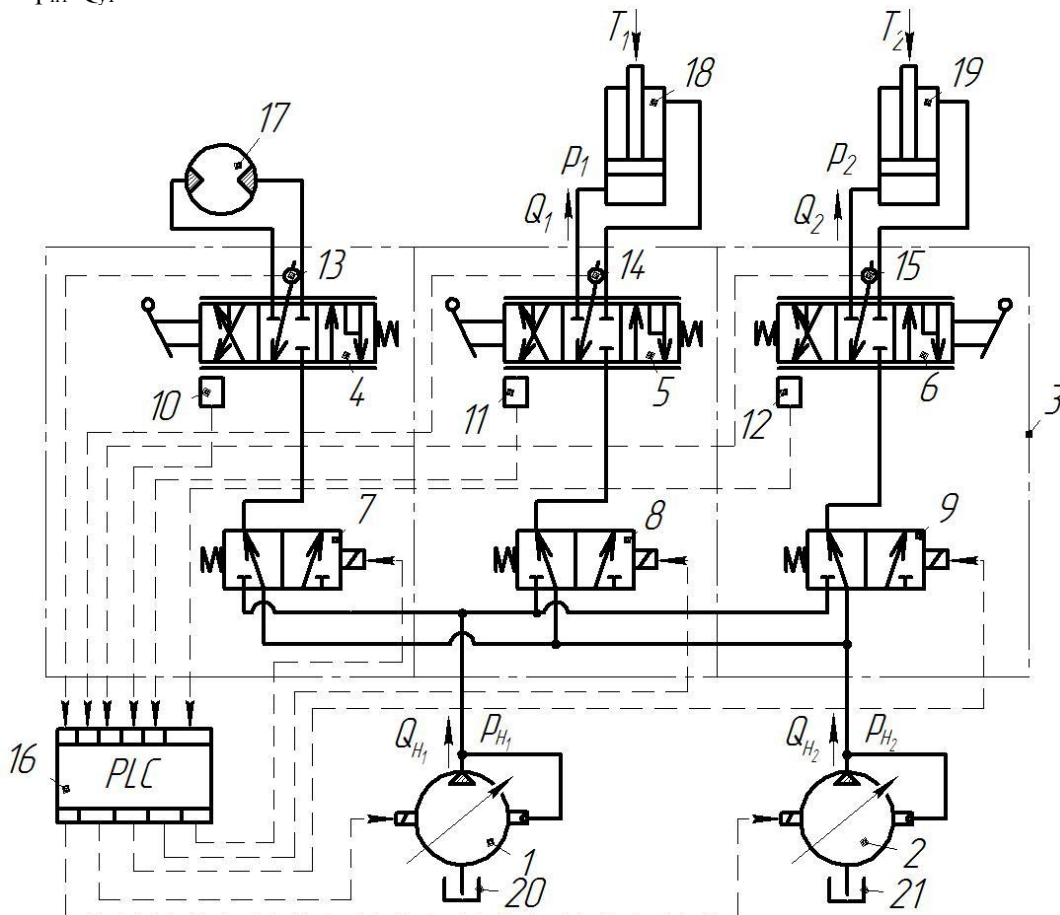


Рис. 5. Мехатронна гідросистема (схема 4)

Втрати потужності при одночасній роботі двох гідродвигунів представлені на рис.2г та в таблиці 1 (схема 4). При підключенні двох гідроциліндрів 18 та 19 в результаті вмикання розподільних золотників 5 та 6 і спрацьовування датчиків 11 та 12 контролер 16 через розподільники з електрогідравлічним керуванням 8 та 9 підключить насос 1 до гідроциліндра 18, а насос 2 до гідроциліндра 19. Таким чином кожний із гідроциліндрів буде живитись від свого насоса. Величина тиску $p_{н1}$ на виході насоса 1 буде визначатись навантаженням T_1 на гідроциліндрі 18, а величина тиску $p_{н2}$ на виході насоса 2 навантаженням T_2 на гідроциліндрі 19. Величина швидкості руху кожного із гідроциліндрів, які будуть залежати від витрат Q_1 та Q_2 будуть стабілізуватись відповідними насосами. Втрата потужності при цьому буде складатись із витрат в гідролініях нагнітання гідроциліндрів 18 і 19 $Q_1(p_{н1} - p_1) + Q_2(p_{н2} - p_2)$ та витрат потужності в системі керування насосами 1 та 2 $p_{н1} \cdot Q_{y1} + p_{н2} \cdot Q_{y2}$.

У випадку одночасного підключення двох інших гідродвигунів (наприклад гідромотора 17 та гідроциліндра 18) контролер 16 забезпечить автоматичну комутацію насоса 1 із гідромотором 17, а насоса 2 із гідроциліндром 18.

За рахунок меншої величини витрат потужності мехатронна гідросистема (схема 4) в режимі одночасної роботи двох гідродвигунів буде більш економічною в порівнянні з розглянутими гідросистемами постійного потоку та чутливими до навантаження (схеми 1...3).

Розроблена для мобільних машин мехатронна гідросистема на базі регульованих насосів, розподільників з електрогідравлічним керуванням та контролера забезпечує суміщення роботи двох гідродвигунів при можливості пропорційного керування та стабілізації швидкості руху кожного із них, а також мінімізацію витрат потужності за рахунок оперативного підключення до працюючого гідродвигуна відповідного регульованого насоса.

1. Погрузчик леса манипуляторного типа (гидроманипулятор) ПЛ-70 и его модификации. Части 1,2: Паспорт ПЛ-70.00.000 ПС. – 000 «Велмаш – Сервис», 2000 г.

2. Directional Control Valve Block SBE: Catalogue 1987 760515 AKY 005/15. – Bosch Automation. – 12р.

3. Load-independent Proportionate Valve. Type PVG 120: Catalog НК.51.A1.02. Danfoss 11/91. – 23р.

4. Иванов И.В. Развитие тракторных гидроприводов / И.В. Иванов, Д.Е.Флеер, А.В. Халецкий // Приводная механика. – 2006. – № 1 (59). – С. 27 – 34.

5. Боровин Г.К. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины / Г.К. Боровин, А.В. Костюк, А.К. Платонов // Математичні машини і системи. – 2009. – №4. – С. 127-138.

Рецензенти:

Анісімов Віктор Федорович – завідувач кафедри тракторів, автомобілів і електричних систем Вінницького національного аграрного університету, д.т.н, професор

Поляков Андрій Павлович – декан факультету автомобілів їх ремонту та відновлення Вінницького національного технічного університету д.т.н., професор