

УДК 621.22  
 С.Г.Сергеев, Л.Г.Козлов, О.В.Петров  
 Вінницький національний технічний університет  
 ВАТ «Борекс»

## ПІДВИЩЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ККД ПРИВОДІВ НЕПОВНОПОВОРОТНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

*В роботі проведено дослідження можливості підвищення гідравлічного ККД приводів неповноповоротних екскаваторів за рахунок використання гідророзподільника, чутливого до навантаження із зменшеною величиною керуючого перепаду.*

Одним з основних факторів, які визначають функціональні можливості та ефективність роботи неповноповоротного екскаватора є схема гідросистеми його приводу. Схема джерела живлення в значній мірі визначає продуктивність, економічність та енергетичні характеристики гідроприводу [1,2]. Зберегти та підвищити енергетичні характеристики приводів неповноповоротних екскаваторів, а саме гідравлічний ККД можна за рахунок використання гідроприводів, чутливих до навантаження [3,4].

На рис. 1 подана схема гідроприводу, чутливого до навантаження, що є елементом гідравлічної системи неповноповоротного екскаватора та визначається новим оригінальним рішенням забезпечення необхідної величини керуючого перепаду тиску у відповідності до конкретного режиму роботи. Схема включає насос 1, гідророзподільник 2, гідроциліндр 3, запобіжно-переливну секцію 4, лінію управління 12, робоча лінія 15, лінія зливу 16, логічний клапан 17 та гідрозамок двосторонній 18. Запобіжно-переливна секція 4 містить переливний клапан 5 з золотником 6, що має радіальні отвори 13, плунжер 7, пружини 8 та 9, а також запобіжний клапан 10 з пружиною 11.

Запобіжно-переливна секція 4 забезпечує роботу гідроприводу в трьох режимах: режимі перепуску, режимі регулювання та режимі перевантаження. В режимі перепуску розподільник 2 знаходиться в позиції б, лінія управління 12 зв'язується з баком і надлишковий тиск  $D_0$  при цьому буде рівний нулю, а плунжер 7 під дією пружини 5 переміститься в крайнє праве положення і відкриє радіальні отвори 13, з'єднавши камеру 14 з баком. В камері 14 надлишковий тиск  $D_d$  також буде дорівнювати атмосферному.

При цьому рівняння сил, що діють на золотник 6 без урахування сил тертя та гідродинамічної сили буде мати вигляд:

$$D_{сб} = \frac{M \times d_K^2}{4} \quad (1)$$

звідки тиск  $P_n$  на виході насоса 1 буде визначатися за формулою:

$$D_i = \frac{4 \times \alpha H}{M \times d_K^2} \quad (2)$$

Сила пружини 8 вибирається такою, що величина тиску  $D_i$  становить (0,2...0,3) МПа. Під тиском  $D_i$  весь потік від насоса 1 буде надходити в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

При цьому рівняння сил, що діють на золотник 6 без урахування сил тертя та гідродинамічної сили буде мати вигляд:

$$D_{сб} = \frac{M \times d_K^2}{4} \quad (3)$$

звідки тиск  $D_i$  на виході насоса 1 буде визначатися за формулою:

$$D_i = \frac{4 \times \alpha H}{M \times d_K^2} \quad (4)$$

Сила пружини 8 вибирається такою, що величина тиску  $D_i$  становить (0,2...0,3) МПа. Під тиском  $D_i$  весь потік від насоса 1 буде надходити в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

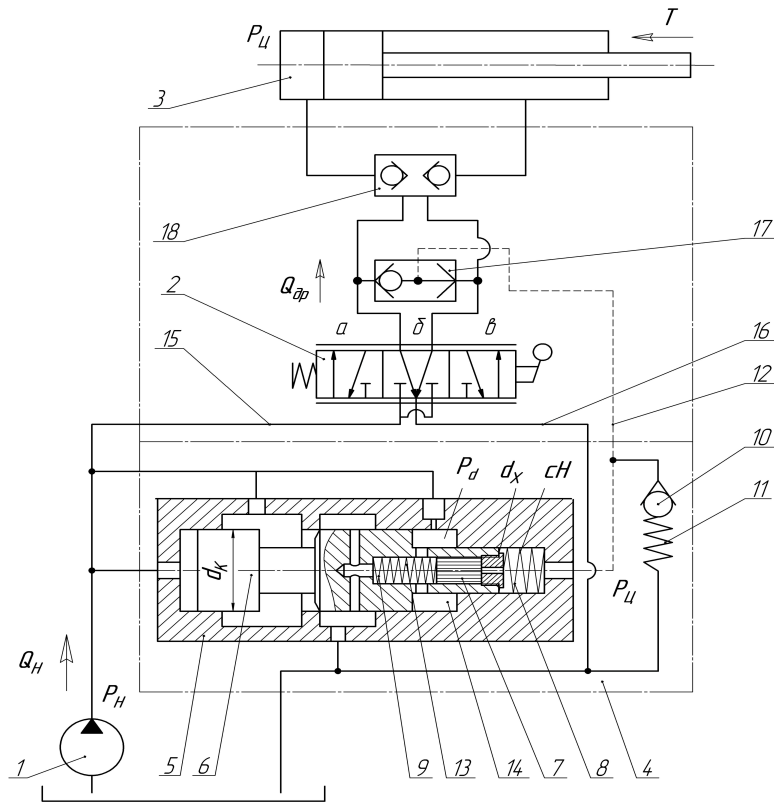


Рис. 1. Схема гідроприводу

При переключенні розподільного золотника в позиції а або в в гідролінію 12 надходить рідина під тиском  $D_0$ , який залежить від величини навантаження  $T$ , при цьому плунжер 7 переміститься в крайнє ліве положення і перекриє радіальні отвори 13. Тиск  $D_d$  в камері 14 в поточному режимі буде дорівнювати тиску  $D_j$ , і рівняння сил, що діють на золотник 6 (без урахування сил тертя та гідродинамічної сили), буде мати вигляд:

$$P_{\text{нб}} = k \frac{M \cdot \tau}{4444} \frac{\varphi \propto}{\tau \propto \phi \epsilon} \quad (5)$$

звідки:

$$\propto D \propto i \ddot{o} \quad \frac{4 \times \tilde{n} \dot{I}}{M x d_x^2} \quad (6)$$

де  $D_j$  – тиск від насоса,  $D_0$  – тиск, що створюється на виконавчому органі, наприклад гідроциліндрі стріли екскаватора,  $d_x$  – діаметр золотника переливного клапана,  $\tilde{n}$  – жорсткість пружини, що діє на золотник переливного клапана,  $\dot{I}$  – величина попереднього стиснення пружини. Таким чином підтримується постійна величина перепаду тиску  $\propto D$  на робочому вікні гідророзподільника, що дає змогу, змінюючи величину робочого вікна  $f_{\ddot{o}o}$ , змінювати величину потоку  $Q_{\ddot{o}o}$  до гідроциліндра, а різниця  $Q_j - Q_{\ddot{o}o}$  буде від насоса зливатися в бак через робоче вікно переливного клапана.

Отже,  $\propto D$  – перепад тиску на робочому вікні гідророзподільника, який одночасно розглядається як керуючий перепад на золотнику переливного клапана запобіжно-переливної секції гідророзподільника

Звідси, при обчисленні гідравлічного ККД:

$$\Gamma_{\tilde{\lambda}} = \frac{Q_{\ddot{o}o} \times}{Q_{\text{п}} \times} \quad (7)$$

де  $Q_j$  – величина постійна, оскільки розглядається гідропривод з нерегульованим насосом, і становить  $Q_j \tilde{n} = 1,3310 / 233$ , а  $Q_{\ddot{o}o}$  – величина змінна та обчислюється за формулою:

$$Q_{\text{доо}} = I \times \sqrt{\frac{2 \times D_1 \times D_2}{\varepsilon}} \quad (8)$$

де  $I$  та  $\varepsilon$  – величини постійні та відповідно становлять  $I = 0,6$  та  $\varepsilon = 900 \text{ л/с}^3$ . Значення тисків  $D_1$  та  $D_2$  – величини змінні, що в результаті протікання робочого процесу отримують певне кінцеве значення в залежності від заданої величини навантаження  $T$ . Величина навантаження  $T$ , у даному випадку лежить у діапазоні  $T \in (10..200) \cdot 10^3$ . Величина  $f_{\text{до}}$  – площа робочого вікна розподільника – найсуттєвіше впливає на значення величини  $Q_{\text{до}}$  і розглядалась на діапазоні  $f_{\text{до}} \in (8..53) \cdot 10^{262}$ .

Переваги гідроприводу, чутливого до навантаження вже давно реалізовується світовими виробниками промислової гідравліки, такими як Danfoss, Rexroth, Parker та ін. Тому подальші дослідження стосуються шляхів підвищення ефективності гідроприводів неповноповоротних екскаваторів, що працюють на основі системи, чутливої до навантаження. Гідропривод, чутливий до навантаження забезпечує подачу до кожного споживача регульованих і незалежних від навантаження потоків. В основі принципу роботи такого гідропривода лежить підтримка постійного перепаду тиску на регулюючих кромках гідророзподільників. Зменшення величини керуючих перепадів підвищує гідравлічний ККД гідроприводу [5]. Наприклад, відомий гідророзподільник фірми Danfoss PVG 32 працює при постійному перепаді тиску 2,0 МПа. Авторами вирішується задача можливості зменшення величини перепаду тиску до 0,7 МПа та порівняння отриманих результатів. Для цього, за формулами (7) та (8) при вказаних величинах навантаження  $T$  та площі дроселя  $f_{\text{до}}$  необхідно визначити різницю гідравлічного ККД гідроприводу в робочому режимі роботи із величинами керуючих перепадів  $\Delta P = 0,7$  та  $\Delta P = 2$ .

На рис. 2 представлено діаграму розподілу гідравлічного ККД для різних режимів роботи при керуючих перепадах  $\Delta P = 0,7$  та  $\Delta P = 2$ .

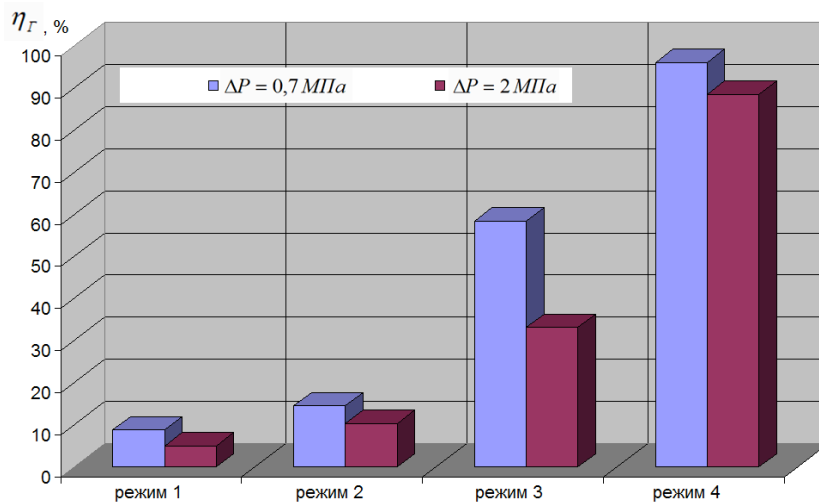


Рис. 2. Розподіл гідравлічного ККД для різних режимів роботи при керуючих перепадах  $\Delta P = 0,7$  та  $\Delta P = 2$ .

У режимі мінімальної потужності (режим 1), при мінімальному значенні навантаження  $T$  та мінімальному значенні площі дроселя  $f_{\text{до}}$ , отримані значення гідравлічних ККД для перепаду  $\Delta P = 0,7$  складає  $\eta_{\text{Г}} = 5\%$ , а для перепаду  $\Delta P = 2$  рівний  $\eta_{\text{Г}} = 8,8\%$ . У режимі максимального тиску (режим 2), при максимальному значенні навантаження  $T$  та мінімальному значенні площі дроселя  $f_{\text{до}}$ , отримані значення гідравлічних ККД для перепаду  $\Delta P = 0,7$  складає  $\eta_{\text{Г}} = 13,7\%$ , а для перепаду  $\Delta P = 2$  рівний  $\eta_{\text{Г}} = 14,5\%$ . У режимі максимального потоку (режим 3), при мінімальному значенні навантаження  $T$  та максимальному значенні площі

дроселя  $f_{\dot{\alpha}\delta}$ , отримані значення гідравлічних ККД для перепаду  $\Delta p_{\dot{\alpha}\delta}$  складає  $\eta_{\dot{\alpha}\delta} = 33,1\%$ , а для перепаду  $\Delta p_{\dot{\alpha}\delta,7}$  рівний  $\eta_{\dot{\alpha}\delta} = 58,4\%$ . У режимі максимальної потужності (режим 4), при максимальних значеннях навантаження  $T$  та площі дроселя  $f_{\dot{\alpha}\delta}$ , отримані значення гідравлічних ККД для перепаду  $\Delta p_{\dot{\alpha}\delta}$  складає  $\eta_{\dot{\alpha}\delta} = 90,2\%$ , а для перепаду  $\Delta p_{\dot{\alpha}\delta,7}$  рівний  $\eta_{\dot{\alpha}\delta} = 96\%$ .

#### Висновки

Таким чином, підвищення гідравлічного ККД приводу неповноповоротного екскаватора, можна досягнути застосувавши гідророзподільник, чутливий до навантаження, що працює із величиною керуючого перепаду  $\Delta p_{\dot{\alpha}\delta,7}$ . Така величина керуючого перепаду забезпечує підвищення гідравлічного ККД до 25% у різних робочих режимах приводу, у порівнянні із величиною керуючого перепаду  $\Delta p_{\dot{\alpha}\delta}$ , що реалізований у відомому аналогу PVG 32 фірми Danfoss.

1. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters. – Bosch Rexroth AG, 2001, RE 98071.
2. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Дис. канд. техн. наук. – Вінниця, 2000.
3. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г. Про можливість зниження гідравлічних втрат тиску в гідророзподільнику для гідросистем з LS-регулюванням // Вісник ВПІ. – №2. – 1999. – С.71-77.
4. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Сергеев С.Г. Многопоточная гидросистема неполноповоротного экскаватора // Гидроаппаратура и гидроприводы с/х машин: Тез. докл. научн.-практич. конф. – Вінниця 1994. – С. 36-37.
5. Load-independent proportional valve. Type PVG 32: Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 11/91.