

ГІДРОПРИВОД З ПРОПОРЦІЙНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ ПАРАЛЕЛЬНО ПІДКЛЮЧЕНИХ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

Відмічена тенденція переходу в мобільних машинах до гідросистем з пропорційним регулюванням на основі одного насоса та декількох паралельно підключених циліндрів. Наведено схему для пропорційного регулювання швидкості гідроциліндрів розроблену в Вінницькому національному університеті. Для запропонованої схеми визначені залежності витрати робочої рідини, що надходить до гідроциліндрів при зміні навантаження, та провідності дроселюючих елементів. Підтверджено можливість виключення небезпеки неконтрольованої зупинки найбільш навантаженого гідроциліндра при одночасній роботі споживачів.

The tendency of transition in mobile machines to hydrosystems with proportional regulation on the basis of one pump and the several, parallel connected cylinders is noted. The scheme for proportional regulation of hydrocylinders speed that was developed in Vinnitsa technical national university is presented. For the offered scheme dependences of an expense of a working flow that acts to hydrocylinders from loading, and conductivity of valve elements are certain. The opportunity of exception of danger of not supervised stop of the most loaded hydrocylinder is confirmed at simultaneous work of consumers.

Ключові слова: Ключові слова: гідропривід, гідроциліндри, регулювання швидкості.

Однією з основних тенденцій розвитку мобільних машин, таких як трактори, екскаватори та інші, є перехід на гідроприводи з єдиним насосом та пропорційною гідроапаратурою, які отримали назву гідроприводи, чутливі до навантаження [1, 2]. Однак, гідроприводи, чутливі до навантаження, мають недолік, якій проявляється у випадку, коли від одного насоса одночасно працює декілька гідродвигунів, сумарне споживання робочої рідини якими перевершує витрату насоса. Це проявляється як неконтрольована зупинка гідродвигуна, який знаходиться під найбільшим навантаженням. Вказаний недолік ускладнює керування механізмами мобільної машини та знижує продуктивність її роботи. Розроблені схеми гідроприводів, які усувають вказаний недолік і дозволяють забезпечувати прогнозоване керування рухами одночасно працюючих гідродвигунів [1,3,4].

На рис. 1 представлена схема гідропривода з пропорційним керуванням швидкості руху гідроциліндрів, розроблена у Вінницькому національному технічному університеті. Гідропривод включає насос 1, напірну гідролінію 2 до якої паралельно підключені дроселі 3, 4 і регулятори 5, 6, які включають золотники 7, 8 з пружинами 12 та 13 відповідно. На виході регуляторів встановлені гідроциліндри 9 та 10, на штоки яких діють навантаження T_1 та T_2 (прийнято, що $T_2 > T_1$). Гідроциліндри 9 та 10 пов'язані з баком 14 гідролінією зливу 15. Паралельно насосу 1 встановлено переливний клапан 16 з золотником 17 і пружиною 18. Переливний клапан 16 одночасно сполучається гідролінією керування 11 з дроселями 3, 4 та регуляторами 5 та 6. Працює гідропривод наступним чином. Витрата Q_H від насоса 1 подається в напірну гідролінію 2 та розділяється на дві частини витрати (Q_1 та Q_2) пропорційні величинам площ f_1 та f_2 дроселів 3 і 4. Витрати Q_1 та Q_2 поступають через робочі вікна F_1 та F_2 регуляторів 5 і 6 до гідроциліндрів 9 та 10, визначаючи величини швидкостей руху V_1 та V_2 їх поршнів. На вході в гідроциліндри 9 та 10 встановлюються тиски p_3 та p_4 пропорційні величинам навантаження T_1 та T_2 відповідно, що діють на штоки гідроциліндрів. Одночасно робоча рідина по гідролінії керування 11 поступає під тиском p_2 до переливного клапана 16, на золотник 17 якого також діє робоча рідина під тиском p_H , що поступає із напірної гідролінії 2. Золотники 7 та 8 регуляторів 5 та 6 і золотник 17 переливного клапана 16, що знаходяться під дією величин тисків p_1 , p_2 , p_H та пружин 12, 13, 18 відповідно будуть підтримувати на дроселях 3 та 4 постійний перепад тиску $Dp_{\partial p_1} = p_H - p_1$ та $Dp_{\partial p_2} = p_H - p_2$, що не залежать від величин навантаження T_1 та T_2 на штоках гідроциліндрів 9 та 10, а значить величини витрат Q_1 та Q_2 , що поступають до гідроциліндрів, не будуть залежати від величин навантаження T_1 та T_2 . Змінюючи величину площ f_1 та f_2 дроселів 3 і 4 можна пропорційно змінювати величину витрат Q_1 та Q_2 , що поступають до гідроциліндрів 9 та 10 і регулювати швидкості руху їх поршнів. Якщо $Q_1 + Q_2 > Q_H$, то клапан 16 закривається і вся витрата Q_H насоса 1 буде поступати в напірну лінію 2 і далі через дроселі 3, 4 та, регулятори 5, 6 до гідроциліндрів. При цьому вікно F_2 регулятора 6, через який живиться більш навантажений гідроциліндр 10 повністю відкривається, а вікно F_1 регулятора 5, через який живиться менш навантажений гідроциліндр 9 частково закривається і створюються умови, за яких витрати Q_1 та Q_2 , що поступають до гідроциліндрів 9 та 10 не залежать від величин навантаження T_1 та T_2 на гідроциліндрах 9 та 10, а тільки від величин f_1 та f_2 площ дроселів 3 та 4.

Для дослідження робочих процесів в розробленому гідроприводі створена нелінійна математична модель.

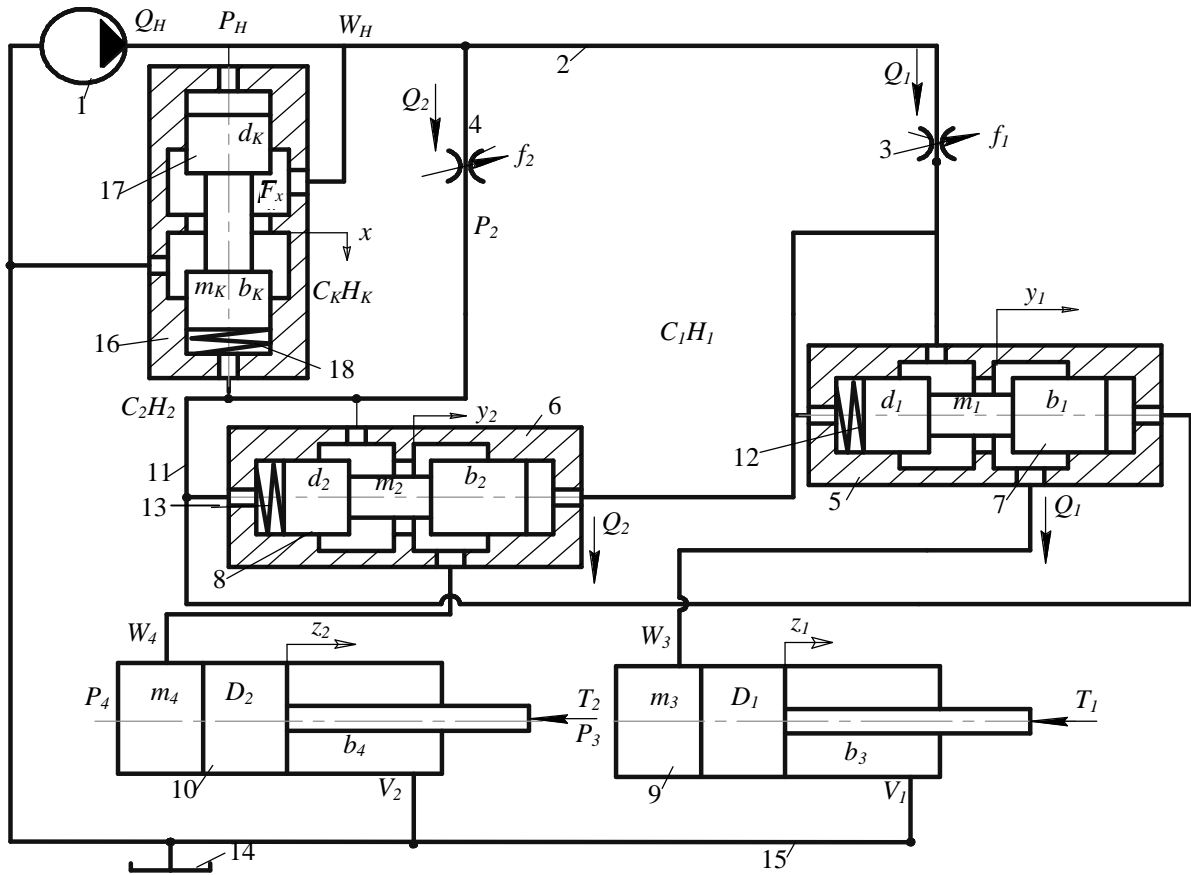


Рис. 1. Схема гідропривода з синхронним керуванням

Математична модель включає рівняння нерозривності потоків для гідролінії, що з'єднує насос 1 з клапаном 16 та дроселями 3 і 4 (рівняння 1), і для гідроліній, що з'єднують дроселі 3 і 4 з регуляторами 5 та 6 відповідно (рівняння 2 і 3); рівняння нерозривності потоків для гідроліній, що з'єднують регулятори 5 і 6 з гідроциліндрами 9 і 10 (рівняння 5 і 4), а також рівняння сил, що діють на золотник 17 переливного клапана (рівняння 6), золотники 7 і 8 регуляторів 5 і 6 (рівняння 7 і 8), та на поршни гідроциліндрів 9 та 10 (рівняння 10 та 9).

Математична модель складена за таких припущень та спрощень: розглядаються зосереджені параметри, температура робочої рідини прийнята постійною, хвильові процеси не враховувались, коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні, режими роботи безкавітаційні, втрати тиску в гідролініях не враховувались, сили сухого тертя для золотників регуляторів та для золотника переливного клапана не враховувались, коефіцієнт податливості рідини враховувався, як середня величина для розглянутого діапазону тиску, перегітання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндрів, переливного клапана та регуляторів не враховувались.

Математична модель гідропривода має такий вигляд:

$$Q_H = m \cdot p \cdot d_K \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_H}{r}} + m \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_2)}{r}} + m \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_1)}{r}} + b \cdot W_H \cdot \frac{dp_H}{dt}; \quad (1)$$

$$\mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_2)}{\rho}} = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_4)}{\rho}}; \quad (2)$$

$$m \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_1)}{r}} = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_3)}{\rho}}; \quad (3)$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_4)}{\rho}} = \frac{p \cdot D_2^2}{4} \cdot V_2 + b \cdot W_4 \cdot \frac{dp_4}{dt}; \quad (4)$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_3)}{\rho}} = \frac{p \cdot D_1^2}{4} \cdot V_1 + b \cdot W_3 \cdot \frac{dp_3}{dt}; \quad (5)$$

$$H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} - p \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} - c_K (H_K + x) - b_K \frac{dx}{dt}; \quad (6)$$

$$m_K \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = p$$

$$1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - p \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - c_1 (H_1 - y_1) - b_1 \frac{dy_1}{dt}; \quad (7)$$

$$m_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = p$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2 y_2}{dt^2} = p_4 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} - p \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} + c_2 (H_2 - y_2) - b_2 \frac{dy_2}{dt}; \quad (8)$$

$$m_4 \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} = p_4 \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} - T_2 - b_4 \frac{dz_2}{dt} - T \cdot \text{sign} \frac{dz_2}{dt}; \quad (9)$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_3 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} - T_1 - b_3 \frac{dz_1}{dt} - T \cdot \text{sign} \frac{dz_1}{dt}; \quad (10)$$

В математичній моделі прийняті такі позначення:

Q_H – витрата насоса;

m – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;

ρ – густина робочої рідини;

b – коефіцієнт стиснення рідини;

d_K, d_1, d_2 – діаметри золотників 17, 7 та 8;

f_1, f_2 – площі робочих вікон дроселів 3 та 4;

W_H, W_3, W_4 – об'єми гідроліній на виході насоса, на вході гідроциліндрів 9 та 10;

D_1, D_2 – діаметри поршнів гідроциліндрів 9 та 10;

m_K, m_1, m_2 – маси золотника 17 переливного клапана та золотників 7 і 8 регуляторів;

C_K, C_1, C_2 – жорсткість пружин 18, 12 та 13;

H_K, H_1, H_2 – попередні стиснення пружин 18, 12 та 13;

b_K, b_1, b_2 – коефіцієнти демпфування золотників 17, 7 і 8;

b_3, b_4 – коефіцієнти демпфування поршнів 9 та 10;

m_3, m_4 – маси поршнів гідроциліндрів 9 та 10;

T_1, T_2 – сили, що діють на штоки гідроциліндрів 9 та 10;

x – координати положення золотника 17;

y_1, y_2 – координати положення золотників 7 та 8;

p_H, p_1, p_2, p_3, p_4 – тиски на виході насоса 1, входах регуляторів 5, 6, входах гідроциліндрів 9 та 10;

V_1, V_2 – швидкості руху поршнів гідроциліндрів 9 та 10;

z_1, z_2 – координати положення штоків гідроциліндрів 9 та 10;

T – сила сухого тертя в гідроциліндрах.

Дослідження виконані при таких початкових значеннях стану гідропривода.

$$p_H(0) = 16 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_1(0) = 14 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_2(0) = 14 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_3(0) = 14 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_4(0) = 10 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$x(0) = 0;$$

$$y_1(0) = 0;$$

$$y_2(0) = 0;$$

$$z_1(0) = 0;$$

$$z_2(0) = 0.$$

Основні параметри гідропривода та діапазони їх зміни.

$$Q_H = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$d_K = d_1 = d_2 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_1 = (0,5 \dots 20) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_2 = (0,5 \dots 20) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$D_1 = D_2 = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$C_K = 2 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

$$C_1 = C_2 = 0,3 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

$$H_K = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$H_1 = H_2 = 13 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$m_3 = m_4 = 15 \text{ кг};$$

$$T_1 = (500 \dots 80000) \text{ Н};$$

$$T_2 = (500 \dots 80000) \text{ Н};$$

$$r = 900 \text{ кг/м}^3;$$

$$b = 10^{-10} \text{ м}^2/\text{н};$$

$$m = 0,67.$$

Для розв'язання нелінійних рівнянь математичної моделі використано модуль Simulink програмного пакета MATLAB [5]. В процесі розрахунків знаходились значення змінних, що описують стан гідроприводу в усталеному режимі.

На рис. 2 представлено залежність величин витрат Q_1 та Q_2 від величини тиску p_4 на вході в гідроциліндр 10, при незмінному значенні величини тиску p_3 на вході в гідроциліндр 9.

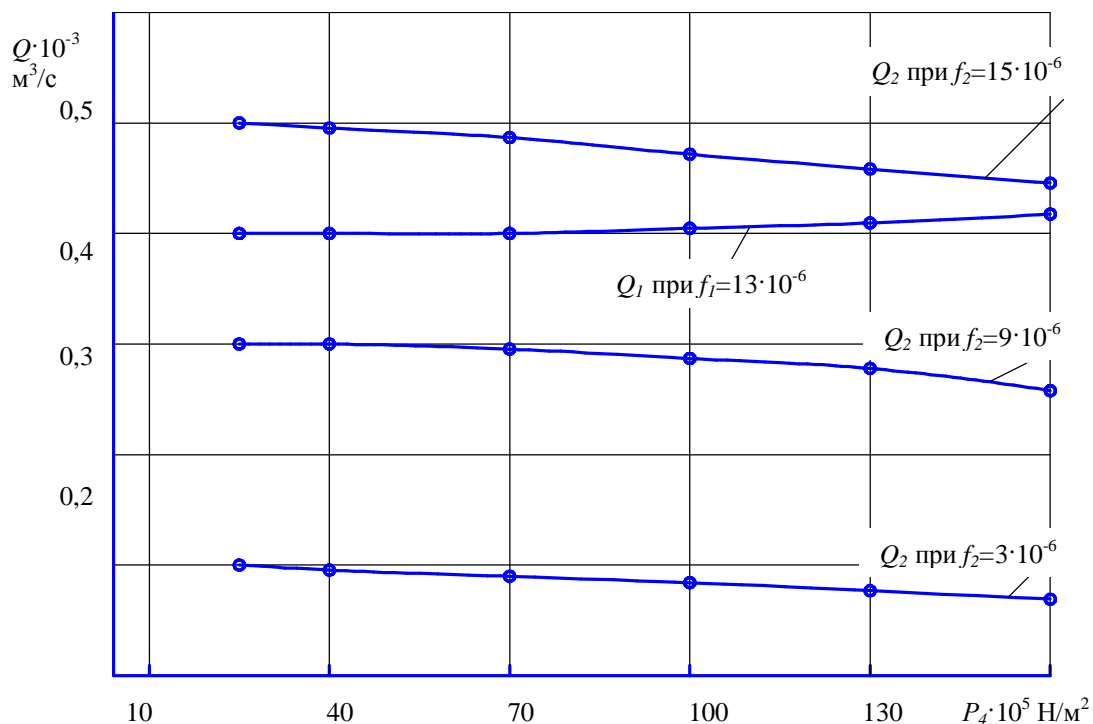


Рис. 2. Залежність величини витрат Q_1 та Q_2 від величини тиску p_4 на вході в гідроциліндр при $p_3 = 10 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ та $Q_1 + Q_2 \leq Q_H$

В розробленій схемі гідропривода з пропорційним керуванням забезпечується стабілізація величин Q_1 та Q_2 витрат робочої рідини, що поступає до гідроциліндрів 9 та 10 відповідно, таким чином, що швидкість V_1 та V_2 руху поршнів гідроциліндрів практично не залежить від величин навантаження T_1 та T_2 . При умові, що $Q_1 + Q_2 < Q_H$ змінюючи величини площі дроселів f_1 та f_2 в межах $(0...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ можливо пропорційно регулювати величини витрат Q_1 та Q_2 і відповідно швидкостей V_1 та V_2 , з якими рухаються поршні гідроциліндрів 9 та 10. Відхилення значень Q_1 або Q_2 від настроєних величин не буде перевищувати 14%. У випадку, якщо величини f_1 та f_2 , вікна дроселів 3 та 4 будуть визначати такі витрати Q_1 та Q_2 при яких $Q_1 + Q_2 > Q_H$, то характер залежності витрат Q_1 та Q_2 від величини площі f_1 дроселя 3 (при постійних величинах дроселя $f_2 = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ та навантажень $T_1 = 8000 \text{ Н}$, $T_2 = 80000 \text{ Н}$) буде такий, як на рис. 3.

При різних значеннях T_1 , T_2 на гідроциліндрах 9, 10 та $f_2 = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, в межах $f_1 = (0...16) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ можна забезпечувати практично лінійну залежність величини витрати Q_1 до гідроциліндра 9 від величини площі дроселя f_1 . При $f_1 > 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ величина витрати Q_1 збільшується, а величина витрати Q_2 зменшується, але зупинка руху поршня гідроциліндра, який знаходиться під дією більшого за величиною навантаження (T_2) виключається.

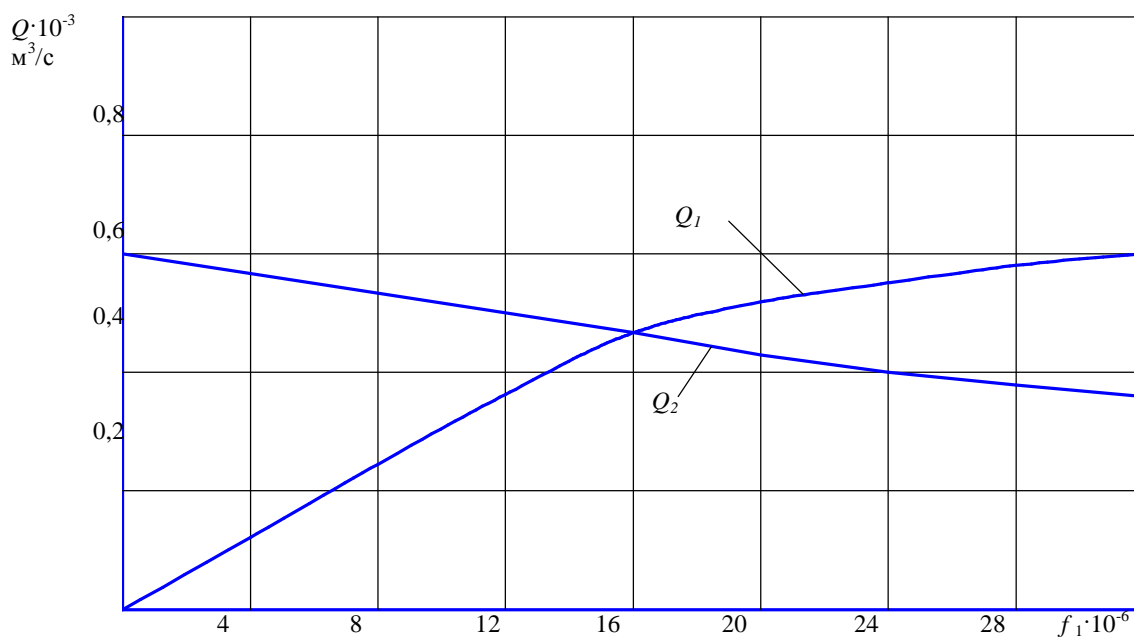


Рис. 3. Залежність витрат Q_1 та Q_2 від величини f_1 при $f_2 = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ та $Q_1 + Q_2 > Q_H$

Висновки

1. Розроблена схема гідропривода забезпечує одночасну роботу від одного насоса двох гідроциліндрів за можливості пропорційного регулювання та стабілізації швидкості кожного з них і умови, що сума витрат до гідроциліндрів не перевищує витрати насоса.

2. У випадку перевищення сумарної витрати, що споживається одночасно гідроциліндрами над витратою насоса і різних величинах навантаження на гідроциліндрах виключається небезпека неконтрольованої зупинки найбільш навантаженого гідроциліндра.

Література

1. Бондарь В.Л. Новые решения в гидроприводе тракторов / В.Л. Бондарь // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 2. – С. 81-84.
2. Matthews J. A. Clements Synchron Control (LSC) System // Hydraulic and Air Engineering. – 1988. – April/June – С. 33-41
3. А.с. 1483115 СССР, F 15 В 11/05. Гидропривод / Козлов Л.Г., Буренников Ю.А. (СССР). – № 4229595/25-29.
4. А. с. 1244399 СССР, F 15 В 11/05. Гидропривод. / Л.Г. Козлов, Ю.А. Буренников, В.Н. Витюк, Н.П. Любенко (СССР). – № 3846423/25-06.
5. Черных И.В. Simulink: Среда создания инженерных приложений. / И.В. Черных – М.: Диалог, 2003. – 230 с.

Надійшла 9.5.2010 р.