

Л.Г. Козлов, канд. техн. наук,  
О.В. Петров,  
О.Л. Гайдамак, канд. техн. наук  
Вінницький національний технічний університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МУЛЬТИРЕЖИМНОГО КЛАПАНА РОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ РОБОЧИХ МАШИН

*Разработана новая схема мультирежимного клапана предохранительно-переливной секции распределителя для гидроприводов мобильных рабочих машин. Создана нелинейная математическая модель гидропривода и определено влияние конструктивных параметров мультирежимного клапана. Выявлены значения параметров мультирежимного клапана, которые в гидроприводе повышают значения гидравлического КПД и обеспечивают минимизацию величин погрешности стабилизации, времени регулирования и величины перерегулирования.*

*A new multi-regulation valve of the pressure relief section of the directional control valve for the hydraulic drive of mobile working machines has been developed. A non-linear mathematical model of the hydraulic drive has been created and it was determined the influence of the design parameters of the multi-regulation valve. Some values of the multi-regulation valve parameters have been found which provides increasing of the coefficient of efficiency and minimal values of stabilization error, regulation time and overshooting.*

### Вступ

Сучасні мобільні робочі машини працюють на базі енергонасичених гідроприводів, в яких витрати робочої рідини досягають 80–160 л/хв, а тиск — 20–32 МПа. Такі гідроприводи потребують постійного регулювання гідравлічної енергії у відповідності із зміною значення навантаження на робочі органи. Подібне регулювання стає проблематичним при експлуатації гідроприводу на базі нерегульованих шестеренних насосів та гідророзподільників дискретної дії, що призводить до значних втрат потужності. Підвищити ефективність роботи мобільної робочої машин можна за рахунок використання гідроприводів чутливих до навантаження. Такими гідроприводами оснащують свої машини провідні виробники мобільних машин в Європі, Північній Америці та Японії. Розробка та випуск гідроприводів, чутливих до навантаження дасть змогу оснастити сучасні мобільні машини, які випускаються в Україні, новим поколінням регульованих систем гідроприводів, що забезпечить підвищення економічності, продуктивності та керованості цих машин [1–3].

Основним елементом такого гідропривода є гідророзподільник, який складається із запобіжно-переливної та робочих секцій, ручного чи пропорційного електрогідравлічного управління. Запобіжно-переливна секція, яка включає мультирежимний клапан, суттєво впливає на характеристики гідропривода своїм конструктивним виконанням. Регулювання динамічних, статичних та енергетичних характеристик гідроприводу можна здійснювати на основі варіації конструкції мультирежимного клапана. Отже, необхідно дослідити мультирежимний клапан гідророзподільника для забезпечення заданих енергетичних, статичних та динамічних характеристик гідропривода.

### Основні результати досліджень

На рис. 1 показано схему гідропривода, в якій використовується розподільник із запобіжно-переливної секцією, розробленою у ВНТУ. Схема включає насос 1, розподільник 2, гідроциліндр 3, запобіжно-переливну секцію 4, яка містить мультирежимний клапан 5 з золотником 6, плунжером 7, пружинами 8 та 9, а також запобіжний клапан 10 з пружиною 11.

Секція забезпечує роботу гідропривода 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  $P_{Ц}$  при цьому буде дорівнювати нулю, а плунжер 7 під дією пружини 9 переміститься в крайнє положення праворуч і відкриє радіальні отвори 13, з'єднавши камеру 14 з баком. В камері 14 надлишковий тиск  $P_0$  також буде дорівнювати атмосферному.

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

$$P_H \frac{\pi d_K^2}{4} = cH. \quad (1)$$

Відповідно тиск  $P_H$  на виході насоса 1 буде визначатися за формулою

$$P_H = \frac{4cH}{\pi d_K^2}. \quad (2)$$

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

При переключенні розподільника в позиції *a* або *b* в гідролінію 12 надходить рідина під тиском  $P_{II}$ , який залежить від величини навантаження  $T$ , при цьому плунжер 7 переміститься в крайнє положення ліворуч і перекриє радіальні отвори 13. Тиск  $P_0$  в камері 14 в поточному режимі буде дорівнювати тиску  $P_H$ , і рівняння сил, які діють на золотник 6 (без урахування сил тертя та гідродинамічної сили), буде мати вигляд

$$P_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = P_H \cdot \left( \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_X^2}{4} \right) + P_{II} \cdot \frac{\pi \cdot d_X^2}{4} + c \cdot H, \quad (3)$$

звідки:

$$\Delta P_p = P_H - P_{II} = \frac{4 \cdot c \cdot H}{\pi \cdot d_X^2}, \quad (4)$$

де  $\Delta P_p$  — перепад тиску на робочому вікні розподільника 2, який одночасно розглядається як керуючий перепад на золотнику мультирежимного клапана.

Таким чином, золотник 6 буде підтримувати постійну величину перепаду тиску  $\Delta P_p$  на робочому вікні розподільника 2, що дасть змогу змінюючи відкриття робочого вікна  $f_{op}$ , змінювати величину потоку  $Q_{op}$  до гідроциліндра, а різниця  $Q_H - Q_{op}$  буде від насоса зливатися в бак через робоче вікно мультирежимного клапана 5.

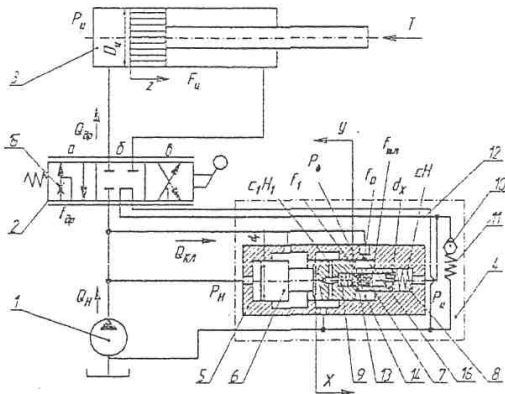


Рис. 1. Розрахункова схема гідропривода.

В режимі перевантаження шток гідроциліндра зупиняється, тиск  $P_{II}$  значно збільшується, відкривається клапан 10, і частина робочої рідини від циліндра 3 надходить в бак через розподільник 2. При цьому на його робочому вікні виникає перепад тиску  $\Delta P_p = P_H - P_{II}$ , який утримує клапан 5 у відкритому положенні, і потік від насоса повністю поступає в бак.

Перевагою розробленої запобіжно-переливної секції в порівнянні з аналогами є те, що подача робочої рідини від насоса в бак в режимі перепуску відбувається не під перепадом  $\Delta P_p$  (як у відомому аналогу [5]), а під тиском  $P_H = (0,2-0,3)$  МПа, а величина керую-

чого перепаду в режимі регулювання становить 0,7-0,8 МПа, що знижує непродуктивні витрати потужності в гідроприводі. Так, у режимі перепуску ККД можливо збільшити на 23%, а у режимі регулювання та перевантаження — на 6%.

Оскільки до гідроприводів мобільних робочих машин ставляться вимоги стабільності руху виконавчого механізму при зміні величини навантаження, то необхідним є визначення певних статичних характеристик, які враховуються при конструюванні гідропривода [3, 4, 6].

Для дослідження роботи гідропривода та визначення його характеристик розроблена нелінійна математична модель (5), яка включає рівняння нерозривності потоків для гідролінії між насосом 1, розподільником 2 та клапаном 5; між розподільником 2 та гідроциліндром 3; між дроселем 15 та радіальними отворами в золотнику 6, а також рівняння сил, які діють на золотник 6, поршень гідроциліндра 3 та плунжер 7 [7].

Рівняння математичної моделі, записані у формі Коші, мають вигляд

$$\frac{dP_H}{dt} = \frac{Q_H}{\beta \cdot W_H} - \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_K \cdot x \cdot \sin \alpha}{\beta \cdot W_H} \times \sqrt{\frac{2 \cdot P_H}{\rho} - \frac{\mu \cdot f_{op}}{\beta \cdot W_H} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_{II})}{\rho}}} - \frac{\mu \cdot f_0}{\beta \cdot W_H} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_0)}{\rho}};$$

$$\frac{dP_{II}}{dt} = \frac{\mu \cdot f_{op}}{\beta \cdot W_{II}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_{II})}{\rho}} - \frac{dz}{dt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4 \cdot \beta \cdot W_{II}};$$

$$\frac{dP_0}{dt} = \frac{\mu \cdot f_0}{\beta \cdot W_0} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_0)}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_1}{\beta \cdot W_0} \times \sqrt{\frac{2 \cdot P_0}{\rho} + \frac{\pi \cdot (d_K^2 - d_X^2)}{4 \cdot \beta \cdot W_0} \cdot \frac{dx}{dt}};$$

$$\frac{dV_K}{dt} = P_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{m_K \cdot 4} - P_{II} \cdot \frac{\pi \cdot d_X^2}{m_K \cdot 4} - \frac{c \cdot H}{m_K} - P_0 \cdot \frac{\pi \cdot (d_K^2 - d_X^2)}{4 \cdot m_K} - \frac{b \cdot V_K}{m_K}; \quad \frac{dx}{dt} = V_K;$$

$$\frac{dV}{dt} = P_{II} \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4 \cdot m_{II}} - \frac{T}{m_{II}} - \frac{b_{II}}{m_{II}} \cdot \frac{dz}{dt}; \quad \frac{dz}{dt} = V;$$

$$\frac{dy}{dt} = P_{II} \cdot \frac{f_{nt}}{m_{II}} - \frac{c_1 \cdot H_1}{b} - y \cdot \frac{c_1}{b}, \quad (5)$$

Вірно-  
за канцелярією

де  $Q_H$  — величина витрати насоса 1;  $P_H$  — тиск в лінії нагнітання;  $P_{Ц}$  — тиск в циліндрі 3;  $P_0$  — тиск в камері 14;  $W_H$  — об'єм рідини в лінії нагнітання;  $W_{Ц}$  — об'єм рідини в поршневій камері циліндра 3;  $W_0$  — об'єм рідини в камері 14;  $D_{Ц}$  — діаметр поршня циліндра 3;  $d_K, d_X$  — діаметри золотника 6;  $m_{Ц}$  — маса поршня циліндра 3;  $m_K$  — маса золотника 6;  $V$  — швидкість переміщення поршня циліндра 3;  $V_K$  — швидкість переміщення золотника 6;  $f_0$  — площа дроселя золотника 6;  $f_{op}$  — площа робочого вікна розподільника;  $f_{пл}$  — площа плунжера 7;  $x$  — координата положення золотника 6,  $y$  — координата положення плунжера 7;  $z$  — координата положення поршня циліндра 3;  $b$  — коефіцієнт в'язкого демпфування золотника 6;  $b_{Ц}$  — коефіцієнт в'язкого демпфування штока циліндра 3;  $\beta$  — коефіцієнт, який враховує сумарну деформацію газорідної суміші та гумометалевих рукавів;  $\alpha$  — величина кута нахилу робочої кромки золотника 6;  $\rho$  — густина робочої рідини;  $c$  — жорсткість пружини 8;  $c_1$  — жорсткість пружини 9;  $H$  — попереднє стиснення пружини 8;  $H_1$  — попереднє стиснення пружини 9.

Для розрахунків та математичного моделювання процесів, дослідження динамічних, статичних та енергетичних характеристик у системі використано програмний пакет MATLAB, а саме, модуль Simulink [8].

За допомогою математичної моделі визначено та проаналізовано вплив величини керуючого перепаду на величину похибки стабілізації  $\delta$  (рис. 2), часу регулювання  $T_p$  та величину перерегулювання  $\sigma$  у гідроприводі (рис. 3).

З рис. 2 видно, що збільшення величини керуючого перепаду  $\Delta P_p$  позитивно впливає на статичну характеристику гідропривода, оскільки величина похибки стабілізації  $\delta$  зменшується.

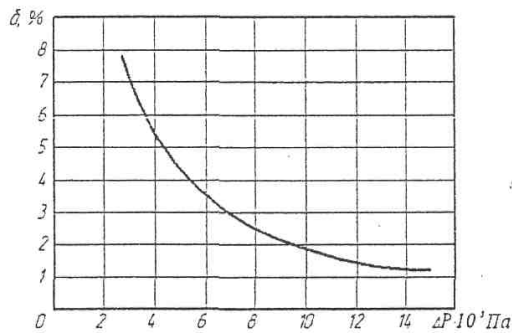


Рис. 2. Вплив величини керуючого перепаду на похибку стабілізації у гідроприводі.

Також мінімізуються динамічні характеристики — час регулювання  $T_p$  та величина перерегулювання  $\sigma$  — із збільшенням величини (рис. 3).

Таким чином, досягнуті покращені показники ККД гідропривода негативно відображаються на його статичній характеристиці — величині похибки стабілізації потоку  $\delta$  у гідроприводі та динамічних характеристиках — часі регулювання  $T_p$  та величині перерегулювання

у гідроприводі. Пропонується зменшити значення вказаних характеристик при збереженні показників ККД, варіацією конструктивних параметрів мультирежимного клапана. Зокрема розглядалися такі параметри, як діаметр клапана 6  $d_K$ , кут нахилу  $\alpha$ , жорсткість пружини 8 та коефіцієнт в'язкого демпфування  $b$  золотника 6 мультирежимного клапана 5. В результаті дослідження математичної моделі виявлено, що вказані параметри можуть мінімізувати розглядувані динамічні та статичні характеристики у гідроприводі, що і представлено на рисунках 4, 5 та 6, на яких відкладено значення безрозмірних параметрів  $\Pi/\Pi_{max}$ , де  $\Pi$  — поточне значення параметрів,  $\Pi_{max}$  — максимальне значення параметрів.

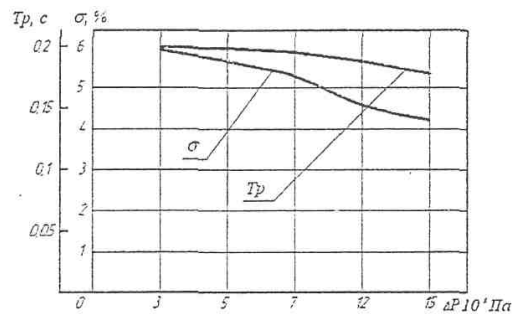


Рис. 3. Вплив величини керуючого перепаду на час регулювання  $T_p$  та величину перерегулювання  $\sigma$  у гідроприводі.

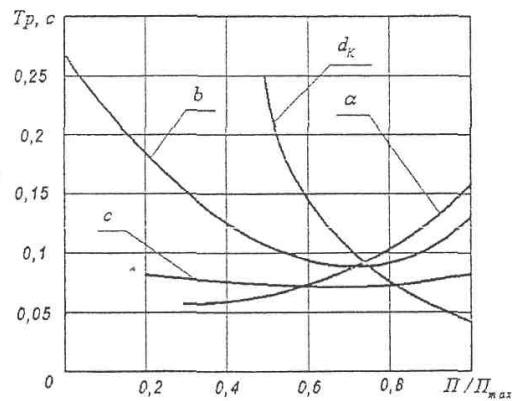
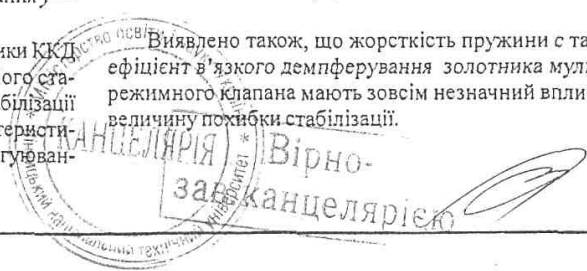


Рис. 4. Вплив діаметра золотника 6, жорсткості пружини 8, коефіцієнта в'язкого демпфування та кута нахилу кромки золотника 6 мультирежимного клапана 5 на час регулювання  $T_p$  у гідроприводі.

Виявлено також, що жорсткість пружини 8 та коефіцієнт в'язкого демпфування золотника мультирежимного клапана мають зовсім незначний вплив на величину похибки стабілізації.



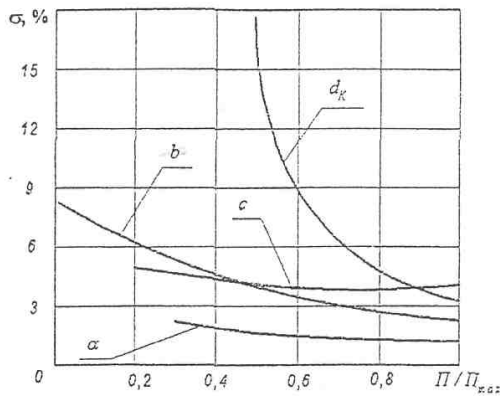


Рис. 5. Вплив діаметра золотника  $b$ , жорсткості пружини  $v$ , коефіцієнта в'язкого демпферування та кута нахилу кромки золотника  $\alpha$  мультирежимного клапана  $5$  на величину перерегулювання  $\sigma$  у гідроприводі.

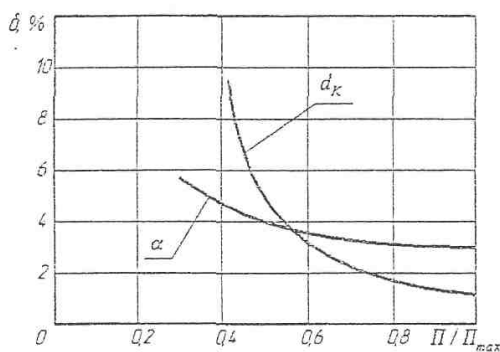


Рис. 6. Вплив діаметра золотника  $b$  та кута нахилу кромки золотника  $\alpha$  мультирежимного клапана  $5$  на похибку стабілізації  $\delta$  у гідроприводі.

Таким чином, досліджуваному мультирежимному клапану можна надати такі конструктивні параметри, які задовольнять не тільки покращені енергетичні характеристики, але і необхідні динамічні та статичні характеристики гідропривода.

### Висновки

Розроблено нову схему розподільника для гідроприводів мобільних робочих машин. Розроблений розподільник включає мультирежимний клапан, параметри якого значною мірою визначають економічність та керованість гідропривода. Зокрема, у порівнянні з відомим аналогом [5], в режимі регулювання величина керуючого перепаду на золотнику мультирежимного клапана складає  $0,7-0,8$  МПа, що підвищує ККД гідропривода на 6%, а у режимі перепуску — на 23%. Збільшення часу регулювання, величини перерегулювання та похибки стабілізації потоку, що виникають при такому перепаді, може бути компенсовано вибором відповідних конструктивних параметрів мультирежимного клапана за допомогою математичного моделювання.

### Література

1. Jonson G. Load-sensing systems control speed accurately. — HYDRAULICS & PNEUMATICS, MARCH 1995. — P. 33—36.
2. SB 12 LS — Wegeventile von Bosch: Katalog 1987 760509.
3. Буренников Ю.А., Козлов Л.Г., Сергеев С.Г. Многопоточная гидросистема неполноповоротного экскаватора // Гидроаппаратура и гидроприводы с/х машин: Тез. докл.науч.-практ.конф. — Вінниця, 1994. — С. 36—37.
4. Флеер Д.Е., Стесин А.Б. Гидросистемы, чувствительные к нагрузке, с приоритетной работой потребителей первоочередного действия: Экспрессинф. Серия: «Тракторы, самоходные шасси, двигатели, агрегаты и узлы». — Вып. 17. — М.: ЦНИИТЭИ тракторсельхозмаш, 1980. — 8 с.
5. Load-independent proportional valve. Type PVG 32: Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 11/91.
6. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. — Дис. канд. техн. наук. — Вінниця, 2000.
7. Козлов Л.Г., Петров О.В. Вибір параметрів зв'язку в гідроприводі, чутливого до навантаження // Вісник ВПІ. — 2006. — № 3. — С. 31—42.
8. Козлов Л.Г., Петров О.В. Використання CAE/CAD комплексу на базі MATLAB-SIMULINK та Компас 3D для проектування гідроапаратури нового покоління // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. — № 2. — 2005. — С. 101—105.



Вірно-  
зав. канцелярією