

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ ГІДРОПРИВОДУ З НАСОСОМ ЗМІННОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ

Ю.А Буренніков, Л.Г. Козлов, С.В. Репінський

На сучасному етапі розвитку гідروприводів мобільних технологічних машин ведуться роботи зі створення автоматичних регуляторів насосів, які б базувалися на нових сучасних технічних рішеннях, задовольняли всі поставлені до них вимоги і відповідали світовому рівню [1, 2, 3, 4]. Наявність декількох споживачів різного призначення, що живляться від одного насоса, пред'являє підвищені вимоги до динамічних характеристик насоса змінного робочого об'єму. Задані динамічні характеристики насоса, що працює в автоматичному режимі, можуть бути забезпечені за рахунок раціонального вибору конструктивних параметрів системи керування. Задачею даної роботи є визначення впливу на показники перехідних процесів конструктивних параметрів системи і визначення границь стійкості системи керування насосом змінної продуктивності з автоматичним регулятором за допомогою математичного моделювання в програмному середовищі MATLAB Simulink.

На рис. 1 представлено розрахункову схему нового автоматичного регулятора насоса змінної продуктивності, що об'єднує спосіб комбінованого керування, при якому забезпечується стабілізація потоку від насоса, а також робота насоса з постійною потужністю. Такий регулятор повністю відповідає вимогам, поставленим до регуляторів насосів [1, 2, 3].

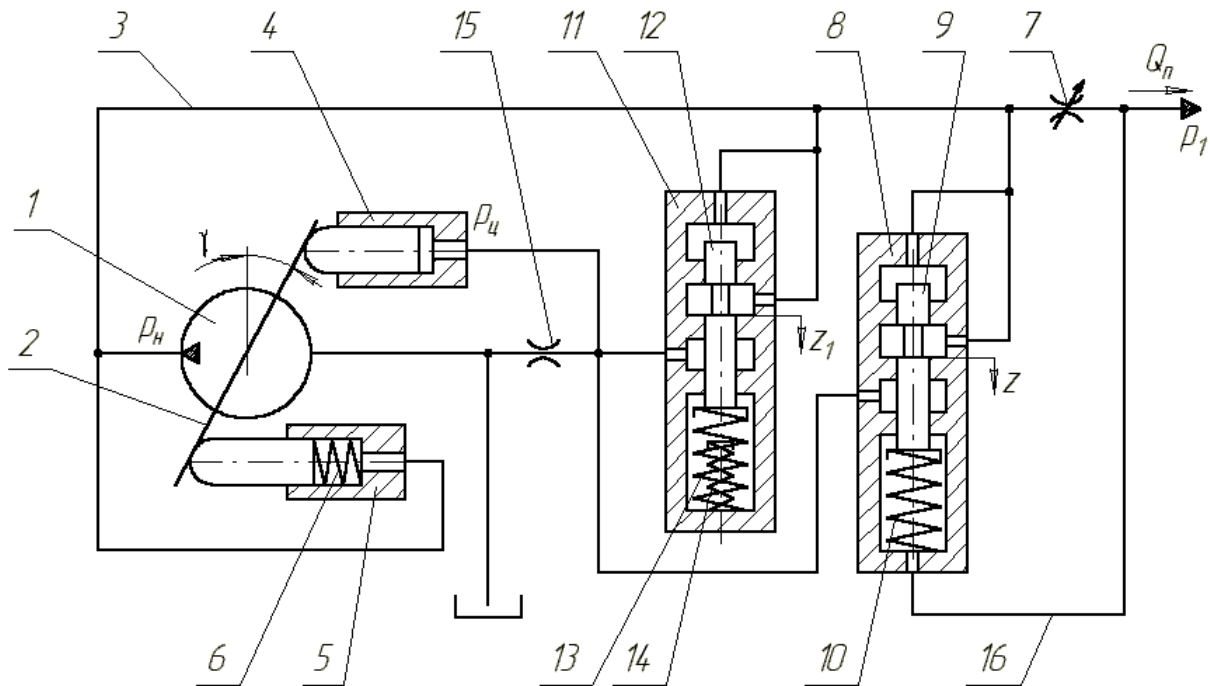


Рис. 1 – Розрахункова схема системи керування насосом змінної продуктивності

Схема включає насос змінного робочого об'єму 1, регульований дросель 7, регулятор подачі 8 з золотником 9 та пружиною 10, який підключений до гідролінії 3 та 16 і керує потоком, що поступає 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.

В встановленому режимі система керування працює наступним чином. Тиск p_H і p_1 , а також зусилля пружини 10 впливаючи на золотник 9, визначають таке його положення, при якому тиск $p_Ц$ 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 таким чином, 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:

$$\frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg} \gamma = \mu \cdot f_{op} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_1) +$$

$$+ \mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{II}) + \quad (1)$$

$$+ \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{II}) + \beta_1 \cdot W_H \frac{dp_H}{dt}$$

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

$$b_P \frac{dz}{dt} = -p_1 \cdot f_P - c_P(z_P + z) - p_H \cdot f_P - T_P \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt} \quad (3)$$

$$b_{P1} \frac{dz_1}{dt} = p_H \cdot f_{P1} - c_{P1}(z_{P1} + z_1) - T_{P1} \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt} \quad (4)$$

$$\mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{II}) +$$

$$+ \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{II}) = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_{II}}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_{II} \frac{dp_{II}}{dt} \quad (5)$$

де p_H – тиск на виході насоса; γ – кут повороту планшайби насоса; p_{II} – тиск робочої рідини в поршні керування 4; F_4 – площа поршня керування 4; F_5 – площа поршня керування 5; I – момент інерції планшайби насоса; b_γ – 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; ℓ – плече дії керуючих циліндрів на планшайбу насоса; M_C – момент опору планшайби насоса;

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

z – величина переміщення золотника 9 регулятора подачі 8; z_1 – величина переміщення золотника 12 регулятора тиску 11; $f_P = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$ – площа торців золотника 9 регулятора подачі 8; d_p – діаметр торців

золотника 9 регулятора подачі 8; $f_{P1} = \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4}$ – площа торців золотника 12 регулятора тиску 11; d_{p1} –

діаметр торців золотника 12 регулятора тиску 11; c_P – жорсткість пружини 10 регулятора подачі 8; c_{P1} – сумарна жорсткість пружин 13 та 14 регулятора тиску 11; z_P, z_{P1} – початкові величини стиснення пружин регулятора подачі 8 і тиску 11 відповідно; $f(z), f_1(z_1)$ – площі відкриття робочих вікон регулятора подачі 8 і тиску 11 відповідно;

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

$$f(z) = k_Z \cdot z \text{ при } z_{\min} \leq z \leq z_{\max};$$

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

$$f_1(z_1) = k_{Z1} \cdot z_1 \text{ при } z_{1\min} \leq z_1 \leq z_{1\max};$$

$z_{\min}, z_{1\min}$ – величина переміщення золотника, при якому відкривається дросельна щілина регулятора подачі і тиску відповідно; $z_{\max}, z_{1\max}$ – величина переміщення золотника, при якому закривається дросельна щілина регулятора подачі і тиску відповідно; k_Z, k_{Z1} – коефіцієнти площі відкриття робочих вікон регулятора подачі і тиску відповідно; b_P, b_{P1} – коефіцієнти кінематичної в'язкості золотників регулятора подачі і тиску відповідно; T_P, T_{P1} – сили сухого тертя золотників регулятора подачі і тиску відповідно; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати через дроселюючі елементи; f_{dp} – площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7; f_0 – площа відкриття робочого вікна дроселя 15 в зливній гідролінії; $W_{Ц}, W_H$ – об'єми робочої рідини в відповідних ділянках гідролінії; β_1, β_2 – сумарні коефіцієнти стискання робочої рідини та відповідних ділянок гідролінії.

Система рівнянь, що описує поведінку системи керування насосом змінної продуктивності, вирішується за допомогою програми Simulink. Програма Simulink є додатком до пакету MATLAB і повністю інтегрована з ним, забезпечуючи швидкий доступ до широкого спектру інструментів аналізу і проектування [5].

При моделюванні з використанням Simulink реалізується принцип візуального програмування, у відповідності з яким, користувач на екрані з бібліотеки стандартних блоків створює модель пристрою і здійснює розрахунки. Об'єкт моделювання описується у вигляді структури, яка включає різноманітні блоки (елементи, модулі) та зв'язки між ними. Структура чи блок-схема об'єкта утворює математичну модель в графоаналітичному вигляді. Структура об'єкта моделювання доповнюється блоками, що визначають входи і виходи моделі. При цьому входи задаються набором конкретних функцій, а виходи невідомі і розраховуються в процесі математичного моделювання. При моделюванні користувач може вибирати метод рішення диференціальних рівнянь, а також спосіб зміни модельного часу (із фіксованим або перемінним кроком). В ході моделювання є можливість слідкувати за процесами, що проходять в системі. Для цього використовуються спеціальні пристрої спостереження, що входять до складу бібліотеки Simulink.

Основна блок-схема рішення представлена на рис. 2. Схема містить п'ять підсистем, які розв'язують відповідні рівняння математичної моделі. Підсистема це фрагмент Simulink-моделі, який оформлений у вигляді окремого блоку. Зв'язок підсистем з моделлю виконується з допомогою вхідних і вихідних портів. Використання підсистем при складанні моделі зменшує кількість одночасно відображених блоків на екрані, що полегшує сприйняття моделі і дозволяє створювати та редагувати фрагменти моделі окремо, що підвищує технологічність створення моделі.

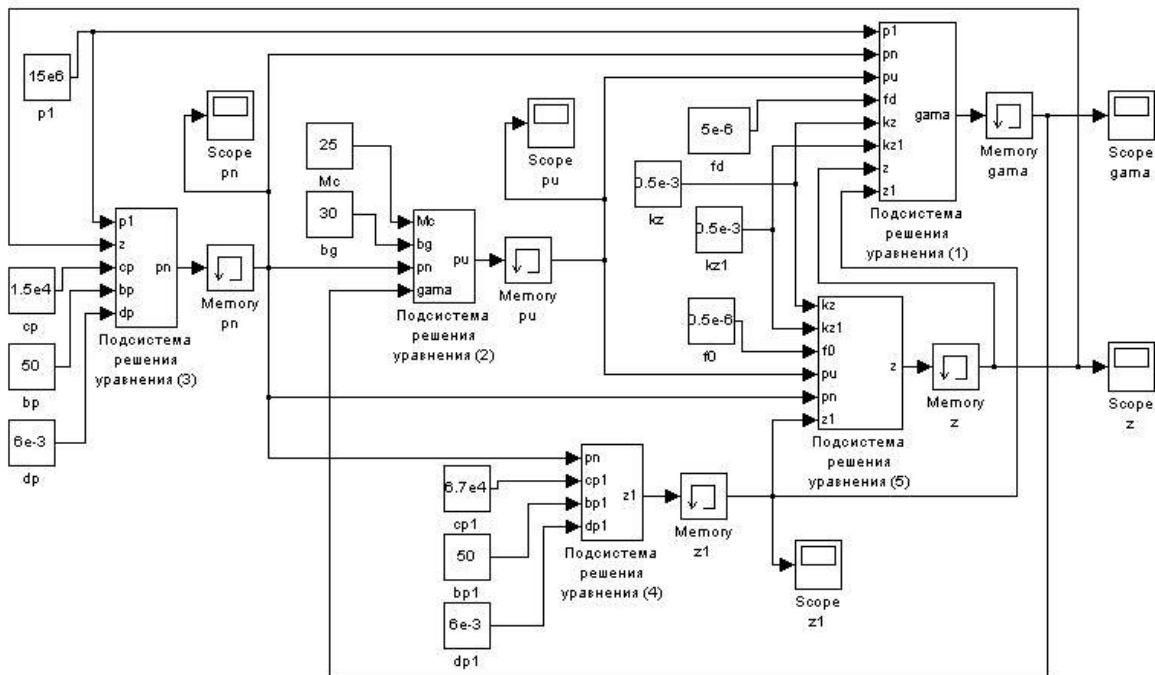


Рис. 2 – Блок-схема рішення системи рівнянь в середовищі MATLAB Simulink

На рис. 3 показана блок-схема підсистеми розв'язання рівняння (1).

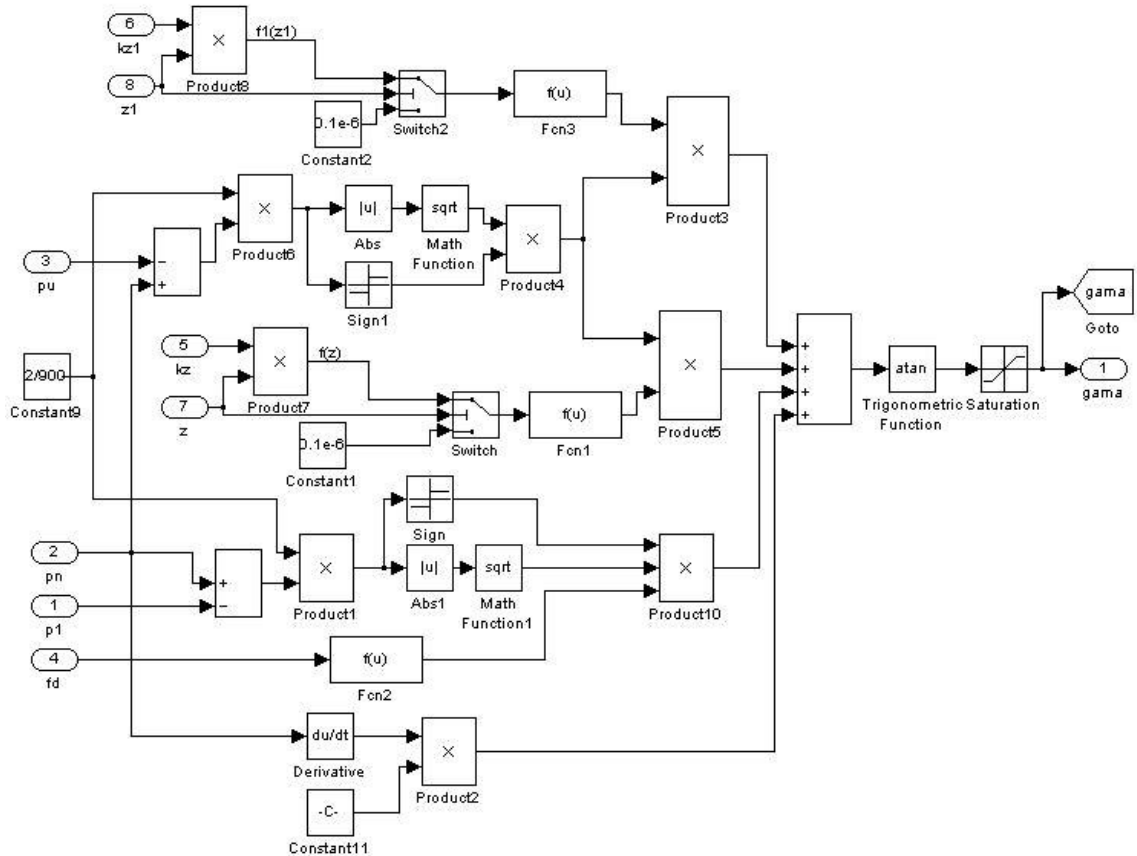


Рис. 3 – Блок-схема підсистеми розв'язання рівняння (1) в середовищі MATLAB Simulink

В результаті роботи математичної моделі визначено змінні, які визначають стан системи керування насосом змінної продуктивності з автоматичним регулятором. Зокрема на рис. 4 представлено змінні тиску на виході насоса p_H і тиску в циліндрі керування $p_{Ц}$ від часу при параметрах системи, коли система стійка і при параметрах системи, коли система не стійка.

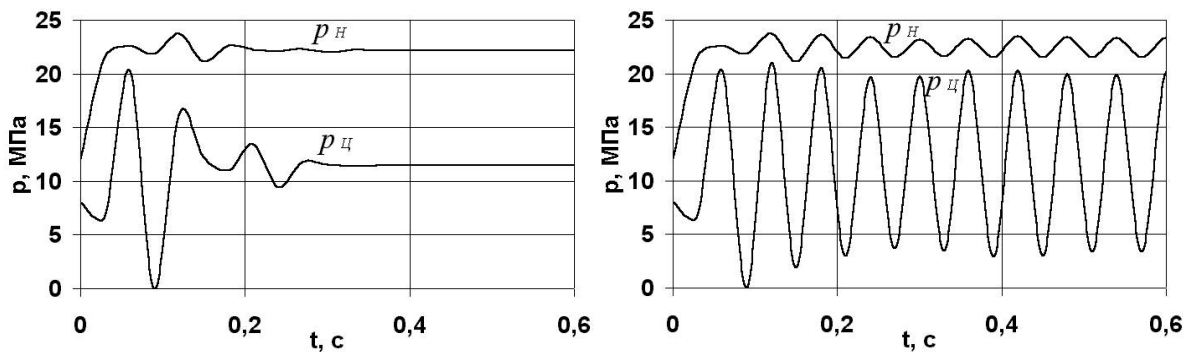


Рис. 4 – Залежність змінних стану системи керування від часу

При математичному моделюванні динаміки системи керування насосом змінної продуктивності визначено області стійкості системи і вплив конструктивних параметрів системи на розміщення границь стійкості системи (рис. 5).

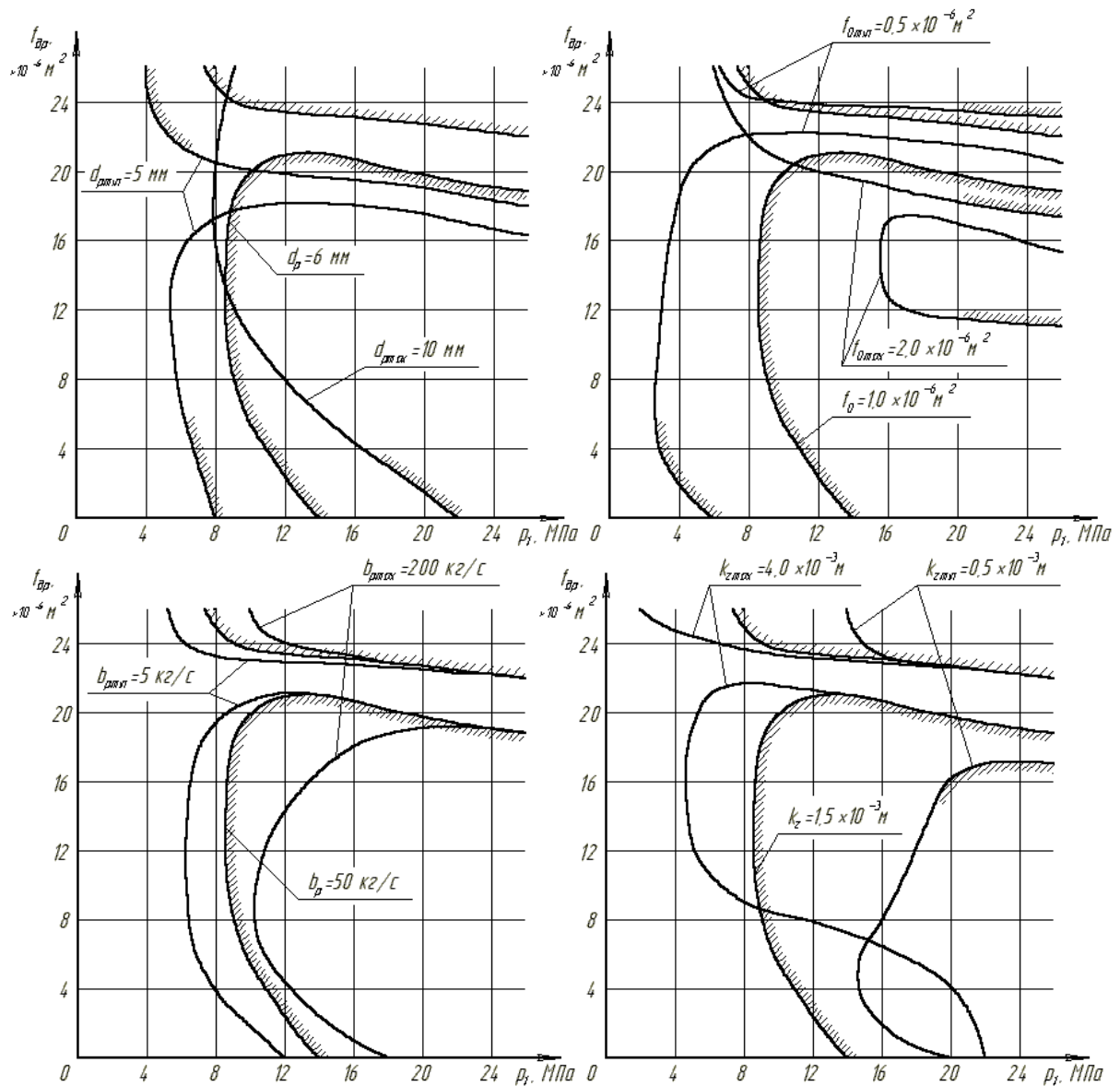


Рис. 5 – Вплив параметрів системи керування насосом змінної продуктивності на розміщення границь стійкості системи

В результаті обробки даних отриманих за допомогою математичної моделі встановлено вплив конструктивних параметрів системи керування насосом змінної продуктивності на динамічні характеристики змінних стану системи керування, а саме на час регулювання, коливальність та перегулювання. В зведеній табл. 1 зокрема показано вплив параметрів системи керування на динамічні характеристики тиску на виході насоса.

Отримані залежності дали можливість визначити сполучення конструктивних параметрів системи для стійкої роботи системи у всьому діапазоні зміни величини подачі і тиску на виконавчому органі. Зокрема, при параметрах системи, що змінюються в межах $d_p = 5 \dots 6 \text{ мм}$; $f_0 = 0,5 \dots 0,8 \times 10^{-6} \text{ м}^2$; $b_p = 5 \dots 20 \text{ кг/с}$; $k_z = 1,5 \dots 4,0 \times 10^{-3} \text{ м}$ система керування насосом змінної продуктивності з автоматичним регулятором працює у всьому діапазоні зміни величини подачі і тиску на виконавчому органі.

Таблиця 1

Вплив параметрів системи керування на динамічні характеристики змінної стану системи,
а саме тиску на виході насоса p_H

Параметри системи	При роботі регулятора подачі			При роботі регулятора тиску		
	t_p	k	σ	t_p	k	σ
c_p	+	-	++	++	++	++
d_p	-	-	+	++	++	++
k_z	++	++	+	+	++	-
b_p	++	+	+	-	-	-
b_γ	+	-	++	++	++	++
f_0	+	-	-	++	+	+

„++” – сильно впливає (70-100% від максимальної величини);

„+” – слабо впливає (30-70%);

„-” – не впливає (до 30%).

Висновки

В роботі представлено дослідження стійкості нової схеми автоматичного регулятора насоса змінної продуктивності з комбінованим керуванням, в якій забезпечуються стабілізація подачі насоса та робота насоса з постійною потужністю і визначено сполучення конструктивних параметрів системи, а саме $d_p = 5 \dots 6$ мм; $f_0 = 0,5 \dots 0,8 \times 10^{-6}$ м²; $b_p = 5 \dots 20$ кг/с; $k_z = 1,5 \dots 4,0 \times 10^{-3}$ м, яке забезпечує стійку роботу системи в усьому діапазоні функціонування.

Список літератури

1. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики // Вісник ВПІ. – 2004. – №5. – С. 88-92.
2. 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.
3. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Моделювання системи керування насосом змінної продуктивності за допомогою програмного пакета MATLAB Simulink // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. – 2006. – №1(5). – С. 89-93.
4. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Дис... канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000.
5. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений. – Диалог-МИФИ – 2003.

Буренніков Юрій Анатолійович – к.т.н., професор, директор інституту машинобудування та транспорту (ІнМТ);

Козлов Леонід Геннадійович – к.т.н., доцент, декан факультету технології, автоматизації та комп'ютеризації машинобудування (ФТАКМ);

Репінський Сергій Володимирович – аспірант кафедри технології та автоматизації машинобудування (ТАМ);

Вінницький національний технічний університет (ВНТУ).