

**Ю. А. Буренніков, к.т.н., професор,  
Л. Г. Козлов, к.т.н., доцент,  
М. П. Коріненко, аспірант,  
Т. А. Іванчук, студент**

*Вінницький національний технічний університет*

## **ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РЕГУЛЯТОРІВ ГІДРОСИСТЕМИ З ОБ'ЄМНО-ДРОСЕЛЬНИМ КЕРУВАННЯМ**

Робочі мобільні машини з гідроманіпуляторами знаходять все більше застосування в промисловості на транспорті, в будівництві та сільському господарстві. Основні виробники таких машин в країнах пострадянського простору „Борекс” (Україна) та Сарекс (Росія) оснащують свої машини гідросистемами постійного потоку на базі нерегульованих насосів та релейних розподільників. Такі гідросистеми відрізняються надійністю і невисокою вартістю, але разом з тим не дозволяють регулювати параметри руху робочих органів машин у достатньо широких діапазонах, а отже, не можуть забезпечити оптимального протікання робочих процесів. Це знижує якість виконуваних робіт і продуктивність машин. Забезпечення можливості регулювання параметрів руху робочих органів дозволяє істотно підвищити як продуктивність машин, так і якість робіт.

Сучасні гідросистеми з об'ємно-дросельним керуванням на базі регульованих насосів дозволяють суттєво покращити характеристики мобільних робочих машин.

Метою даної роботи є пошук оптимального сполучення параметрів регуляторів насоса та гальмівного клапана, яке забезпечує необхідні характеристики гідросистеми.

Розроблена схема гідросистеми з об'ємно-дросельним керуванням представлена на рисунку 1. Схема включає: А – гідророзподільник, 1 – гідронасос регульований, 2..5 – розподільні золотники, 6..12 – логічні клапани, 13..16 – гальмівні клапани, 17..20 – гідроциліндри, 21..28 – дроселі нерегульовані, 29 – фільтр, 30 – гідробак.

Працює гідросистема таким чином. При відключених гідроциліндрах гідроманіпулятора всі пропорційні розподільні золотники 2, 3, 4, 5 знаходяться в нейтральних позиціях. Насос 1 при цьому подає мінімальну витрату  $Q_n$  під незначним по величині тиском  $p_n$  для компенсації витоків в гідророзподільнику. При перемиканні пропорційного розподільного золотника 2 в одну з двох робочих позицій робоча рідина від насоса 1 буде поступати через розподільний золотник 2 до гідроциліндра стріли гідроманіпулятора, приводячи його до руху.

Злив робочої рідини від гідроциліндра стріли буде забезпечуватись через розподільний золотник 2 та гальмівний клапан 13. Логічний клапан 6 дає можливість перетікати рідині в гідролінію, яка в свою чергу подає сигнал керування для регулятора насоса 1 таким чином, що тиск  $p_n$  на виході насоса 1 буде пропорційним навантаженню на гідроциліндрі стріли гідроманіпулятора. Величина витрати  $Q_n$ , що поступатиме від насоса 1 до гідроциліндра стріли буде залежати від відкриття робочого вікна розподільного золотника 2, а швидкість руху  $v_l$  гідроциліндра стріли буде підтримуватись постійною, незалежною від величини навантаження  $N_l$ . Гальмівний клапан 13 забезпечує стабілізацію руху поршня гідроциліндра стріли гідроманіпулятора в разі виникнення попутного навантаження.

Для дослідження робочих процесів та забезпечення необхідних характеристик розроблена нелінійна математична модель гідросистеми стріли гідроманіпулятора [1].

Математична модель оброблялась за допомогою математичного пакета MATLAB, що дозволило вивчити робочі процеси в гідросистемі гідроманіпулятора.

Досліджено вплив параметрів на стійкість роботи гідросистеми, час регулювання, величину перерегулювання та вибрано 3 параметри оптимізації: площа дроселя регулятора

насоса  $f_0$ , коефіцієнт підсилення робочого вікна золотника регулятора насоса  $k_z$  та коефіцієнт відношення площ торців гальмівного клапана  $n_b$ .

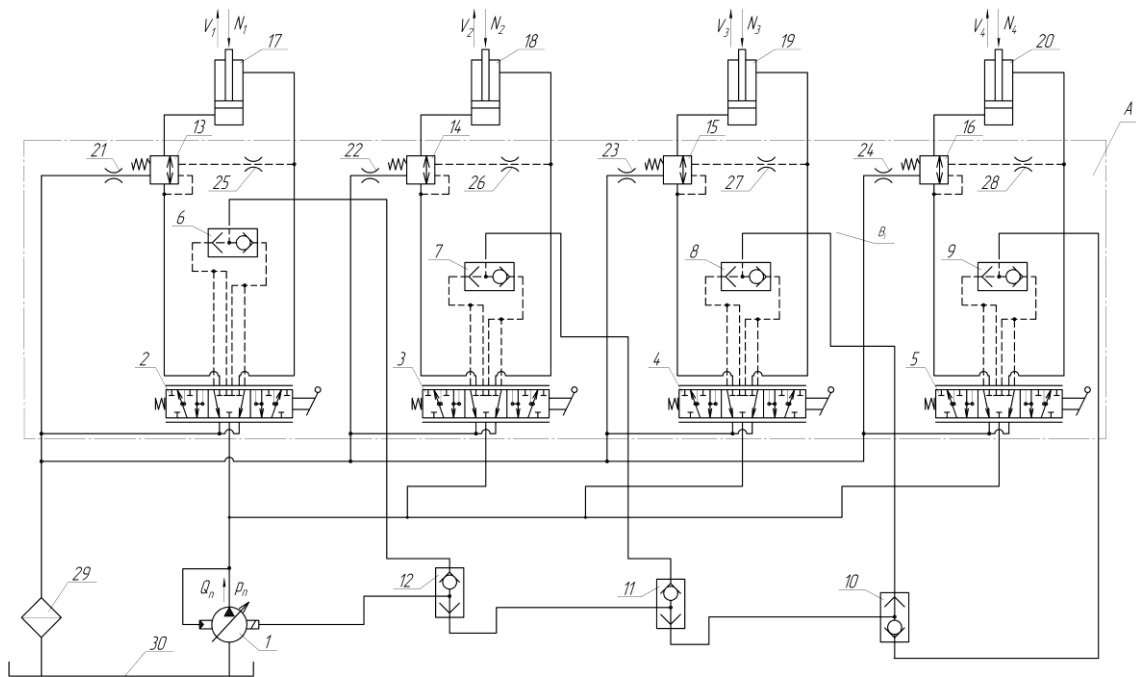


Рисунок 1 – Схема гідросистеми з об'ємно-дросельним керуванням

Критерій оптимізації визначався як

$$K = 0,3 \cdot \frac{\sigma}{\sigma_{\max}} + 0,4 \cdot \frac{t_p}{t_p^{\max}} + 0,3 \cdot \frac{N}{N_{\max}} \quad (1)$$

де  $\sigma$  – величина перерегулювання,  $t_p$  – час регулювання,  $N$  – втрати потужності в системі керування насосом.

Для проведення оптимізації методом ЛП-пошуку було виконано 27 експериментів для кожного із сполучення параметрів оптимізації. В кожному експерименті визначалися значення критерію оптимізації. Результати досліджень представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунків по оптимізації параметрів гідросистеми

$f_0 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$	$k_z \cdot 10^{-3}$	$n_b$	$t_p, \text{ с}$	$\sigma, \%$	$N \cdot 10^3 \text{ Вт}$	$K$
2	4	0,1	1,49	49,6	0,872	0,752
		0,2	1,48	53,2	0,867	0,765
		0,3	1,57	47,1	0,864	0,759
	5	0,1	1,23	43,8	0,872	0,660
		0,2	1,35	39,1	0,868	0,668
		0,3	1,43	43,5	0,865	0,707

На основі проведеного пошуку визначені оптимальні значення параметрів розробленої гідросистеми з об'ємно-дросельним керуванням: площа дроселя регулятора насоса  $f_0 = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , коефіцієнт підсилення робочого вікна золотника регулятора насоса  $k_z = 5 \cdot 10^{-3}$  та коефіцієнта відношення площ торців гальмівного клапана  $n_b = 0,1$ .

### Література

1. Козлов Л.Г. Визначення параметрів гальмівного клапана мехатронного привода гідроманіпулятора / Л.Г. Козлов, М.П. Коріненко, А.О. Антонюк // Вісник Хмельницького національного університету. – 2014. – №2. – С. 30-37.