

## ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ В ГІДРОСИСТЕМІ МОБІЛЬНОЇ РОБОЧОЇ МАШИНИ

*Розглянута мехатронна гідросистема, розроблена у Вінницькому національному технічному університеті. Мехатронна гідросистема призначена для використання в мобільних робочих машинах типу екскаваторів-навантажувачів виробництва ПАТ „Борекс”. Розроблено математичні моделі мехатронної гідросистеми та гідросистеми постійного потоку екскаватора-навантажувача Борекс 2102. Визначено, що втрати потужності в мехатронній гідросистемі в порівнянні з гідросистемою екскаватора-навантажувача Борекс 2102, при регулюванні витрати, що споживається гідроциліндрами, в діапазоні  $(0,05...1,67)10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  та тиску в діапазоні  $(1,0...15,0) \text{ МПа}$  зменшуються на величину до 26 кВт при сумарній потужності встановлених на мобільній робочій машині насосів 56 кВт.*

*Ключові слова: мехатронна гідросистема, мобільні робочі машини, математичні моделі, втрати потужності*

L. G. KOZLOV, A. O. TOVKACH, A. V. ZINCHENKO  
Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, Ukraine

### REDUCTION OF POWER LOSSES IN THE HYDRAULIC SYSTEM OF A MOBILE WORKING MACHINE

*Abstract - A mechatronic control system developed in Vinnytsia National Technical University is considered. This mechatronic system is designed for application in mobile working machines of the excavator-loader type manufactured by "Borex" company. Mathematical models of the mechatronic control system and of the constant-flow hydraulic system for excavator-loader "Borex 2102" are elaborated. It has been determined that power losses in the mechatronic control system as compared with those in the hydraulic system of excavator-loader Borex 2102, while flow rate consumed by the hydraulic cylinders is regulated in the range of  $(0,05...1,67)10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  and pressure is regulated in the range of  $(1,0...15,0) \text{ MPa}$ , are reduced by the value of up to 26 KW with total power of the pumps, installed in the mobile working machine, being equal to 56 KW.*

*Keywords: mechatronic hydraulic system, mobile working machines, mathematical models, power losses*

#### Вступ

В країнах пострадянського простору випускаються гідрофіковані мобільні робочі машини на базі колісних тракторів, які оснащуються широкою номенклатурою змінного навісного обладнання (прямі та зворотні лопати, фронтальні навантажувачі, гідромолоти, крано-маніпуляторні установки). Гідросистеми таких машин мають декілька нерегульованих насосів та гідророзподільників релейного типу [1]. Гідросистеми цього типу (постійного потоку) мають високі значення гідравлічного ККД тільки у випадку, коли для приводу робочого органу повністю використовується вся витрата, що надходить від окремого нерегульованого насоса. У випадку, коли застосовується регулювання швидкості руху робочого органу, або до одного нерегульованого насоса одночасно підключається два робочих органа, в таких гідросистемах виникають значні втрати потужності, пов'язані з дроселюванням робочої рідини на гідророзподільниках та запобіжно-переливних клапанах.

Економічність мобільних машин може бути суттєво підвищена за рахунок впровадження мехатронної гідросистеми на базі як нерегульованих, так і регульованих насосів та гідророзподільників з електромагнітним керуванням від контролера [5, 7]. Провідні виробники гідроагрегатів та гідросистем для мобільних робочих машин приділяють значну увагу розробці схем, що дозволяють суттєво знизити непродуктивні втрати потужності при роботі машини в регульованих режимах. Такі роботи ведуть фірми "Zauer-Danfoss" (Данія), Bosch-Rexroth (Німеччина), НАТІ (Росія). Оpubлікована значна кількість робіт, в яких розглядаються питання пропорційного керування гідросистемами мобільних машин при забезпеченні їх високої економічності [2–4].

#### Постановка завдання

Метою дослідження є визначення втрат потужності в мехатронній гідросистемі мобільної робочої машини та порівняння з втратами потужності в гідросистемі постійного потоку екскаватора-навантажувача виробництва ПАТ „Борекс” (Україна).

#### Результати досліджень

На рис.1 представлена мехатронна гідросистема мобільної робочої машини, розроблена у Вінницькому національному технічному університеті. Гідросистема включає регульований насос 1 та нерегульований насос 2, до яких підключений секційний гідророзподільник 3, кожна секція якого включає по одному пропорційному золотнику (позначені 4, 5, 6) та по одному релейному золотнику з електромагнітним керуванням (позначені 7, 8, 9). До гідророзподільника 3 підключені гідроциліндри 10, 11, 12. Гідросистема включає контролер 13, який отримує сигнали від датчиків тиску 14, 15, 16, датчиків положення 17, 18, 19 та керує релейними золотниками 7, 8, 9, запобіжно-переливним клапаном 20 і регулятором 21 насоса 1.

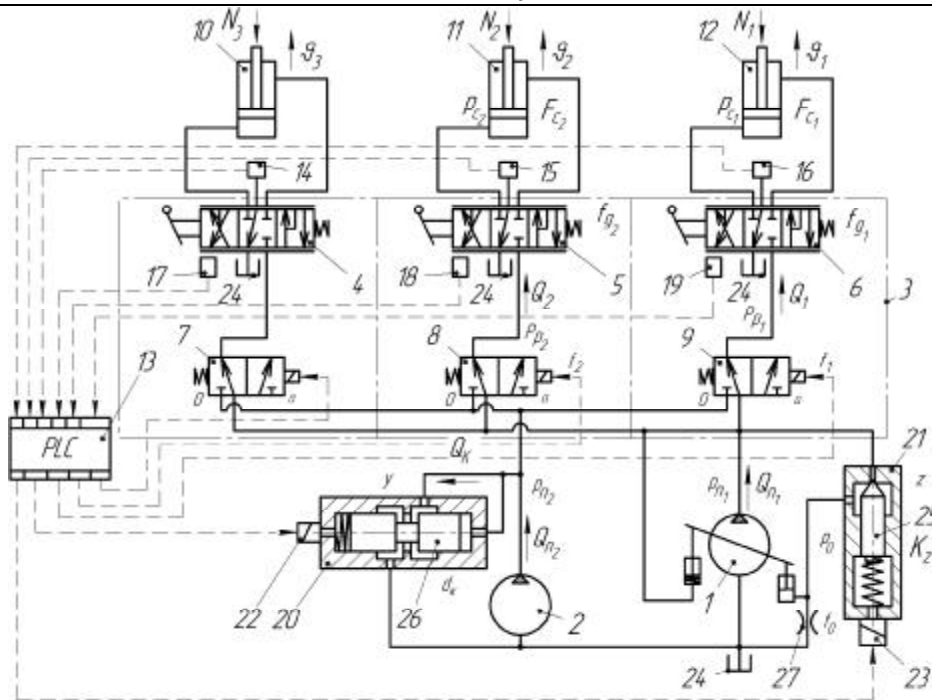


Рис. 1. Мехатронна гідросистема мобільної робочої машини

Працює мехатронна гідросистема таким чином. При відключених гідроциліндрах 10,11,12 всі пропорційні золотники 4, 5, 6 знаходяться в нейтральних позиціях, а релеїні золотники 7, 8, 9 в позиціях 0. Сигнали від датчиків положення 17, 18, 19 поступають на контролер, який генерує нульові сигнали управління для електромагніта 22 запобіжно-переливного клапана 20 та електромагніта 23 регулятора 21. При цьому насос 1 подає мінімальну витрату  $Q_{n1}$  в гідросистему під незначним по величині тиском  $p_{n1}$  для компенсації витоків в гідросистемі. Насос 2 подає витрату  $Q_{n2}$  через запобіжно-переливний клапан 20 в бак 24 під незначним тиском  $p_{n2}$ . При перемиканні пропорційного розподільного золотника 6 в одну з двох робочих позицій робоча рідина від регульованого насоса 1 буде поступати через золотники 9 та 6 до гідроциліндра 12 і приводити його до руху. Контролер 13 отримуючи сигнали від датчиків 16 та 19 генерує сигнали керування для електромагніта релеїного золотника 9 (залишаючи його в позиції 0) та для електромагніта 23 регулятора 21 насоса 2 таким чином, що тиск  $p_{n1}$  на виході насоса 1 буде пропорційним величині  $p_{c1}$  на вході в гідроциліндр 12 і відповідно величині навантаження  $N_1$  на ньому. Величина витрати  $Q_1$  що поступатиме від насоса 1 до гідроциліндра 12 буде залежати від величини відкриття робочого вікна пропорційного розподільного золотника 6, а швидкість руху поршня гідроциліндра 12 буде підтримуватись постійною і незалежною від величини навантаження  $N_1$ .

При перемиканні пропорційного золотника 5 в одну з двох робочих позицій (при працюючому гідроциліндрі 12) сигнал від датчиків 15 та 18 будуть поступати до контролера 13, який буде генерувати сигнали керування для електромагніта релеїного золотника 8 та електромагніта 22 запобіжно-переливного клапана 20 таким чином, що релеїний розподільник 8 переміститься в позицію А з'єднає насос 2 з гідроциліндром 11. Насос 2, подаючи витрату  $Q_{n2}$  в гідросистему, буде приводити до руху поршень гідроциліндра 11, при цьому величина тиску  $p_{n2}$  на виході насоса 3 буде пропорційна величині  $p_{c2}$  на вході в гідроциліндр 11 і відповідно величині навантаження  $N_2$  на ньому. Величина витрати  $Q_2$ , що поступає від насоса 2 в гідроциліндр 11 буде залежати від величини відкриття робочого вікна пропорційного золотника 5. Швидкість руху поршня гідроциліндра 11 буде визначатись величиною витрати  $Q_2$  і не буде залежати від величини навантаження  $N_2$  на штоці гідроциліндра 11. При зміні величини відкриття робочого вікна пропорційного золотника 5 буде змінюватись величина витрати  $Q_2$  до гідроциліндра 11.

В процесі виконання робочого циклу машини любий із трьох гідроциліндрів 10, 11 або 12 може бути підключений до одного з двох насосів 1 або 2, а також може бути забезпечена одночасна робота двох гідроциліндрів, кожен з яких приводиться до руху від окремого насоса. Таке підключення гідроциліндрів до насосів забезпечує мінімізацію непродуктивних втрат потужності при можливості регулювання швидкості руху поршнів гідроциліндрів в робочому циклі.

Керування мехатронною гідросистемою за допомогою контролера дозволяє зменшити втрати потужності у порівнянні з гідросистемою екскаватора-навантажувача Борекс 2102, що випускається в Україні. Зменшення втрат потужності забезпечується за рахунок мінімізації надлишкової витрати, що

подається в гідросистему насосами 1 та 2 (рис.1) та постійної відповідності величин тисків  $p_{n1}$  та  $p_{n2}$  на виході насосів 1 та 2 величинам навантаження на штоках гідроциліндрів  $N_1$  та  $N_2$ , які в даний момент підключені до насосів.

Гідросистема постійного потоку неповно поворотного екскаватора Борекс 2102 представлена на рис.2.

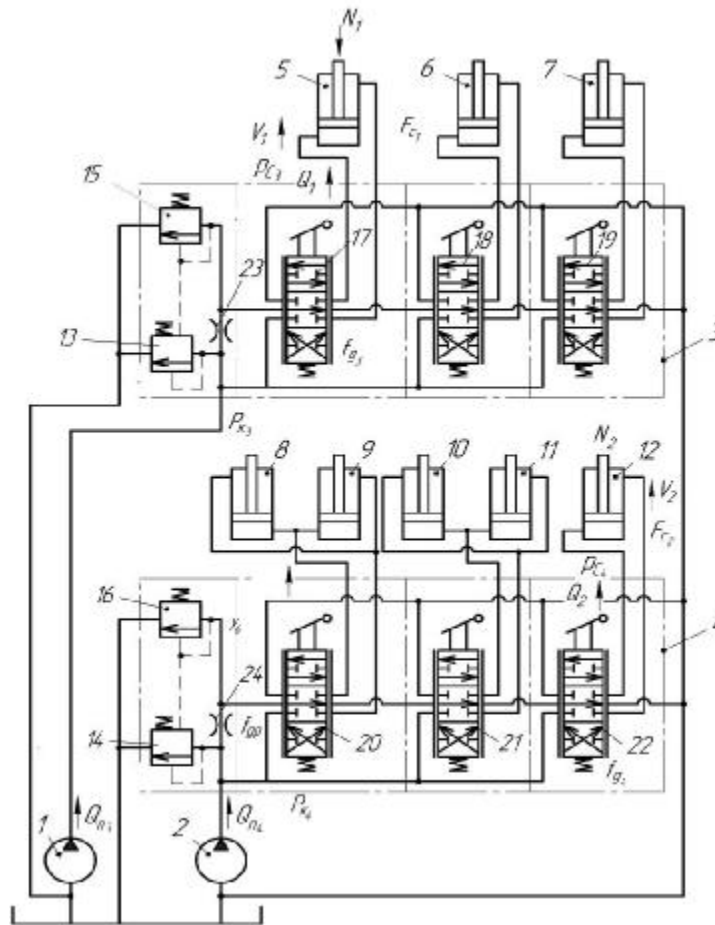


Рис. 2. Гідросистема постійного потоку

Гідросистема включає більший за робочим об'ємом насос 1 типу НШ100А-3 та менший насос 2 типу НШ32А-3, два релейних гідророзподільника 3 та 4 типу Р100 з переливними клапанами 13, 14, запобіжними клапанами 15, 16 з дроселями 23, 24, та гідроциліндри 5 – стріли, 6 – рукояті, 7 – ковша, 8, 9 – механізму повороту, 10, 11 – виносних опор, 12 – відвалу [1]. Релейні гідророзподільники 3 та 4 включають розподільні золотники 17, 18, 19 та 20, 21, 22 відповідно.

Величини втрат потужності в мехатронній гідросистемі та гідросистемі екскаватора-навантажувача Борекс 2102 розраховані за математичними моделями. Моделі складені для усталених робочих процесів в гідросистемі, при таких основних допущеннях та спрощеннях: розглядаються зосередженні параметри гідросистем, температура робочої рідини прийнята постійною, коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні, режими роботи гідросистем безкавітаційні, перегітання робочої рідини в щілинах гідроциліндрів та клапанів не враховувалось, контролер розглядався як пропорційна ланка.

Математична модель включає рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 1 (рис. 1) (рівняння 1), рівняння сил, що діють на клапан 25 (рівняння 2), поршні гідроциліндрів 12 та 11 (рівняння 10 та 11), золотник 26 (рівняння 12), а також рівняння нерозривності потоків для точок: між насосом 1, релейним золотником 9 та регулятором 21 (рівняння 3), між регулятором 21 та дроселем 27 (рівняння 4), між релейними золотниками 9, 8 та пропорційними золотниками 6, 5 (рівняння 5, 8), між пропорційними золотниками 6, 5 та гідроциліндрами 12, 11 (рівняння 6, 9), між насосом 2, запобіжно-переливним клапаном 20 та релейним золотником 8 (рівняння 7). Математична модель включає також залежність витрати насоса 1 від конструктивних параметрів та кута  $\gamma$  нахилу планшайби (рівняння 13) та залежність моменту опору  $M_c$  на планшайбі насоса 1 від величини витрати насоса  $Q_{n1}$  та тиску на виході  $p_{n1}$  [4].

$$p_{n1} \cdot F_5 \cdot \mathbf{1} - F_4 \cdot \mathbf{1} \cdot p_0 - M_c = 0 \quad (1)$$

$$p_{n1} \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} - K_{m1} \frac{p_{c1} \cdot K_{\kappa 1}}{R_1} = 0 \quad (2)$$

$$Q_{n1} - \mu \cdot f_1 \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_{p1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{p1}) - \mu \cdot K_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0) - K_1 \cdot p_{n1} = 0 \quad (3)$$

$$\mu \cdot K_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0) - \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} = 0 \quad (4)$$

$$\mu \cdot f_1 \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_{p1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{p1}) - (C_1 + C_2 \cdot f_{g1} + C_3 \cdot f_{g1}^2 + C_4 \cdot p_{c1}) \cdot \text{sign}(p_{p1} - p_{c1}) = 0 \quad (5)$$

$$(C_1 + C_2 \cdot f_{g1} + C_3 \cdot f_{g1}^2 + C_4 \cdot p_{c1}) \cdot \text{sign}(p_{p1} - p_{c1}) - F_{c1} \cdot v_1 = 0 \quad (6)$$

$$Q_{n2} - \mu \cdot \pi \cdot d_k \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{n2}}{\rho}} - \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n2} - p_{p2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n2} - p_{p2}) - K_2 \cdot p_{n2} = 0 \quad (7)$$

$$\mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n2} - p_{p2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n2} - p_{p2}) - (C_1 + C_2 \cdot f_{g2} + C_3 \cdot f_{g2}^2 + C_4 \cdot p_{c2}) \cdot \text{sign}(p_{p2} - p_{c2}) = 0 \quad (8)$$

$$(C_1 + C_2 \cdot f_{g2} + C_3 \cdot f_{g2}^2 + C_4 \cdot p_{c2}) \cdot \text{sign}(p_{p2} - p_{c2}) - F_{c2} \cdot v_2 = 0 \quad (9)$$

$$p_{c1} \cdot F_{c1} - N_1 - T_1 \cdot \text{sign}(v_1) - b_{c1} \cdot v_1 = 0 \quad (10)$$

$$p_{c2} \cdot F_{c2} - N_2 - T_1 \cdot \text{sign}(v_2) - b_{c2} \cdot v_2 = 0 \quad (11)$$

$$p_{n2} \cdot f_k - C_k \cdot y - K_{m2} \cdot \frac{p_{c2} \cdot K_{\kappa 2}}{R_2} - C_y \cdot y = 0 \quad (12)$$

$$Q_{n1} = \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot K \cdot n \cdot \text{tg} \gamma \quad (13)$$

$$M_c = 26,4 - 3,17 \cdot \left( \frac{p_{n1} - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,86 \cdot \left( \frac{Q_{n1} - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right) \quad (14)$$

В математичній моделі позначено:

$Q_{n1}$ ,  $Q_{n2}$  – витрати насосів 1 та 2;  $p_{n1}$ ,  $p_{n2}$  – тиски на виході насосів 1 та 2;  $p_{p1}$ ,  $p_{p2}$  – тиски на виході релейних золотників 9 та 8;  $p_{c1}$ ,  $p_{c2}$  – тиски на виході пропорційних золотників 6 та 5;  $p_0$  – тиск в сервоциліндрі регульованого насоса;  $z$ ,  $y$  – координати положення золотників 25 та 26;  $v_1$ ,  $v_2$  – швидкості руху поршнів гідроциліндрів 12 та 11;  $\gamma$  – кут повороту планшайби регульованого насоса 1;  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_{g1}$ ,  $f_{g2}$ ,  $f_0$  – площі робочих вікон золотників 9, 8, 6, 5 та дроселя 27;  $f_k$ ,  $F_{c1}$ ,  $F_{c2}$ ,  $F_4$ ,  $F_5$  – площі торців золотника 26, поршнів гідроциліндрів 12, 11, сервоциліндрів регульованого насоса;  $d_7$ ,  $d_8$ ,  $d_o$  – діаметри поршнів регульованого насоса та кола контакту поршнів насоса з планшайбою, дроселя регулятора 21;  $C_p$ ,  $C_k$ ,  $C_y$  – жорсткості пружин золотників 25, 26 та гідродинамічної сили;  $K_z$ ,  $K_{m1}$ ,  $K_{m2}$ ,  $K_{\kappa 1}$ ,  $K_{\kappa 2}$  – коефіцієнти підсилення робочого вікна регулятора 21, електромагнітів 23 та 22, коефіцієнти передачі контролера 13 по каналам для керування регулятором насоса та запобіжно-переливним клапаном;  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $T_1$ ,  $T_2$  – сили навантаження на штоках та тертя в гідроциліндрах 12 та 11;  $b_{c1}$ ,  $b_{c2}$  – коефіцієнти в'язкого тертя поршнів гідроциліндрів 12 та 11;  $R_1$ ,  $R_2$  – активний опір обмоток електромагнітів 23 та 22;  $M_c$  – момент опору на планшайбі насоса 2;  $\mu$  – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $\mathbf{I}$  – плече дії сервоциліндрів регульованого насоса 1;  $K_1$ ,  $K_2$  – коефіцієнти об'ємних витрат в насосах 1 та 2.

Основні параметри мехатронної гідросистеми мали такі значення:

$f_1 = 200 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_2 = 200 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_{g1} = (0 \dots 50) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_{g2} = (0 \dots 20) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_0 = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $d_o = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;  $f_k = 3,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_{c1} = 115,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_{c2} = 60 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_4 = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_5 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $d_7 = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $d_8 = 68 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $C_p = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ ;  $C_k = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ ;  $C_y = 25 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ ;  $K_z = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $T_1 = 400 \text{ Н}$ ;  $T_2 = 350 \text{ Н}$ ;  $\mathbf{I} = 64 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\mu = 0,67$ ;  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ .

Коефіцієнти, що входять в формулу величини витрати через робочі вікна гідророзподільника:

$$C_1 = -1,2 \cdot 10^{-4}, C_2 = 20,9, C_3 = 3,15 \cdot 10^5, C_4 = 8,6 \cdot 10^{-12}.$$

Математична модель гідросистеми постійного потоку екскаватора-навантажувача Борекс 2102 (рис. 2) включає рівняння сил, що діють на штоки гідроциліндрів 5 та 12 (рівняння 15, 16), на золотники переливних клапанів 13 та 14 (рівняння 17, 18), на запобіжні клапани 15, 16 (рівняння 19, 20), рівняння нерозривності потоків між насосами 1, 2 та релейними гідророзподільниками 3, 4 відповідно (рівняння 21, 22), між дроселями 23, 24 та запобіжними клапанами 15, 16 відповідно (рівняння 23, 24), між розподільними золотниками 17, 22 та гідроциліндрами 5, 12 відповідно (рівняння 25, 26), а також рівняння 27 та 28, які описують залежності площ відкриття запобіжних клапанів 15 та 16 від величини тисків  $p_{33}$  та  $p_{34}$ .

$$p_{c3} \cdot F_{c1} - N_1 - T_1 \cdot \text{sign}(v_1) - b_{c1} \cdot v_1 = 0 \quad (15)$$

$$p_{c4} \cdot F_{c2} - N_2 - T_2 \cdot \text{sign}(v_2) - b_{c2} \cdot v_2 = 0 \quad (16)$$

$$p_{\kappa 3} \cdot f_{\kappa 3} - C_{\kappa 3} \cdot (H_3 + y_3) - C_{y3} \cdot y_3 - p_{33} \cdot f_{\kappa 3} = 0 \quad (17)$$

$$p_{\kappa 4} \cdot f_{\kappa 4} - C_{\kappa 4} \cdot (H_4 + y_4) - C_{y4} \cdot y_4 - p_{34} \cdot f_{\kappa 4} = 0 \quad (18)$$

$$p_{33} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = C_3 \cdot (H_5 + y_5) \quad (19)$$

$$p_{34} \cdot \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} = C_3 \cdot (H_6 + y_6) \quad (20)$$

$$Q_{n3} = (A + B \cdot f_{g3} + C \cdot (p_{\kappa 3} - p_{c3}) + D \cdot f_{g3}^2 + E \cdot (p_{\kappa 3} - p_{c3})^2 + F \cdot f_{g3} \cdot (p_{\kappa 3} - p_{c3})) \cdot \text{sign}(p_{\kappa 3} - p_{c3}) \quad (21)$$

$$Q_{n4} = (A + B \cdot f_{g4} + C \cdot (p_{\kappa 4} - p_{c4}) + D \cdot f_{g4}^2 + E \cdot (p_{\kappa 4} - p_{c4})^2 + F \cdot f_{g4} \cdot (p_{\kappa 4} - p_{c4})) \cdot \text{sign}(p_{\kappa 4} - p_{c4}) \quad (22)$$

$$\mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{\kappa 3} - p_{33}|}{\rho}} - \text{sign}(p_{\kappa 3} - p_{33}) = \mu \cdot f_{g5} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{33}}{\rho}} \quad (23)$$

$$\mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{\kappa 4} - p_{34}|}{\rho}} - \text{sign}(p_{\kappa 4} - p_{34}) = \mu \cdot f_{g6} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{34}}{\rho}} \quad (24)$$

$$(A + B \cdot f_{g3} + C \cdot (p_{\kappa 3} - p_{c3}) + D \cdot f_{g3}^2 + E \cdot (p_{\kappa 3} - p_{c3})^2 + F \cdot f_{g3} \cdot (p_{\kappa 3} - p_{c3})) \cdot \text{sign}(p_{\kappa 3} - p_{c3}) = v_1 \cdot F_{c1} \quad (25)$$

$$(A + B \cdot f_{g4} + C \cdot (p_{\kappa 4} - p_{c4}) + D \cdot f_{g4}^2 + E \cdot (p_{\kappa 4} - p_{c4})^2 + F \cdot f_{g4} \cdot (p_{\kappa 4} - p_{c4})) \cdot \text{sign}(p_{\kappa 4} - p_{c4}) = v_2 \cdot F_{c2} \quad (26)$$

Площі робочих вікон клапанів 17 та 18 відповідно визначати за формулами:

$$f_{g5} = \begin{cases} 0 & \text{при } p_{33} < \frac{4C_3 H_5}{\pi \cdot d_3^2} \\ 2d_3 \cdot y_5 & \text{при } p_{33} \geq \frac{4C_3 H_5}{\pi \cdot d_3^2} \end{cases} \quad (27)$$

$$f_{g6} = \begin{cases} 0 & \text{при } p_{34} < \frac{4C_4 H_6}{\pi \cdot d_4^2} \\ 2d_4 \cdot y_6 & \text{при } p_{34} \geq \frac{4C_4 H_6}{\pi \cdot d_4^2} \end{cases} \quad (28)$$

В математичній моделі (рівняння 15-28) позначено:

$Q_{n3}$ ,  $Q_{n4}$  – витрати насосів 1 та 2;  $p_{\kappa 3}$ ,  $p_{\kappa 4}$ ,  $p_{33}$ ,  $p_{34}$ ,  $p_{c3}$ ,  $p_{c4}$  – тиски на виході насосів 1 та 2 на вході в запобіжні клапани 15 та 16, на вході в гідроциліндри 5 та 12;  $f_{g3}$ ,  $f_{g4}$ ,  $f_{op}$  – площі робочих вікон розподільних золотників 17 та 22, дроселів 23 та 24;  $d_{\kappa 3}$ ,  $d_{\kappa 4}$  – діаметри запобіжних клапанів 15 та 16;  $H_3$ ,  $H_4$ ,  $H_5$ ,  $H_6$  – попереднє стиснення пружин переливних 13, 14, та запобіжних 15, 16 клапанів.

$C_3$ ,  $C_4$ ,  $C_{\kappa 3}$ ,  $C_{\kappa 4}$ ,  $C_{y3}$ ,  $C_{y4}$  – жорсткості пружин запобіжних клапанів 15 та 16, переливних клапанів 13 та 14, гідродинамічної сили на золотниках переливних клапанів 13 та 14;  $F_{c1}$ ,  $F_{c2}$  – площі поршнів гідроциліндрів 5 та 12;  $N_1$ ,  $N_2$  – навантаження на штоках гідроциліндрів 5 та 12;  $T_1$ ,  $T_2$  – сили

тертя в гідроциліндрах 5 та 12;  $v_1, v_2$  – швидкість руху поршнів гідроциліндрів 5 та 12;  $b_{c1}, b_{c2}$  – коефіцієнти в'язкого тертя поршнів гідроциліндрів 5 та 12.

Коефіцієнти, що входять в формулу залежності величини витрати через робочі вікна розподільних золотників мають значення:

$$A = 1,7 \cdot 10^{-4}, B = -4,52, C = -2,36 \cdot 10^{-11}, D = 3,3 \cdot 10^4, E = 2,54 \cdot 10^{-18}, F = 1,25 \cdot 10^{-5}.$$

Основні параметри математичної моделі гідросистеми постійного потоку мали такі значення:

$$f_{op} = 3,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, d_{к3} = d_{к4} = 28 \cdot 10^{-3} \text{ м}, C_{к3} = C_{к4} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}, C_3 = 14 \cdot 10^4 \text{ Н/м}, H_3 = H_4 = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}, H_5 = H_6 = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}, C_{y3} = C_{y4} = 6 \cdot 10^3 \text{ Н/м}, F_{c1} = 115,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, F_{c2} = 60 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, T_1 = 400 \text{ Н}, T_2 = 350 \text{ Н}.$$

Для розв'язання рівнянь математичних моделей мехатронної гідросистеми та гідросистеми постійного потоку використано модуль Simulink програмного пакету MATLAB [5]. В процесі розрахунків знаходились значення змінних стану гідросистем при зустрічному навантаженні на гідроциліндрах. Розглядались аналогічні режими роботи мехатронної гідросистеми та гідросистеми постійного потоку. Навантаження на працюючих гідроциліндрах змінювались в діапазонах:

$$N_1 = (0,1 \dots 1,9) \cdot 10^5 \text{ Н}; N_2 = (0,1 \dots 1,0) \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Швидкість руху поршнів гідроциліндрів змінювались в діапазонах:

$v_1 = (0,01 \dots 0,2) \text{ м/с}; v_2 = (0,01 \dots 0,15) \text{ м/с}$ , що відповідає зміні величин витрат  $Q_1$  та  $Q_2$  на входах в гідроциліндри.

$$Q_1 = (0,05 \dots 1,67) \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{с}; Q_2 = (0,05 \dots 0,5) \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{с}$$

Визначення по математичним моделям залежності змінних стану розглянутих гідросистем від величин навантаження  $N_1$  та  $N_2$  на штоках гідроциліндрів та величин площ робочих вікон золотників гідророзподільників дозволяє оцінити втрати потужності в гідросистемах.

При роботі гідроциліндрів в мехатронній гідросистемі (рис.1) від регульованого насоса типу А10V0/3 втрати потужності  $P_{b1}$  визначаються за формулою:

$$P_{b1} = (p_{n1} - p_{c1}) \cdot Q_1 + p_{n1} \cdot Q_{y1}$$

де  $Q_{y1}$  – витрата в регуляторі 21 насоса 1.

При роботі гідроциліндрів в мехатронній гідросистемі від нерегульованого насоса 2 типу НШ32А-3 втрати потужності  $P_{b2}$  визначаються за формулою:

$$P_{b2} = (p_{n2} - p_{c2}) \cdot Q_2 + p_{n2} \cdot Q_{к2}$$

де  $Q_{к2}$  – витрата через запобіжно-переливний клапан 20.

При роботі гідроциліндрів в гідросистемі неповно поворотного екскаватора Борекс 2102 (рис.2) від нерегульованого насоса 1 типу НШ100А3 втрати потужності  $P_{b3}$  визначається за формулою:

$$P_{b3} = (p_{к3} - p_{c3}) \cdot Q_1 + p_{к3} \cdot Q_{к3}$$

де  $Q_{к3}$  – витрата через переливний клапан 13.

При роботі гідроциліндрів в гідросистемі неповно поворотного екскаватора Борекс 2102 від нерегульованого насоса 2 типу НШ32А-3 втрати потужності  $P_{b4}$  визначаються за формулою:

$$P_{b4} = (p_{к4} - p_{c4}) \cdot Q_2 + p_{к4} \cdot Q_{к4}$$

де  $Q_{к4}$  – витрата через переливний клапан 14.

На рис.3 представлені залежності втрат потужності в мехатронній гідросистемі  $P_{b1}$  при роботі гідроциліндра від регульованого насоса А10V0/3 та в гідросистемі постійного потоку екскаватора-навантажувача Борекс 2102  $P_{b3}$  при роботі від насоса НШ100А3 та зміні величин тисків на вході в гідроциліндри в діапазоні (1,0...15,0) МПа, а величини витрат, що споживається гідроциліндром в діапазоні  $(0,05 \dots 1,67) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Гідросистема постійного потоку має незначні втрати потужності тільки при роботі на максимальній витраті, а в разі регулювання режимів роботи гідроциліндра втрати потужності суттєво зростають і можуть сягати величини до 27 кВт. Втрати потужності в мехатронній гідросистемі не перевищують величини 4,5 кВт для всіх діапазонів зміни тиску та витрати, що споживається гідроциліндром.

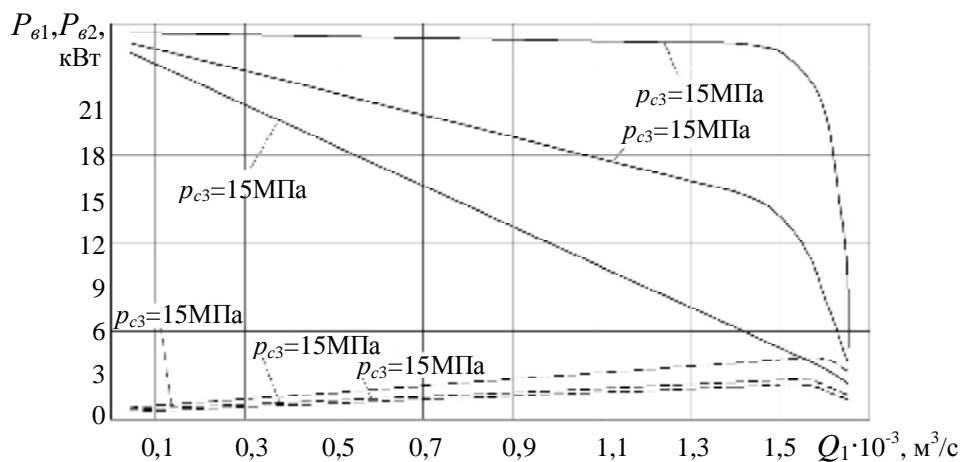


Рис. 3. Залежність втрат потужності від режимів при роботі гідроциліндрів від насосів:

----- насос А10V0/3 в мехатронній гідросистемі;  
 — насос НШ100А-3 в гідросистемі постійного потоку

При однакових режимах роботи втрати потужності в мехатронній гідросистемі можуть бути зменшені на величину до 26 кВт у порівнянні з гідросистемою постійного потоку.

На рис.4 представлені залежності втрат потужності в мехатронній гідросистемі та в гідросистемі постійного потоку при роботі гідроциліндрів від нерегульованого насоса НШ32А-3

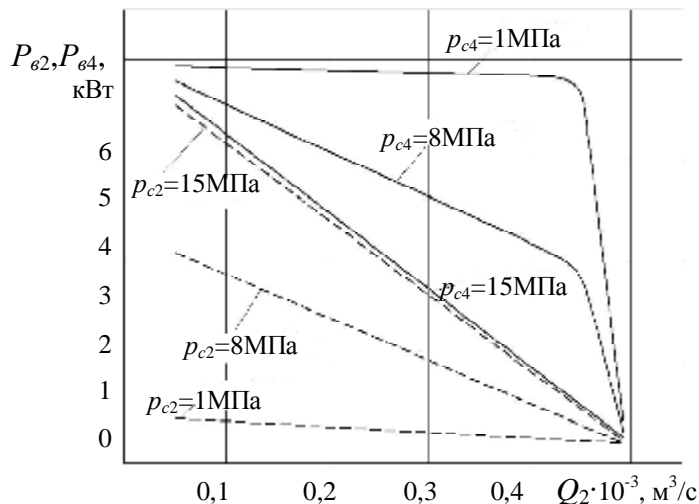


Рис. 4. Залежність втрат потужності від режимів при роботі гідроциліндрів від насосів:

----- насос НШ32А-3 в мехатронній гідросистемі;  
 — насос НШ32А-3 в гідросистемі постійного потоку.

Втрати потужності в обох гідросистемах суттєво залежать від режимів роботи. При однакових режимах роботи втрати потужності в мехатронній гідросистемі можуть бути зменшені на величину до 7 кВт у порівнянні з гідросистемою постійного потоку.

### Висновки

За допомогою програмного пакета MATLAB розраховані втрати потужності в мехатронній гідросистемі на базі насосів НШ32А-3 виробництва АО "Гідросила" та А10V0/3 виробництва фірми "Bosch-Rexroth", а також в гідросистемі постійного потоку на базі двох шестеренних насосів НШ32А-3 та НШ100А-3.

Визначено, що в мехатронній гідросистемі при роботі гідроциліндра від насоса НШ32А-3 втрати потужності при зміні величини тиску на вході в гідроциліндр в діапазоні від 1,0 до 15,0 МПа зменшуються в порівнянні з гідросистемою постійного потоку на величину від 0,3 кВт до 7,0 кВт в залежності від величини витрати що споживається в діапазоні  $(0,05 \dots 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ .

Під час роботи гідроциліндра в мехатронній гідросистемі від регульованого насоса А10V0/3 втрати потужності зменшуються на величину до 26 кВт залежно від витрати, в діапазоні  $(0,05 \dots 1,67) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  і величини тиску на вході в гідроциліндр в діапазоні  $(1,0 \dots 15,0) \text{ МПа}$ , при загальній потужності встановлених на мобільній робочій машині насосів 56 кВт.

Література

1. Бородянський екскаваторний завод: офіційний web-сайт підприємства [Електронний ресурс]. – Режим доступу : URL: <http://www.borex.in.ua>.
2. Иванов И. В. Развитие тракторных гидроприводов / И. В. Иванов, Д. Е. Флеер, А. Б. Халецкий // Приводная механика. – 2006. – № 12– С. 27–37.
3. Hesse K. Components and systems for a tractor stacker and combine / K. Hesse // Bosch Rexroth Mobile Training. Elchingen. – February, 2003. – P. 18–20.
4. PVG 32. Proportional Valve: Technical Information [Electronic Resource]. Mode of access: URL: <http://www.imdl.gatech.edu>.
5. Kozlov L. Energy-Saving Mechatronic Drive of the Manipulator // Bulletin of the Polytechnic Institute of Iasi. – 2011. – Vol.LVII (LXI), Part 3. – P. 231–238.
6. Волков Ю. Програмуєміє контролєры «Фєсто» / Ю. А. Волков. – К. : изд. ДП «Фєсто». – 2003. – 92 с.
7. Козлов Л.Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LS регулюванням : дисертація на здобуття наукового ступеня кандидат наук : 26.04.2000 / Козлов Леонід Геннадійович. – Вінниця, 2000. – 320 с.
8. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных. – М. : Диалог, 2003. – 236 с.

References

1. Borodianskiy excavatorniy zavod: ofitsiyniy web-site pidpryjemstva [elektronniy resurs]. – Regym dostupu: URL: <http://www.borex.in.ua>.
2. Ivanov I V. Razvitiyr traktornyh gidriprivodov / I. V. Ivanov, D. Y. Fleyer, A. B. Haletskiy // Privodnaya Mehanika. – 2006. – № 12– С. 27 – 37.[in Russian]
3. Hesse K. Components and systems for a tractor stacker and combine / K. Hesse // Bosch Rexroth Mobile Training. Elchingen. – February, 2003. – P. 18 – 20.
4. PVG 32. Proportional Valve: Technical Information [Electronic Resource]. Mode of access: URL: <http://www.imdl.gatech.edu>.
5. Kozlov L. G. Vdoskonalenia systemy gidroprivodov z LS: dysertatsiya na zdobutia naukovogo stupenia kandidata tehnicnyh nauk: 26.04.2000 / Kozlov leonid Gennadijovich. – Вінниця, 2000. – 320 с.[in Ukrainian]
6. Volkov Y. Programmuyemyje kontrollery “Festo” / Y. A. Volkov. – Kiyev: izd. DP «Festo». – 2003. – 92 с.[in Russian]
7. Kozlov L. G. Vdoskonalenia systemy gidroprivodov z LS: dysertatsiya na zdobutia naukovogo stupenia kandidata tehnicnyh nauk: 26.04.2000 / Kozlov leonid Gennadijovich. – Вінниця, 2000. – 320 с.[in Ukrainian]
8. Chernyh. I. V. Simulink: sreda sozdaniya ingenernyh prilogenij / I. V. Chernych. – М. : Dialog, 2003. – 236 с.[in Russian]

Рецензія/Peer review : 2.4.2013 р. Надрукована/Printed :16.6.2013 р.

Рецензент: д.т.н., професор, заступник директора інституту машинобудування та транспорту з наукової роботи та міжнародних зв'язків, Вінницький національний технічний університет, А. П. Поляков