

УДК 621.22

**Ю. Буренніков, канд. техн. наук; Л. Козлов, канд.техн. наук;
С. Репінський**

Вінницький національний технічний університет

АВТОМАТИЧНА СИСТЕМА КЕРУВАННЯ РЕГУЛЬОВАНИМ НАСОСОМ

У роботі наведено розрахункову схему і математичну модель автоматичної системи керування регульованим насосом, що об'єднує спосіб комбінованого керування, при якому забезпечується стабілізація потоку від насоса, а також робота насоса в режимі постійної потужності. Функція обмеження потужності відбувається через профільне вікно золотника регулятора потужності, що вносить свої особливості у динамічні процеси системи керування. Дослідження динамічних процесів у системі керування регульованим насосом дозволило встановити сполучення конструктивних параметрів регулятора потужності, яке забезпечує стійку роботу і високу швидкодію системи керування в усьому діапазоні функціонування.

Ключові слова: *гідропривод, насос регульований, регулятор насоса, регулятор подачі, регулятор потужності, статична характеристика, перехідний процес, динамічні характеристики, час регулювання, коливальність.*

Yu. Burennikov, L. Kozlov, S. Repinskyi

AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF THE VARIABLE-DISPLACEMENT PUMP

In this work design diagram and mathematical model of the variable-displacement pump automatic control system are presented. In this system such method of the variable-displacement pump control is implemented that combines both pump output flow stabilization and constant-power mode of pump operation. Power limiting function is provided by a shaped opening of the power regulator spool that causes certain peculiarities of the control system dynamic processes. Investigation of the dynamic processes in the variable-displacement pump control system has made it possible to find the combination of the power regulator design parameters that provides stable operation and high response speed of the control system throughout the whole operation range.

Key words: *hydraulic drive, variable-displacement pump, pump regulator, output regulator, power regulator, static characteristic, transient process, dynamic characteristics, regulation time, oscillations.*

Аксіально-поршневі регульовані гідромашини широко розповсюджені в об'ємних гідроприводах різних машин і механізмів для стаціонарного і мобільного користування і посідають провідне місце у світі за технічним рівнем і номенклатурою насосів. Однак сучасний етап розвитку гідропривода характеризується пошуком шляхів реалізації режимів енергозбереження і розширення функціональних можливостей гідропривода, разом із досягненням потрібних від гідропривода параметрів, на основі використання удосконалених механізмів керування робочого об'єму насосів [1, 2].

Автоматична система керування подачі насоса зі своїми динамічними особливостями суттєво ускладнює динамічні процеси в гідроприводі і може впливати на його роботу загалом, тому велике значення має дослідження робочих процесів та вибір параметрів автоматичних регуляторів, що використовують у гідроприводах з LS-регулюванням, на стадії проектування.

Розрахункова схема системи керування регульованим насосом зображена на рис. 1. Система керування містить насос змінного робочого об'єму з автоматичним регулятором, що об'єднує спосіб комбінованого керування, при якому забезпечується стабілізація потоку від насоса, а також робота насоса в режимі постійної потужності [2-4].

Схема містить аксіально-поршневий регульований насос 1, пропорційний розподільник 7 з пристроєм відстеження тиску навантаження споживачів (LS сигналу), регулятор подачі 8 із золотником 9 та пружиною 10, який під'єднаний до гідролінії 3 та 15 і керує потоком, що надходить з гідролінії 3 у циліндр керування 4. Планшайба 2 насоса перебуває під впливом дії циліндрів 4, 5 і пружини 6. На зливі з циліндра керування 4 встановлений дросель 14. Регулятор потужності 11 із золотником 12 і пружиною 13 змінює робочий об'єм насоса за робочим тиском таким чином, що при постійній частоті обертання забезпечується постійність добутку тиску і подачі насоса, тим самим стабілізується приводна потужність.

При відімкнених споживачах лінія керування 15 регулятором з'єднується зі зливом, тиску в ній практично немає. Потік, створений насосом, перемістить золотник 9 вправо, стискаючи пружину 10, і потрапить у циліндр керування 4. Створений у циліндрі тиск $p_{Ц}$ перемістить планшайбу таким чином, що потік насоса буде мінімальним і компенсуватиме тільки витоки в системі керування і гідроприводі. Тиск p_H на виході насоса забезпечиться у межах 1...2 МПа.

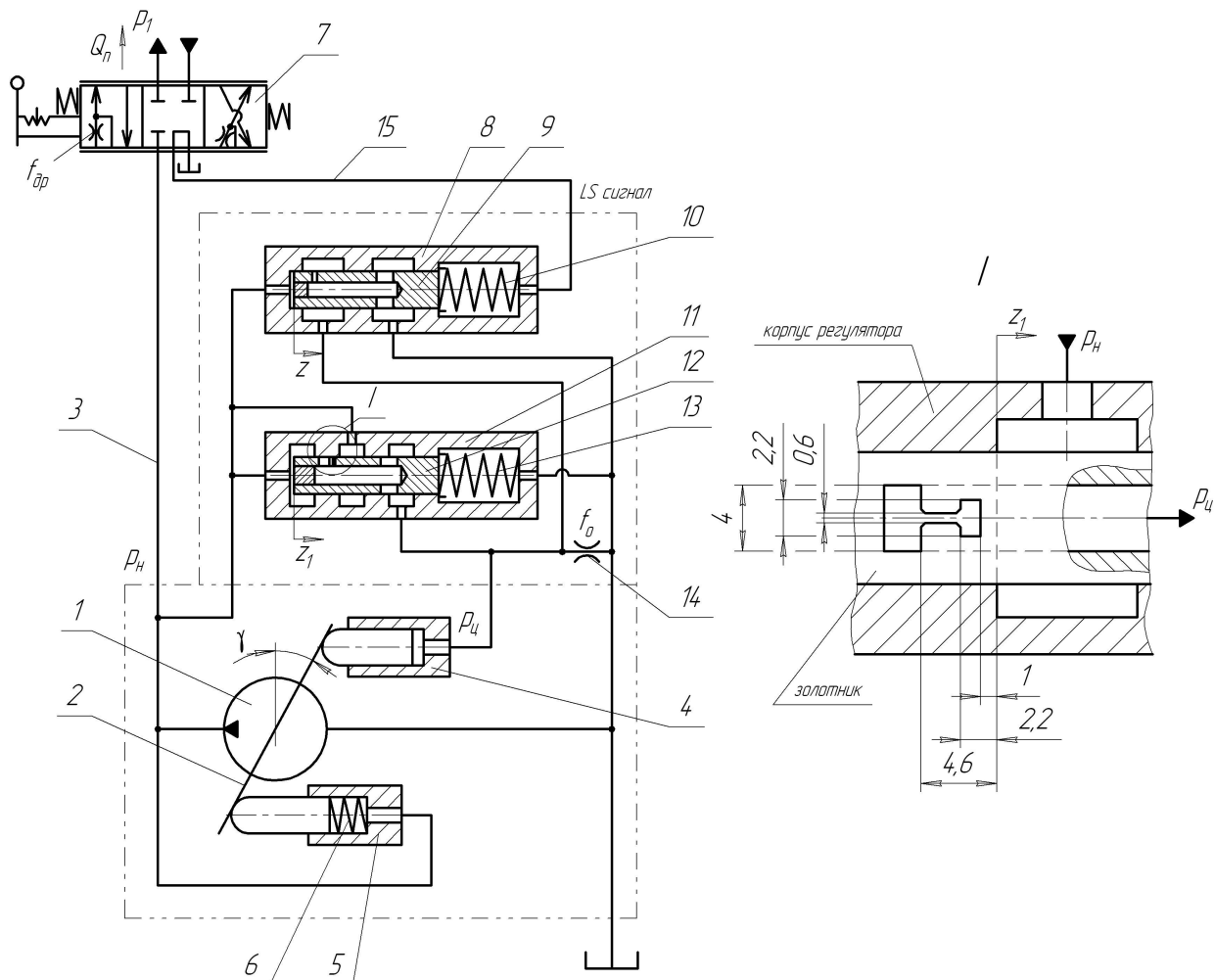


Рисунок 1 – Розрахункова схема системи керування регульованим насосом

У встановленому робочому режимі система керування працює таким чином. Тиск p_H і p_1 , а також зусилля пружини 10, впливаючи на золотник 9, визначають таке його положення, при якому тиск $p_{Ц}$ у циліндрі 4 урівноважує на планшайбі 2 момент, що створений тиском p_H у циліндрі 5 разом з пружиною 6. Пружина 10 підбирається так, щоб могла підтримувати постійний перепад тиску $\Delta p_{LS} = p_H - p_1$ на дросельній щілині розподільника 7. Будь-яка зміна Δp_{LS} викликає відповідну зміну кута нахилу γ , спрямовану у бік зменшення помилки. Так, наприклад, при збільшенні Δp_{LS} золотник 9

регулятора подачі 8 зміщується вправо, збільшується потік до циліндра 4 і кут γ зменшується доти, доки Δp_{LS} не досягне заданого значення. Змінюючи пропорційним розподільником 7 площу відкриття дросельної щілини f_{op} , можна змінювати подачу насоса.

При значному зростанні величини тиску p_H спрацьовує регулятор потужності 11 із золотником 12, пружиною 13 – і робоча рідина надходить до циліндра керування 4, переводячи планшайбу 2 так, що насос працює у режимі постійної потужності.

Згідно з розрахунковою схемою математична модель системи керування регульованим насосом містить 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 гідроліній мала, тому вважалось, що вплив гідравлічних витрат і хвильових процесів на динаміку приводу незначний; температура робочої рідини постійна; податливості порожнин і стисненість робочої рідини враховували як усереднені величини для розглянутих діапазонів змін тиску; коефіцієнти витрати через дросельні й золотникові елементи постійні; режими роботи системи керування – безкавітаційні; гідродинамічних сил, що діють на золотники регулятора і їхні маси, не враховували. Беручи до уваги прийняті припущення, рівняння математичної моделі системи керування насосом мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma &= \mu \cdot f_{op} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_1) + \\ &+ \mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) + \\ &+ \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) + \beta_1 \cdot W_H \frac{dp_H}{dt}, \end{aligned} \quad (1)$$

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

$$b_p \frac{dz}{dt} = p_H \cdot f_p - p_1 \cdot f_p - c_p(z_p + z) - T_p \cdot \operatorname{sign} \frac{dz}{dt}, \quad (3)$$

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

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

де p_H – тиск на виході насоса; γ – кут повороту планшайби насоса; p_{II} – тиск у циліндрі керування положенням планшайби насоса; p_1 – тиск навантаження на виконавчому гідродвигуні; 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 у роторі насоса; k – кількість поршнів насоса; n – частота обертання вала насоса; λ – плече дії керуючих циліндрів на планшайбу насоса; M_C – момент опору планшайби насоса, що обчислювався за нижченаведеною формулою у Н·м [3, 4];

$$M_c = 26,41 - 3,17 \left(\frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,86 \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right) - 2,2 \left(\frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) \times \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right)$$

Q_n – подача робочої рідини, що надходить до виконавчого гідродвигуна; z – величина переміщення золотника 9 регулятора подачі 8; z_1 – величина переміщення золотника 12 регулятора

потужності 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 потужності 11; d_{p1} – діаметр торців золотника 12 регулятора потужності 11; c_p – жорсткість пружини 10 регулятора подачі 8; c_{p1} – жорсткість пружини 13 регулятора потужності 11; z_p, z_{p1} – початкові величини стиснення пружин регулятора подачі 8 і потужності 11 відповідно; $f(z), f_1(z_1)$ – площі відкриття робочих вікон регулятора подачі 8 і потужності 11 відповідно; b_p, b_{p1} – коефіцієнти кінематичної в'язкості золотників регулятора подачі й потужності відповідно; T_p, T_{p1} – сили сухого тертя золотників регулятора подачі й потужності відповідно; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати через дросельні елементи; f_{dp} – площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7; f_0 – площа відкриття робочого вікна дроселя 14 у зливній гідролінії циліндра керування планшайбою насоса; W_H – об'єм робочої рідини в ділянці гідролінії нагнітання, що прилягає до насоса; W_{Π} – об'єм робочої рідини в циліндрі керування планшайбою насоса і ділянці гідролінії, що прилягає до нього; β_1, β_2 – сумарні коефіцієнти стиснення робочої рідини об'ємами W_H і W_{Π} відповідно.

Величини відкриття робочих вікон золотників регуляторів подачі й потужності відповідно апроксимуються виразами

$$f(z) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z \leq 1 \text{ мм} \\ k_z \cdot z \text{ при } 1 < z \leq 10 \text{ мм} \end{cases};$$

$$f_1(z_1) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z_1 \leq 1 \text{ мм} \\ k_{z1}^1 (z_1 - 1) \text{ при } 1 < z_1 \leq 2,2 \text{ мм} \\ 1,2 \cdot k_{z1}^1 + k_{z1}^2 (z_1 - 2,2) \text{ при } 2,2 < z_1 \leq 4,6 \text{ мм} \\ 1,2 \cdot k_{z1}^1 + 2,4 \cdot k_{z1}^2 + k_{z1}^3 (z_1 - 4,6) \text{ при } z_1 > 4,6 \text{ мм} \end{cases};$$

де k_z – коефіцієнт площі відкриття робочого вікна регулятора подачі; $k_{z1}^1, k_{z1}^2, k_{z1}^3$ – коефіцієнти площі відкриття робочого вікна регулятора потужності.

Систему рівнянь, що описує поведінку системи керування регульованим насосом, досліджено за допомогою програмного пакета MATLAB Simulink. При роботі математичної моделі отриманий перехідний процес у системі, який дозволив визначити динамічні характеристики змінних, що описують стан системи керування. Тиск на виході насоса p_H , кут повороту планшайби насоса γ , тиск робочої рідини в циліндрі керування положенням планшайби насоса p_{Π} , величина переміщення золотника регулятора подачі z і величина переміщення золотника регулятора потужності z_1 розглядали як змінні, що описують стан системи керування регульованим насосом.

У результаті математичного моделювання отримано статичну характеристику насоса із запропонованим механізмом керування робочого об'єму, яка зображена на

рис. 2. При визначенні статичної характеристики фіксувалося розрахункове значення подачі Q_n , що надходить до виконавчого гідродвигуна при зміні тиску навантаження p_1 на виконавчому гідродвигуні від 2 до 20 МПа з кроком 1 МПа. Наявність профільного вікна в золотнику 12, регулятора потужності 11 (рис. 1) і відповідно змінного коефіцієнта k_{z1} , залежно від переміщення z_1 , забезпечує на статичній характеристиці дві ділянки, які наближають сумарну характеристику до гіперболічної кривої, що характеризує роботу насоса в режимі постійної потужності. Ділянка I забезпечується відкриттям робочого вікна золотника регулятора потужності з $k_{z1}^1 = 2,2$ мм при переміщенні золотника $1 < z_1 \leq 2,2$ мм. Ділянка II при переміщенні z_1 більше 2,2 мм забезпечується одночасним відкриттям робочого вікна величиною $f_1(z_1) = 1,2 \cdot k_{z1}^1$ і відкриттям робочого вікна з $k_{z1}^1 = 0,6$ мм. Максимальний тиск обмежується через $k_{z1}^3 = 4,0$ мм при переміщенні z_1 більше 4,6 мм (ділянка III).

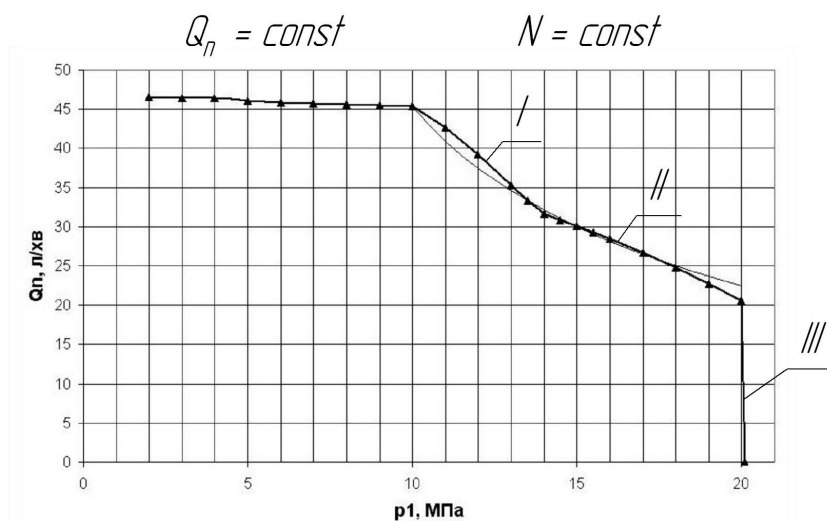


Рисунок 2 – Статична характеристика регульованого насоса

Автоматична система керування робочим об'ємом насоса суттєво ускладнює динаміку перехідних процесів змінних стану. Крім того, наявність профільного вікна золотника регулятора потужності вносить свої динамічні особливості. При роботі регулятора потужності з несприятливими конструктивними параметрами може проявитися недостатня швидкодія системи керування ($t_p \geq 0,6$ с) і її схильність до автоколивань (рис. 3).

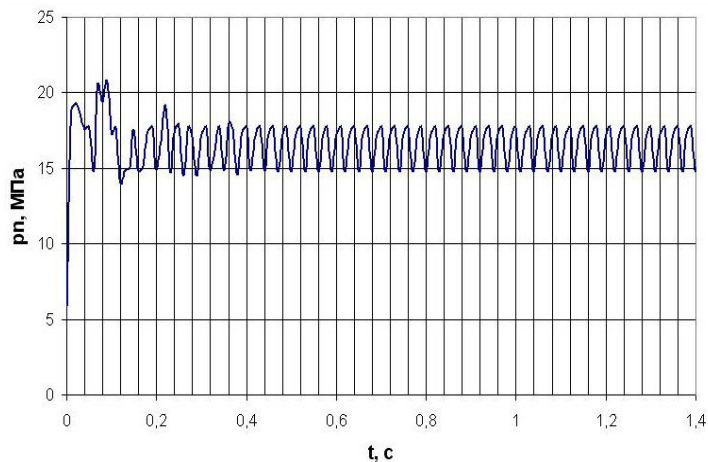


Рисунок 3 – Перехідний процес зміни тиску p_H при нестійкій роботі системи керування

Поліпшити динамічні характеристики системи керування регульованим насосом при роботі регулятора потужності, що працює в автоматичному режимі, можна, раціонально вибравши конструктивні параметри регулятора потужності.

Опрацювавши й проаналізувавши дані, отримані за допомогою математичної моделі, визначено вплив основних конструктивних параметрів регулятора потужності на показники якості перехідного процесу.

На рис. 4 зображено залежності показників якості перехідного процесу зміни тиску p_H , а саме: часу регулювання t_p і коливальності k від таких параметрів, як d_{p1} , f_0 , b_{p1} , k_{z1} і c_{p1} .

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

Коливальність k визначено як кількість стрибкоподібних змін величини змінної відносно усталеного значення відповідної змінної.

На рисунках по осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів $\Pi = \Pi_0 / \Pi_{\max}$, де Π_0 – дійсне поточне значення параметрів, Π_{\max} – максимальне значення параметрів. Максимальні значення параметрів мали величини рівні верхнім границям з наступного діапазону зміни: $d_{p1} = (4,0 \dots 10,0) \cdot 10^{-3}$ м; $f_0 = (0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-6}$ м²; $b_{p1} = 5 \dots 500$ Н·с/м; $k_{z1} = (0,25 \dots 4,0) \cdot 10^{-3}$ м; $c_{p1} = (3,0 \dots 10,0) \cdot 10^4$ Н/м. Початкові значення змінних мали такі величини: $d_{p1} = 6,0 \cdot 10^{-3}$ м; $f_0 = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м²; $b_{p1} = 50$ Н·с/м; $k_{z1} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м; $c_{p1} = 6,7 \cdot 10^4$ Н/м.

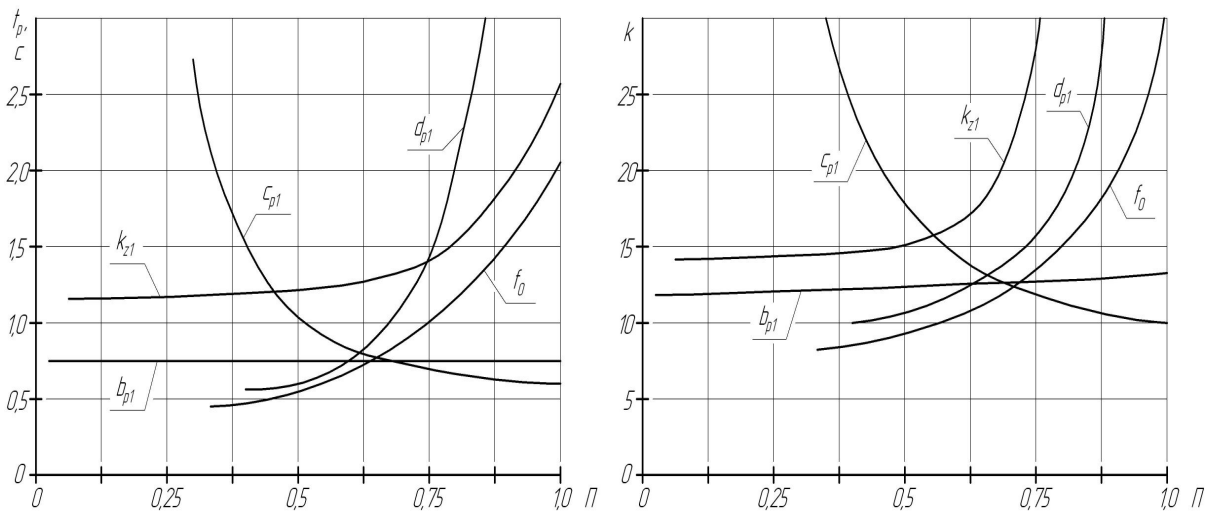


Рисунок 4 – Вплив основних параметрів регулятора потужності на час регулювання і коливальність

Найбільше впливають на показники якості перехідного процесу такі параметри регулятора, як d_{p1} , f_0 , k_{z1} і c_{p1} . Наведені результати можна використати, проектуючи системи керування насосом змінної продуктивності із заданими динамічними характеристиками. Так, за підвищених вимог до швидкодії можна рекомендувати зменшення d_{p1} золотника регулятора потужності, а також зменшення площі відкриття f_0 робочого вікна дроселя у зливній гідролінії циліндра керування планшайбою насоса. Збільшення жорсткості пружини c_{p1} регулятора потужності й зменшення коефіцієнта площі відкриття робочого вікна k_{z1} також поліпшує динамічні характеристики. Коефіцієнт кінематичної в'язкості b_{p1} регулятора тиску слабо впливає на показники якості перехідного процесу.

У зведеній таблиці 1 зображено вплив основних конструктивних параметрів регулятора потужності на показники якості перехідного процесу змінних стану системи керування.

Таблиця 1 – Вплив параметрів регулятора потужності на динамічні характеристики змінних стану системи

Параметри системи	Вплив на показники якості перехідного процесу							
	t_p				k			
	p_H	$p_{Ц}$	γ	z	p_H	$p_{Ц}$	γ	z
d_{p1}	++	++	++	++	++	++	++	++
f_0	++	++	++	++	+	+	++	+
b_{p1}	0	0	0	-	0	0	0	0
k_{z1}	+	+	+	+	++	++	++	++
c_{p1}	++	++	++	++	++	++	++	++

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

„+” – помітно впливає (30-70%)

„-” – слабо впливає (5-30%)

„0” – не впливає (до 5%)

Отримані результати дозволили встановити сполучення конструктивних параметрів регулятора потужності, а саме: $d_{p1} = 6...8$ мм; $f_0 = (1,0...1,2) \cdot 10^{-6}$ м²; $b_{p1} = 50...500$ Н·с/м; $k_{z1} = (0,5...2,2) \cdot 10^{-3}$ м, яке забезпечує високу швидкодію ($t_p \leq 0,3$ с) системи керування в усьому діапазоні функціонування. На рис. 5 зображено перехідний процес зміни тиску p_H , отриманий у результаті роботи математичної моделі при встановленому сполученні параметрів регулятора потужності для забезпечення високої швидкодії.

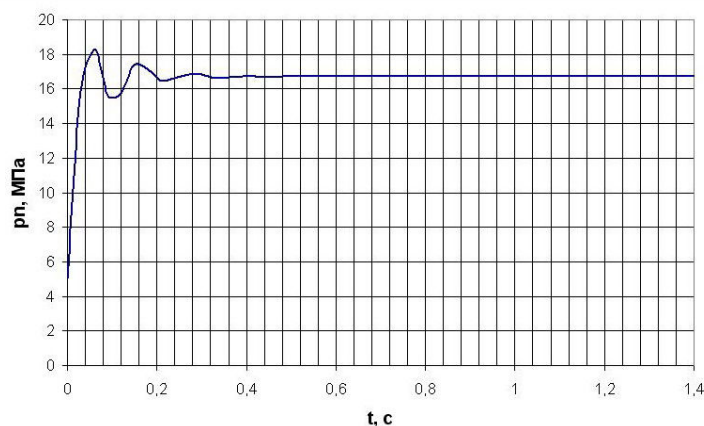


Рисунок 5 – Перехідний процес зміни тиску p_H при сполученні параметрів регулятора потужності, яке забезпечує високу швидкодію

Висновки

1. Функція обмеження потужності в системі керування регульованим насосом забезпечується за рахунок профільного вікна золотника регулятора потужності та змінного коефіцієнта площі відкриття робочого вікна k_{z1} , що підтверджує статична характеристика, отримана за допомогою математичного моделювання.

2. Встановлено, що наявність профільного вікна золотника регулятора потужності вносить свої особливості в динамічні процеси, що відбуваються у системі керування, а це може призвести до недостатньої швидкодії системи керування і навіть нестійкої роботи.

3. Знайдено можливість забезпечення стійкої роботи і високої швидкодії ($t_p \leq 0,3$ с) системи керування в усьому діапазоні функціонування при сполученні конструктивних

параметрів регулятора потужності, що змінюються у межах $d_{p1}=6\dots 8\text{мм}$;
 $f_0 = (1,0\dots 1,2)\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$; $b_{p1} = 50\dots 500\text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $k_{z1} = (0,5\dots 2,2)\cdot 10^{-3}\text{ м}$.

Література

1. Свешников В. К. Аксиально-поршневые насосы в современных гидроприводах / В. К. Свешников // Гидравлика и пневматика: Информационно-технический журнал. – 2005. – №18. – С.8–12.
2. Буренніков Ю. А. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник ВПІ. – 2004. – №5. – С.88–92.
3. Буренніков Ю. А. Вибір параметрів системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності на основі дослідження його стійкості / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник ВПІ. Спеціальний випуск за матеріалами XIII Міжнародної конференції з автоматичного управління (Автоматика-2006). – 2006. – №6. – С.211–217.
4. Буренніков Ю. А. Динаміка системи керування регульованим насосом з автоматичним регулятором подачі / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»). – Луцьк, 2009. – Випуск 25, частина II. – С.26–30.

Одержано 229.07.2009 р.