

УДК 621.21

Ю. А. Буренніков, к. т. н., проф.;

Л. Г. Козлов, к. т. н., доц.;

С. В. Репінський, асп.

## ВИБІР ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІДРОПРИВОДОМ З НАСОСОМ ЗМІННОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ НА ОСНОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЙОГО СТІЙКОСТІ

Запропоновано розрахункову схему автоматичного регулятора насоса змінної продуктивності, що використовує спосіб комбінованого керування, який забезпечує стабілізацію витрати від насоса, а також роботу насоса з постійною потужністю. Розроблено математичну модель запропонованої системи. Визначено вплив конструктивних параметрів системи керування на динамічні характеристики і стійкість змінних, що описують стан системи керування. Встановлено сполучення конструктивних параметрів регулятора, яке забезпечує стійку роботу та необхідні показники якості перехідних процесів у всьому діапазоні функціонування гідроприводу як під час роботи регулятора витрати, так і під час роботи регулятора тиску.

Аксіально-поршневі насоси зі змінним робочим об'ємом все частіше стають найважливішими компонентами гідравлічних приводів. Разом з тим тенденції розвитку гідроприводів, викликані прагненням розробників гідрообладнання до підвищення ККД гідроприводу і реалізації можливостей гідроавтоматики для дистанційного керування, вимагають удосконалення можливостей регулювання аксіально-поршневими насосами за допомогою використання автоматичних регуляторів. Всі ці тенденції і вимоги ведуть до підвищення ефективності, збільшення питомої потужності і зростання універсальності гідравлічних приводів [1, 2].

В проектуванні і розробці автоматичних регуляторів для насосів змінного робочого об'єму на передній план висувається необхідність визначення впливу різних параметрів регулятора і регульованого насоса на показники якості перехідного процесу і стійкість системи. Головною метою розробників цього проекту є вибір параметрів системи керування насосом змінної продуктивності

на основі дослідження його показників якості перехідного процесу і стійкості.

Розроблена авторами розрахункова схема автоматичного регулятора насоса змінної продуктивності, що об'єднує спосіб комбінованого керування, при якому забезпечується стабілізація витрати від насоса, а також робота насоса з постійною потужністю показана на рис. 1 [3—5]. Такий регулятор повністю відповідає вимогам, поставленим до регуляторів насосів нового покоління.

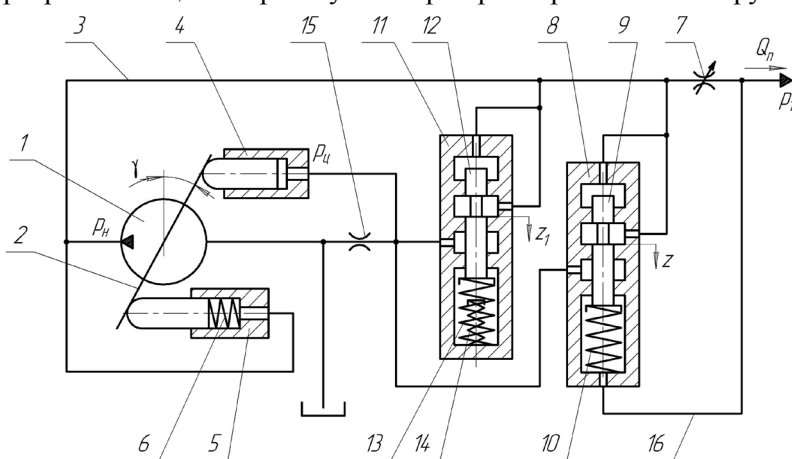


Рис. 1. Розрахункова схема системи керування насосом змінної продуктивності

Схема включає аксіально-поршневий насос змінного робочого об'єму 1, регульований дросель 7, регулятор витрати 8 з золотником 9 та пружиною 10, який підключений до гідролінії 3 та 16 і керує потоком, що надходить з гідролінії 3 в поршень керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії поршнів 4, 5 і пружини 6. На зливі з поршня керування 4 встановлений дросель 15. Регулятор тиску 11 з золотником 12 і пружинами 13 та 14 обмежує значення максимального тиску в напірній гідролінії і забезпечує роботу насоса в режимі постійної потужності.

У встановленому режимі система керування працює таким чином. Тиск  $p_H$  і  $p_I$ , а також зусилля пружини 10 впливаючи на золотник 9, визначають таке його положення, при якому тиск  $p_{II}$  в поршні 4 урівноважує на планшайбі 2 момент, що створений тиском  $p_H$  в поршні 5 разом з пружиною 6. Пружина 10 підбирається таким чином, щоб могла підтримувати постійний перепад тиску на дроселі 7. При значному рості величини тиску  $p_H$  спрацьовує регулятор тиску 11 з золотником 12, пружинами 13 та 14 і робоча рідина надходить до поршня керування 4, переводячи планшайбу 2 так, що насос працює в режимі постійної потужності.

Згідно з розрахунковою схемою математична модель системи керування насосом змінної продуктивності включає рівняння сил і моментів, які діють на регулюючі елементи системи і рівняння нерозривності потоків для відповідних ліній. Рівняння математичної моделі складені з такими припущеннями: довжина гідролінії мала, тому вважалось, що вплив гідравлічних втрат і хвильових процесів на динаміку приводу незначний; температура робочої рідини постійна; податливості порожнин і стисненість робочої рідини враховувались як усереднені величини для розглянутих діапазонів змін тиску; коефіцієнти витрати через дросельні і золотникові елементи постійні; режими роботи системи керування — безкавітаційні; гідродинамічні сили, що діють на золотники регулятора, і їх маси не враховувались. З урахуванням прийнятих припущень рівняння математичної моделі системи керування насосом мають вигляд

$$\frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n \operatorname{tg} \gamma = \mu f_{дп} \sqrt{\frac{2(p_H - p_I)}{\rho}} \operatorname{sign}(p_H - p_I) + \mu f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) + \mu f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) + \beta_1 W_H \frac{dp_H}{dt}; \quad (1)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H F_5 \ell - p_{II} F_4 \ell + M_C - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}; \quad (2)$$

$$b_p \frac{dz}{dt} = -p_I f_p - c_p (z_p + z) - p_H f_p - T_p \operatorname{sign} \frac{dz}{dt}; \quad (3)$$

$$b_{p1} \frac{dz_1}{dt} = p_H f_{p1} - c_{p1} (z_{p1} + z_1) - T_{p1} \operatorname{sign} \frac{dz_1}{dt}; \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \mu f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) + \mu f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) = \\ = \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{II}}{\rho}} + \beta_2 W_{II} \frac{dp_{II}}{dt}. \end{aligned} \quad (5)$$

де  $p_H$  — тиск на виході насоса;  $\gamma$  — кут повороту планшайби насоса;  $p_{II}$  — тиск в поршні керування положенням планшайби насоса;  $p_I$  — тиск навантаження на виконавчому гідродвигуні;  $F_4$  — площа поршня керування 4;  $F_5$  — площа поршня керування 5;  $I$  — момент інерції планшайби насоса;  $b_\gamma$  — коефіцієнт кінематичної в'язкості планшайби насоса;  $d_7$  — діаметр поршнів насоса;  $d_8$  — діаметр розміщення поршнів в роторі насоса;  $k$  — кількість поршнів насоса;  $n$  — частота обертання вала насоса;  $\ell$  — плече дії керувальних циліндрів на

планшайбу насоса;  $M_C$  — момент опору планшайби насоса, що обчислювався за нижче наведеною формулою в Н·м [4, 5];

$$M_C = 26,4 - 3,2 \left( \frac{P_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,9 \left( \frac{Q_{II} - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right) - 2,2 \left( \frac{P_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) \left( \frac{Q_{II} - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right);$$

$Q_{II}$  — витрата робочої рідини, що надходить до виконавчого гідродвигуна;  $z$  — величина переміщення золотника 9 регулятора витрати 8;  $z_1$  — величина переміщення золотника 12 регулятора

тиску 11;  $f_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$  — площа торців золотника 9 регулятора витрати 8;  $d_p$  — діаметр торців золо-

тника 9 регулятора витрати 8;  $f_{p1} = \frac{\pi d_{p1}^2}{4}$  — площа торців золотника 12 регулятора тиску 11;  $d_{p1}$

— діаметр торців золотника 12 регулятора тиску 11;  $c_p$  — жорсткість пружини 10 регулятора витрати 8;  $c_{p1}$  — сумарна жорсткість пружин 13 та 14 регулятора тиску 11;  $z_p, z_{p1}$  — початкові

величини стиснення пружин регулятора витрати 8 і тиску 11 відповідно;  $f(z), f_1(z_1)$  — площі відкриття робочих вікон регулятора витрати 8 і тиску 11 відповідно;  $b_p, b_{p1}$  — коефіцієнти кінематичної в'язкості золотників регулятора витрати і тиску відповідно;  $T_p, T_{p1}$  — сили сухого тертя золотників регулятора витрати і тиску відповідно;  $\rho$  — густина робочої рідини;  $\mu$  — коефіцієнт витрати через дроселюючі елементи;  $f_{др}$  — площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7;  $f_0$  — площа відкриття робочого вікна дроселя 15 в зливній гідролінії поршня керування

планшайбою насоса;  $W_H$  — об'єм робочої рідини в ділянці гідролінії нагнітання, що прилягає до насоса;  $W_{II}$  — об'єм робочої рідини в поршні керування планшайбою насоса і ділянці гідролінії, що прилягає до нього;  $\beta_1, \beta_2$  — сумарні коефіцієнти стиснення робочої рідини об'ємами  $W_H$  і  $W_{II}$  відповідно.

Величини відкриття робочих вікон золотників регулятора витрати і тиску відповідно апроксимувалися виразами

$$f(z) = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, \text{ якщо } 0 \leq z \leq z_{\min};$$

$$f(z) = k_z z, \text{ якщо } z_{\min} \leq z \leq z_{\max};$$

$$f_1(z_1) = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, \text{ якщо } 0 \leq z_1 \leq z_{1\min};$$

$$f_1(z_1) = k_{z1} z_1, \text{ якщо } z_{1\min} \leq z_1 \leq z_{1\max};$$

де  $z_{\min}, z_{1\min}$  — величини переміщення золотника, при якому відкривається дросельна щілина регулятора витрати і тиску відповідно;  $z_{\max}, z_{1\max}$  — величини переміщення золотника, при якому закривається дросельна щілина регулятора витрати і тиску відповідно;  $k_z, k_{z1}$  — коефіцієнти площі відкриття робочих вікон регулятора витрати 8 і тиску 11 відповідно.

Система рівнянь, що описує поведінку системи керування насосом змінної продуктивності, досліджувалась за допомогою програмного пакета MATLAB Simulink. Отриманий перехідний процес в системі дозволив визначити динамічні характеристики змінних, що описують стан системи керування. Тиск на виході насоса  $p_H$ , кут повороту планшайби насоса  $\gamma$ , тиск робочої рідини в поршні керування положенням планшайби насоса  $p_{II}$ , величина переміщення золотника регулятора подачі  $z$  і величина переміщення золотника регулятора тиску  $z_1$  розглядалися як змінні, що описують стан системи керування насосом змінної продуктивності.

В результаті аналізу і обробки даних отриманих за допомогою математичної моделі складено зведену таблицю, в якій визначено вплив основних конструктивних параметрів регулятора на показники якості перехідного процесу і стійкість змінних стану системи керування.

**Вплив основних параметрів регулятора на динамічні характеристики змінних стану системи**

Параметри регулятора	Значення (діапазон зміни)	Одиниця вимірювання	Вплив на динамічні характеристики				
			Стійкість	$t_p$	$k$	$\sigma$	
$d_p$	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	м	+	-	-	++	
$d_{p1}$	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	м	++	++	++	++	
$c_p$	$(0,8...4,0) \cdot 10^4$	Н/м	+	+	-	++	
$c_{p1}$	$(3,0...10,0) \cdot 10^4$	Н/м	+	++	++	++	
$k_z$	$(0,5...4,0) \cdot 10^{-3}$	м	+	++	++	+	
$k_{z1}$	$(0,25...4,0) \cdot 10^{-3}$	м	+	+	++	-	
$b_p$	5...1000	Н·с/м	+	++	+	+	
$b_{p1}$	5...1000	Н·с/м	+	-	-	-	
$f_0$	при роботі РВ	$(0,5...1,5) \cdot 10^{-6}$	м <sup>2</sup>	++	+	-	+
	при роботі РТ			++	++	+	+

Примітки. «++» — сильно впливає (70...100 %); «+» — помітно впливає (30...70 %); «-» — слабо впливає (5...30 %); «0» — не впливає (до 5 %).

Час регулювання в гідروприводі  $t_p$  визначається за моментом входження величини змінної в  $\pm 5\%$  коридор відносно усталеного значення відповідної змінної.

Перерегулювання в гідроприводі визначалося за формулою

$$\sigma = \frac{A_{\max}}{A} \cdot 100\%,$$

де  $A_{\max}$  — максимальне значення змінної, яка описує стан гідроприводу;  $A$  — усталене значення змінної.

На рис. 2 показані залежності показників якості перехідного процесу, а саме часу регулювання  $t_p$ , коливальності  $k$  і перерегулювання  $\sigma$ , однієї зі змінних стану системи керування, а саме тиску на виході насоса  $p_H$ , від основних параметрів регулятора.

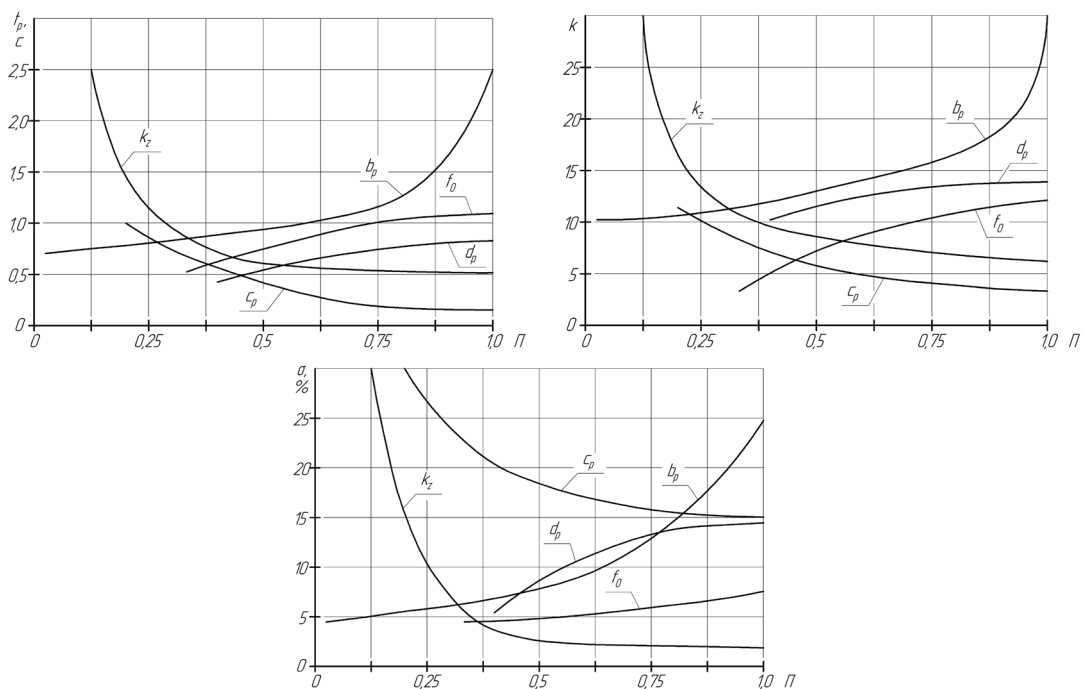


Рис. 2. Вплив основних параметрів регулятора на час регулювання, коливальність і перерегулювання

На рисунках по осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів  $\Pi = \Pi_{\text{д}}/\Pi_{\text{max}}$ , де  $\Pi_{\text{д}}$  — дійсне поточне значення параметрів,  $\Pi_{\text{max}}$  — максимальне значення параметрів. Максимальні значення параметрів мали величини рівні верхнім границям з діапазону зміни параметрів, що наведені в табл. Крім параметру  $b_p$ , максимальне значення якого було рівним  $b_p = 200 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ . Найбільше впливають на показники якості перехідного процесу такі параметри регулятора:  $k_Z$ ,  $b_p$  і  $c_p$ . Наведені результати можуть бути використані при проектуванні системи керування насосом змінної продуктивності з заданими динамічними характеристиками. Так, за підвищених вимог до швидкодії можна рекомендувати збільшення жорсткості пружини  $c_p$  і коефіцієнта площі відкриття робочого вікна  $k_Z$  регулятора витрати, зменшення коефіцієнта кінематичної в'язкості  $b_p$  і діаметра  $d_p$  золотника регулятора витрати а також зменшення площі відкриття  $f_0$  робочого вікна дроселя в зливній гідролінії поршня керування планшайбою насоса.

Стійкість роботи системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності визначається за видом перехідного процесу в гідроприводі при зміні тиску  $p_1$  на вході виконавчого гідродвигуна і площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя  $f_{\text{др}}$ , що визначають навантаження і швидкість руху виконавчого гідродвигуна. Стійким вважався перехідний процес, при якому невинно зменшувалася амплітуда коливань змінних, що описують стан системи керування гідроприводом з регульованим насосом.

На рис. 3 показаний вплив на стійкість в координатах  $p_1 - f_{\text{др}}$  таких конструктивних параметрів регулятора витрати як  $d_p$ ,  $b_p$ ,  $k_Z$  і  $f_0$ . При побудові областей стійкості штриховка була направлена в сторону стійкої області.

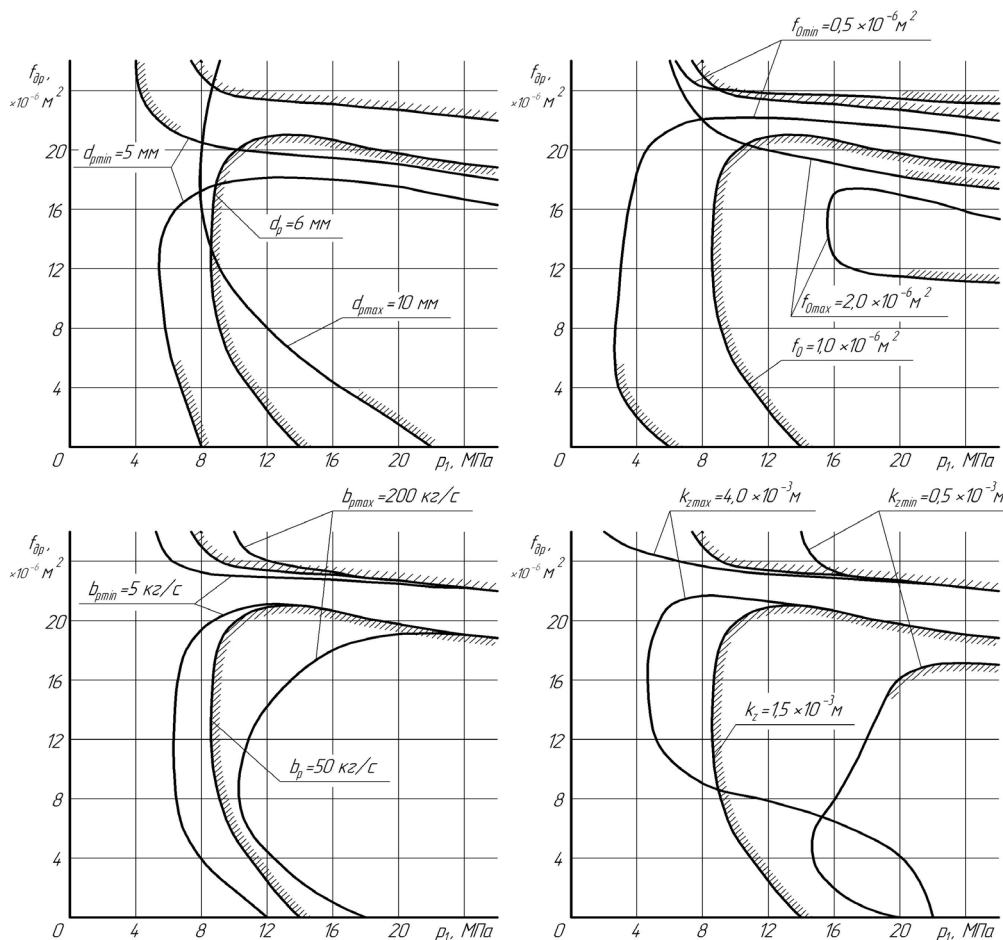


Рис. 3. Вплив параметрів системи керування насосом змінної продуктивності на розміщення межі стійкості системи керування (при роботі регулятора витрати)

Найпомітніший вплив на стійкість має величина  $f_0$ . При зменшенні величини площі відкриття робочого вікна дроселя  $f_0$  на зливі з поршня керування положенням планшайби насоса до  $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  зона стійкої роботи суттєво розширюється. Величина  $b_p$  також має значний вплив на стійкість. Зменшення величини  $b_p$  у діапазоні від 5 до 50 Н·с/м забезпечує розширення стійкої роботи гідроприводу. Розширення зони стійкої роботи можна досягти також за рахунок зменшення діаметра золотника регулятора витрати  $d_p$  у діапазоні від 5 до  $6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  і збільшення коефіцієнта площі відкриття робочого вікна регулятора витрати  $k_z$  до  $4,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Отримані залежності дали можливість визначити сукупність конструктивних параметрів регулятора витрати для стійкої роботи системи керування насосом змінної продуктивності в усьому діапазоні зміни величини подачі і тиску на виконавчому гідродвигуні. Зокрема, при сполученні параметрів регулятора витрати, що змінюються в межах  $d_p = 5 \dots 6 \text{ мм}$ ;  $f_0 = (0,5 \dots 1,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $b_p = 5 \dots 20 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$ ;  $k_z = (1,5 \dots 4,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , система керування насосом змінної продуктивності з автоматичним регулятором стійка в усьому діапазоні функціонування гідроприводу.

На рис. 4 показаний вплив на стійкість в координатах  $p_H - Q_n$  таких конструктивних параметрів регулятора тиску як  $d_{p1}$ ,  $b_{p1}$ ,  $k_{z1}$  і  $f_0$ .

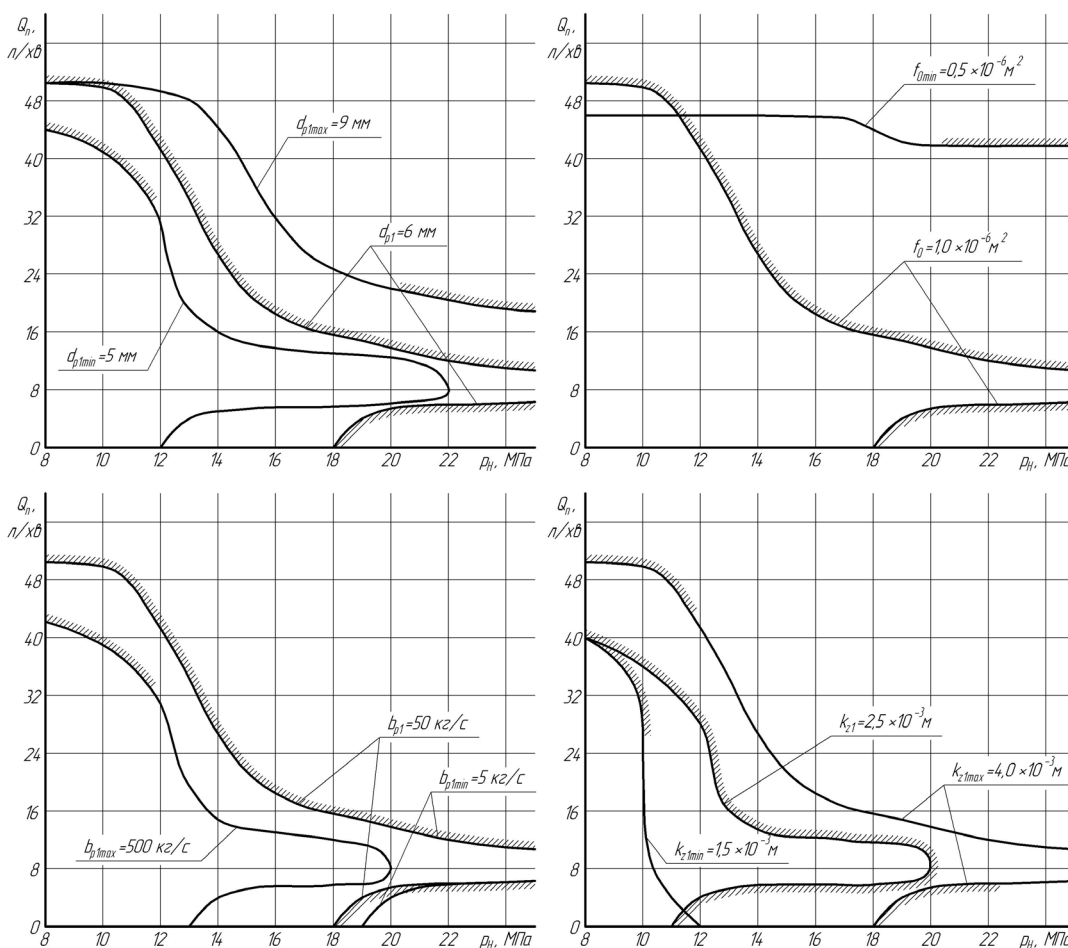


Рис. 4. Вплив параметрів системи керування насосом змінної продуктивності на розміщення меж стійкості системи керування (під час роботи регулятора тиску)

Найпомітніший вплив на стійкість системи керування гідроприводом при роботі регулятора тиску, як і при роботі регулятора витрати має величина  $f_0$ , але характер впливу  $f_0$  при роботі регуляторів витрати і тиску різний. При збільшенні величини площі відкриття робочого вікна дроселя  $f_0$  на зливі з поршня керування положенням планшайби насоса в діапазоні від  $1,0$  до  $1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  зона стійкості при роботі регулятора тиску суттєво розширюється на відміну від роботи регулято-

ра витрати, де зона стійкості збільшується при зменшенні величини  $f_0$  до  $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . У зв'язку з різним характером впливу величини  $f_0$  на стійкість при роботі регуляторів тиску і витрати, визначено що в діапазоні зміни величини  $f_0$  від 0,8 до  $1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  забезпечується достатньо широкий діапазон стійкої роботи гідроприводу як при роботі регулятора витрати, так і при роботі регулятора тиску.

Коефіцієнт кінематичної в'язкості золотника регулятора тиску  $b_{p1}$  також має значний вплив на стійкість. Для забезпечення стійкої роботи системи керування гідроприводом необхідно, щоб величина  $b_{p1} > 50 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ . Розширення зони стійкої роботи можна досягти також за рахунок зменшення діаметра золотника регулятора тиску  $d_{p1}$  у діапазоні від 5 до  $6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  і зменшення коефіцієнта площі відкриття робочого вікна регулятора тиску  $k_{z1}$  до  $1,5 \cdot 10^{-3}$  м.

Отримані залежності дали можливість визначити сполучення конструктивних параметрів регулятора тиску для стійкої роботи системи керування насосом змінної продуктивності у всьому діапазоні зміни величини подачі до виконавчого гідродвигуна і тиску на виході насоса. Зокрема, при сполученні параметрів регулятора тиску, що змінюються в межах  $d_{p1} = 5 \dots 6 \text{ мм}$ ;  $f_0 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $b_{p1} = 50 \dots 500 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ ;  $k_{z1} = (0,5 \dots 2,5) \cdot 10^{-3}$  м, система керування насосом змінної продуктивності з автоматичним регулятором стійка у всьому діапазоні функціонування гідроприводу.

### Висновки

Розроблено математичну модель системи керування насосом змінної продуктивності з автоматичним регулятором, який забезпечує стабілізацію витрати насоса та роботу насоса з постійною потужністю. На основі дослідження і аналізу показників якості перехідного процесу і стійкості запропонованої системи керування насосом змінної продуктивності визначено сполучення конструктивних параметрів регулятора, а саме  $d_p = 5 \dots 6 \text{ мм}$ ;  $d_{p1} = 5 \dots 6 \text{ мм}$ ;  $f_0 = 0,8 \dots 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $b_p = 20 \dots 50 \text{ кг}/\text{с}$ ;  $b_{p1} = 50 \dots 500 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ ;  $k_z = 1,5 \dots 4,0 \cdot 10^{-3}$  м;  $k_{z1} = (0,5 \dots 2,5) \cdot 10^{-3}$ , яке забезпечує задані динамічні характеристики і стійку роботу системи керування насосом змінної продуктивності в усьому діапазоні функціонування як при роботі регулятора витрати, так і при роботі регулятора тиску.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Свешников В. К. Аксиально-поршневые насосы в современных гидроприводах // Гидравлика и пневматика: Информационно-технический журнал. — 2005. — № 18. — С. 8—12.
2. Франц Вайнгартен. Аксиально-поршневые насосы // Гидравлика и пневматика: Информационно-технический журнал. — 2004. — № 15. — С. 10—14.
3. Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2004. — № 5. — С. 88—92.
4. Ju. Burennikov, L. Kozlov, S. Repinskiy, G. Kozlova Modelling of the variable-displacement pump control system using MATLAB Simulink software package // Tehnomus XIII: Tehnologii și produse noi în construcția de mașini: a XIII-a Conferință Științifică cu participare internațională – Universitatea «Ștefan cel Mare» Suceava. Facultatea de Inginerie Mecanică – Suceava: Editura Universității din Suceava, 2005. — P. 516—520.
5. Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В. Моделирование системы керування насосом змінної продуктивності за допомогою програмного пакета MATLAB Simulink // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. — 2006. — № 1(5). — С. 89—93.

**Буренніков Юрій Анатолійович** — професор, **Козлов Леонід Геннадійович** — доцент, **Репінський Сергій Володимирович** — аспірант.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет