

СИСТЕМА КЕРУВАННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО РЕГУЛЬОВАНОГО НАСОСА З ПРОФІЛЬОВАНИМ ВІКНОМ ЗОЛОТНИКА КОМБІНОВАНОГО РЕГУЛЯТОРА ПОДАЧІ

Burennikov Y., Kozlov L., Repinskiy S.
Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, Ukraine (repinsky@mail.ru)

CONTROL SYSTEM OF THE AXIAL-PISTON VARIABLE PUMP WITH A PROFILED PORT OF THE COMBINED CAPACITY REGULATOR SPOOL

Вирішується задача створення системи керування аксіально-поршневого регульованого насоса з покращеними статичними та динамічними характеристиками в режимах стабілізації подачі та постійної потужності за рахунок використання комбінованого регулятора подачі з профільованим вікном золотника на основі теоретичного та експериментального дослідження процесів в системі керування та їх комп'ютерного моделювання. Дослідний зразок комбінованого регулятора подачі розроблено з урахуванням результатів оптимізації його конструктивних параметрів.

Ключові слова: система керування, аксіально-поршневий регульований насос, комбінований регулятор подачі, профільоване вікно, статичні характеристики, динамічні характеристики.

Вступ. Останніми десятиліттями розвиток гідроприводів мобільних робочих машин будівельної, сільськогосподарської і інших галузей характеризується стійкою тенденцією до широкого застосування регульованих аксіально-поршневих насосів (АПН) з регуляторами подачі, які входять до системи керування робочим об'ємом АПН. Ця тенденція пояснюється прагненням розробників і споживачів гідроустаткування до розширення функціональних можливостей, реалізації режимів енергозбереження і оптимального використання потужності двигуна при виконанні робочих процесів. Регулятори подачі в значній мірі визначають технічні характеристики і функціональні можливості регульованих АПН, а отже, і технічний рівень сучасного гідроприводу [1, 2].

Мета. Провідні фірми США, Західної Європи і Японії виготовляють широкий асортимент регульованих АПН, що характеризуються високим технічним рівнем і можуть оснащуватися різноманітними системами керування. На сьогодні виробництво об'ємних гідромашин (зокрема насосів і їх систем керування) ведуть підприємства України і Російської Федерації. Їх ринок аксіально-поршневих гідромашин для цивільних галузей промисловості до початку 90-х років ХХ ст. був сформований, в основному, на базі створених за допомогою ФРН ліцензійних виробництв. В Україні наявний виробничий і технологічний потенціал, а також досвід виробництва регульованих об'ємних гідромашин. Однак потребує вдосконалення система керування регульованого АПН, зокрема регулятор подачі, з точки зору забезпечення належного поєднання статичних, динамічних і енергетичних характеристик, що відповідають світовому рівню.

Дослідження. На рис. 1 показана розроблена схема системи керування регульованого АПН з комбінованим регулятором подачі (КРП), який забезпечує статичну характеристику АПН в режимі стабілізації подачі та статичну характеристику гіперболічного типу в режимі постійної потужності за рахунок профільованого вікна золотника регулятора.

Схема містить регульований АПН 1, пропорційний розподільник 7 з пристроєм відстеження тиску навантаження споживачів (LS -сигналу), регулятор подачі 8 з золотником 9 та пружиною 10, який підключений до гідролінії 3 і 15 та забезпечує режим стабілізації подачі АПН, керуючи потоком, що надходить з гідролінії 3 в циліндр керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії циліндрів 4, 5 і пружини 6. На зливні з циліндра керування 4 встановлений дросель 14. Регулятор потужності 11 з золотником 12 і пружиною 13 змінює робочий об'єм насоса за робочим тиском таким чином, що забезпечується режим постійної потужності АПН.

Система керування працює таким чином. При відключених споживачах лінія керування 15 регулятора з'єднується зі зливом, тиск в ній практично відсутній. Потік, створений насосом, переміщує золотник 9 вправо, стискаючи пружину 10, і потрапляє в циліндр керування 4. Створений в циліндрі тиск $p_{Ц}$ перемістить планшайбу таким чином, що потік насоса буде мінімальним і компенсуватиме тільки витоки в системі керування і гідроприводі.

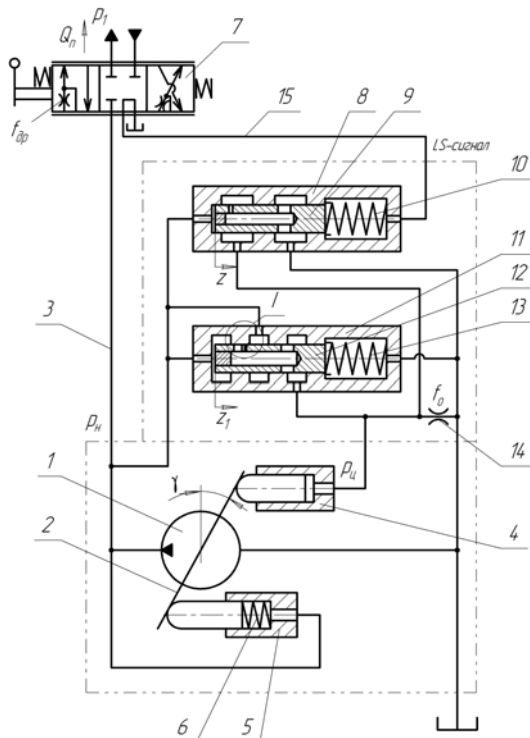


Рис. 1. Схема системи керування регульованого АПН з КРП

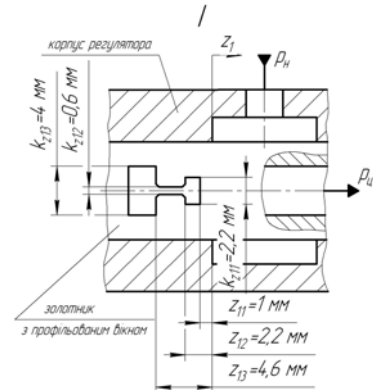


Рис. 2. Профільоване вікно золотника КРП

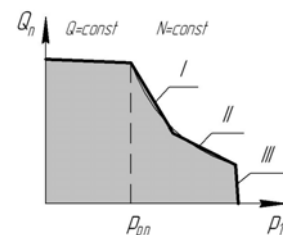


Рис. 3. Статична характеристика регульованого АПН

В усталеному робочому режимі тиски p_H і p_1 , а також зусилля пружини 10, впливаючи на золотник 9, визначають таке його положення, при якому тиск $p_{Ц}$ в циліндрі 4 урівноважує на планшайбі 2 момент, що створений тиском p_H в циліндрі 5 разом з пружиною 6. Пружина 10 підбирається таким чином, щоб могла підтримувати постійний перепад тиску $\Delta p_{LS} = p_H - p_1$ на робочому вікні пропорційного розподільника 7. Будь-яка зміна Δp_{LS} зумовлює відповідну зміну кута нахилу γ , спрямовану у бік зменшення помилки. Так наприклад, при збільшенні Δp_{LS} золотник 9 регулятора подачі 8 зміститься вправо, збільшиться потік до циліндра 4 і кут γ зменшиться доти, поки Δp_{LS} не досягне заданого значення. Змінюючи пропорційним розподільником 7 площу робочого вікна f_{dp} , можна змінювати величину подачі Q_n до споживачів.

При значному збільшенні величини тиску p_H спрацьовує регулятор потужності 11. Підвищення тиску p_H , що діє на лівий торець золотника 12, зміщує останній вправо, стискає пружину 13 і відкриває профільоване робоче вікно золотника (рис. 2), яке визначає потік $Q_{Ц1}$ до циліндра керування 4 в залежності від координати z_1 переміщення золотника. В циліндрі керування 4 створюється тиск $p_{Ц}$, який визначає кут нахилу γ планшайби 2 насоса і змінює робочий об'єм насоса за тиском таким чином, що забезпечується постійність добутку тиску і подачі насоса і, тим самим, забезпечується стабільність приводної потужності.

Графік статичної характеристики АПН з КРП показаний на рис. 3. Наявність профільованого вікна в золотнику 12 регулятора потужності 11 (рис. 2) і відповідно змінного коефіцієнта підсилення вікна золотника k_{z1} в залежності від переміщення золотника 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 коефіцієнтом підсилення k_{z11} при переміщенні золотника $z_{11} < z_1 \leq z_{12}$. Ділянка II при переміщенні z_1 більше z_{12} забезпечується одночасним відкриттям робочого вікна величиною $f_1(z_1) = (z_{12} - z_{11}) \cdot k_{z11}$ і відкриттям робочого вікна з коефіцієнтом підсилення k_{z12} . Обмеження максимального тиску здійснюється за рахунок k_{z13} при переміщенні z_1 більше z_{13} (ділянка III).

Площа профільованого робочого вікна золотника 12 в залежності від координати переміщення золотника z_1 визначається залежністю:

$$f_1(z_1) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, & \text{якщо } 0 \leq z_1 \leq z_{11}; \\ k_{Z11}(z_1 - z_{11}), & \text{якщо } z_{11} < z_1 \leq z_{12}; \\ k_{Z11}(z_{12} - z_{11}) + k_{Z12}(z_1 - z_{12}), & \text{якщо } z_{12} < z_1 \leq z_{13}; \\ k_{Z11}(z_{12} - z_{11}) + k_{Z12}(z_{13} - z_{12}) + k_{Z13}(z_1 - z_{13}), & \text{якщо } z_1 > z_{13}, \end{cases} \quad (1)$$

де відкриття величиною $0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ при позитивному перекритті профільованого вікна враховує перетікання робочої рідини в зазор між золотником і корпусом регулятора.

Математична модель системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП розроблена за таких припущень: параметри елементів системи керування зосереджені; об'єм гідроліній системи керування за час перехідного процесу не змінюється; довжини гідроліній системи керування відносно малі, тому хвильові процеси не враховуються; коефіцієнти витрати через дросельні і золотникові елементи постійні; режим течії робочої рідини в системі керування безкавітаційний; втрати тиску в гідролініях системи керування не враховуються, оскільки вони незначні у порівнянні з втратами на місцевих опорах; гідродинамічні сили на золотниках КРП не враховуються, оскільки потоки через робочі вікна золотників незначні; коефіцієнт податливості робочої рідини та гідроліній враховувався як величина, залежна від тиску (рівняння (8)).

Математична модель системи керування регульованого АПН включає рівняння нерозривності потоків (2), (6); рівняння моментів, що діють на планшайбу регульованого АПН (3); рівняння сил, що діють на золотники КРП (4-5); рівняння (7) залежності площі робочого вікна золотника 9 і рівняння (1) залежності площі профільованого робочого вікна золотника 12, а також уточнені, отримані експериментально залежності моменту опору планшайби насоса (9) [3] та витрати через профільоване робоче вікно золотника (10).

$$\frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n \cdot \text{tgy} = \mu \cdot f_{\partial p} \cdot \sqrt{\frac{2|p_H - p_1|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_1) + \mu \cdot f(z) \cdot \sqrt{\frac{2|p_H - p_{Ц}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{Ц}) + Q_{Ц1}(p_H, p_{Ц}, z_1) + \beta(p) \cdot W_H \cdot \frac{dp_H}{dt}; \quad (2)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H \cdot F_5 \cdot \ell - p_{Ц} \cdot F_4 \cdot \ell + M_C(p_H, Q_n, t^0) - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}; \quad (3)$$

$$m_P \frac{d^2 z}{dt^2} = p_H \frac{\pi d_P^2}{4} - p_1 \frac{\pi d_P^2}{4} - c_P(z_P + z) - b_P \frac{dz}{dt} - T_P \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt}; \quad (4)$$

$$m_{P1} \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_H \frac{\pi d_{P1}^2}{4} - c_{P1}(z_{P1} + z_1) - b_{P1} \frac{dz_1}{dt} - T_{P1} \cdot \text{sign} \frac{dz_1}{dt}; \quad (5)$$

$$\mu \cdot f(z) \cdot \sqrt{\frac{2|p_H - p_{Ц}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{Ц}) + Q_{Ц1}(p_H, p_{Ц}, z_1) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_{Ц}}{\rho}} + \beta(p) \cdot W_{Ц} \cdot \frac{dp_{Ц}}{dt}; \quad (6)$$

$$f(z) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, & \text{якщо } 0 \leq z \leq (1,0 \cdot 10^{-3}) \text{ м}, \\ k_Z \cdot z, & \text{якщо } (1,0 \cdot 10^{-3}) < z \leq (10 \cdot 10^{-3}) \text{ м}; \end{cases} \quad (7)$$

$$\beta = \begin{cases} (1 - 0,03 \cdot p) \cdot 2 \cdot 10^{-9}, & \text{якщо } 0,3 \leq p \leq 3 \text{ МПа}, \\ 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2 / \text{Н}, & \text{якщо } p > 3 \text{ МПа}; \end{cases} \quad (8)$$

$$M_C = 28,39 - 7,42 \frac{p_H - 7 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} - 7,64 \frac{Q_n - 0,417 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 10^{-3}} - 2,99 \frac{t^0 - 40}{20} - 6,64 \left(\frac{p_H - 7 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{Q_n - 0,417 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 10^{-3}} \right); \quad (9)$$

$$Q_{Ц1} = 0,61 \cdot 10^{-3} + 0,23 \cdot 10^{-3} \left(\frac{p_H - 11 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6} \right) - 0,10 \cdot 10^{-3} \left(\frac{p_{Ц} - 3 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6} \right) + 0,56 \cdot 10^{-3} \left(\frac{z_1 - 1,6 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 10^{-3}} \right) + 0,21 \cdot 10^{-3} \left(\frac{p_H - 11 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{z_1 - 1,6 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 10^{-3}} \right) + 0,10 \cdot 10^{-3} \left(\frac{p_{Ц} - 3 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{z_1 - 1,6 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 10^{-3}} \right) \quad (10)$$

Рівняння (10) справедливе для переміщення золотника $(1 < z_1 \leq 2) \cdot 10^{-3}$ м, яке забезпечує I ділянку статичної характеристики регульованого АПН в режимі постійної потужності (рис. 3). Аналогічно визначено залежності $Q_{Ц1}(p_H, p_{Ц}, z_1)$ при переміщеннях золотника, що забезпечують II і III ділянки статичної характеристики регульованого АПН.

В рівняннях (1-10) використані такі позначення: p_H – тиск на виході насоса; $p_{Ц}$ – тиск в циліндрі керування 4 положенням планшайби насоса; p_1 – тиск навантаження; Q_n – подача до виконавчого гідродвигуна; $Q_{Ц1}(p_H, p_{Ц}, z_1)$ – витрата через профільоване робоче вікно золотника 12; γ – кут повороту планшайби насоса; z, z_1 – координати переміщення золотників; площі робочих вікон: f_{dp} – пропорційного розподільника 7; f_0 – дроселя 14 в зливній гідролінії; $f(z)$ – золотника 9, $f_1(z_1)$ – золотника 12 з профільованим вікном; k_Z – коефіцієнт підсилення вікна золотника 9; $k_{Z11}, k_{Z12}, k_{Z13}$ – коефіцієнти підсилення профільованого вікна золотника 12; F_4, F_5 – площі циліндрів керування; I – момент інерції планшайби насоса; d_7 – діаметр поршнів насоса; d_8 – діаметр розміщення поршнів в роторі насоса; k_1 – кількість поршнів насоса; n – частота обертання вала насоса; ℓ – плече дії циліндрів керування на планшайбу насоса; $M_C(p_H, Q_n, t^0)$ – момент опору планшайби насоса; m_P, m_{P1} – маси золотників; d_P, d_{P1} – діаметри золотників; c_P, c_{P1} – жорсткість пружин золотників; z_P, z_{P1} – початкове стиснення пружин золотників; T_P, T_{P1} – сили сухого тертя золотників; b_P, b_{P1}, b_γ – коефіцієнти демпфування золотників і планшайби насоса; $\beta(p)$ – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гідролінії; $W_H, W_{Ц}$ – об'єми гідролінії у відповідних частинах системи керування; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; t^0 – температура робочої рідини та ін.

Розв'язання системи рівнянь математичної моделі виконувалось за допомогою програмного пакета MatLab Simulink.

При дослідженні математичної моделі отримані перехідні процеси змінних, що описують стан системи керування – тисків p_H і $p_{Ц}$, кута повороту планшайби насоса γ і координат переміщення золотників z, z_1 . За видом перехідних процесів, отриманих математичним моделюванням, досліджено стійкість і визначені показники якості перехідного процесу змінних стану системи як в режимі стабілізації подачі, так і в режимі постійної потужності. При автоматичній зміні подачі регульованого АПН комбінований регулятор подачі суттєво впливає на динамічні процеси в системі керування. Встановлено, що стійкість системи керування в режимах стабілізації подачі та постійної потужності забезпечується вибором конструктивних параметрів КРП: діаметром золотників $d_p = (6...8) \cdot 10^{-3}$ м, $d_{p1} = (6...8) \cdot 10^{-3}$ м, коефіцієнтами підсилення вікон золотників $k_z = (1,5...4,0) \cdot 10^{-3}$ м, $k_{z1} = (0,5...2,5) \cdot 10^{-3}$ м і провідністю дроселя $f_0 = (0,8...1,2) \cdot 10^{-6}$ м² [4].

Встановлено гіперболічний характер залежності часу регулювання t_p , коливальності k та перерегулювання σ за тиском від жорсткості c_{p1} пружини золотника з профільованим вікном (рис. 4). Це дозволяє в системі керування регульованого АПН з КРП в режимі постійної потужності забезпечити за рахунок $c_{p1} = 6,7 \cdot 10^4$ Н/м час регулювання $t_p < 0,3$ с та перерегулювання за тиском $\sigma < 30\%$.

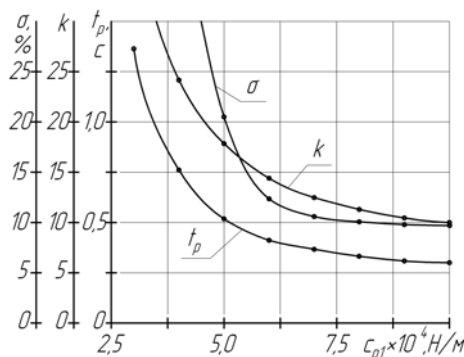


Рис. 4. Вплив жорсткості пружини c_{p1} золотника на динамічні характеристики

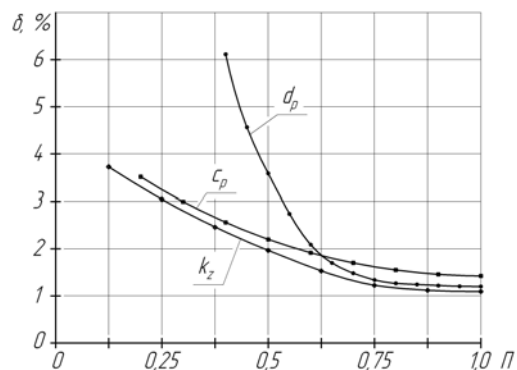


Рис. 5. Вплив конструктивних параметрів КРП на похибку стабілізації подачі δ

Дослідження гідравлічного ККД системи керування свідчать, що його підвищення можливе за рахунок зменшення перепаду тиску Δp_{LS} на золотнику регулятора подачі, що, в свою чергу, супроводжується

підвищенням похибки стабілізації подачі δ до гідродвигуна. Встановлено, що компенсувати зазначений негативний вплив зменшення Δp_{LS} на δ можна шляхом відповідного вибору конструктивних параметрів комбінованого регулятора (рис. 5): діаметром золотника $d_p = (6...8) \cdot 10^{-3}$ м, жорсткістю пружини $c_p = (1,0...4,0) \cdot 10^4$ Н/м і коефіцієнтом підсилення вікна золотника $k_z = (1,5...4,0) \cdot 10^{-3}$ м, які забезпечують похибку стабілізації подачі $\delta \leq 5,2\%$ при значенні перепаду тиску на золотнику $\Delta p_{LS} = (0,9...2,0)$ МПа.

В процесі оптимізації конструкції КРП визначено послідовність 27 комбінацій параметрів d_p , c_p , f_0 в режимі стабілізації подачі АПН і послідовність 27 комбінацій параметрів d_{p1} , c_{p1} , f_0 в режимі постійної потужності АПН, а також відповідні значення характеристик системи керування. Найкращими визнано комбінації №11 і №24 для відповідних режимів, що показані у таблиці.

Таблиця

Результати розрахунків найкращої сукупності параметрів оптимізації							
Параметри оптимізації			Показники критерію оптимізації				№ досліду
Режим стабілізації подачі							
d_p , м	c_p , Н/м	f_0 , м ²	стійкість	δ , %	t_p , с	σ , %	11
$8 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^4$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	+	3,2	0,16	9,4	
Режим постійної потужності							
d_{p1} , м	c_{p1} , Н/м	f_0 , м ²	стійкість	-	t_p , с	σ , %	24
$8 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^4$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	+	-	0,21	12,8	

Примітка. “+” – система стійка; “-” – система нестійка.

Отримані параметри КРП забезпечують стійку роботу системи керування, а також задовольняють вимоги до статичних і динамічних характеристик системи керування у різних режимах роботи. Отримані в результаті оптимізації комбінації параметрів d_p , c_p , d_{p1} , c_{p1} і f_0 використані при проектуванні дослідного зразка КРП.

На рис. 6 і рис. 7 представлено порівняння експериментально отриманих та розрахованих за математичною моделлю статичних характеристик регульованого АПН в режимах стабілізації подачі та постійної потужності, яке підтверджує дієздатність розробленої схеми системи керування та конструкції дослідного зразка КРП. Експериментальні дослідження проводилися на спеціально розробленому експериментальному стенді [5, 6].

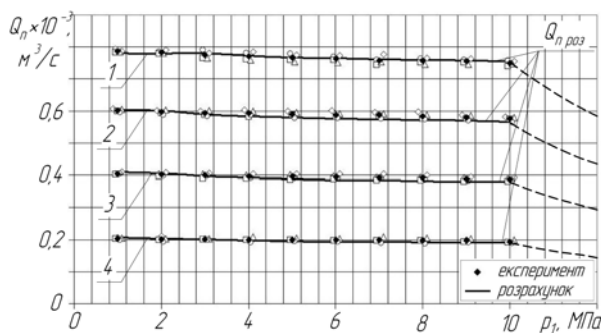


Рис. 6. Статична характеристика АПН в режимі стабілізації подачі

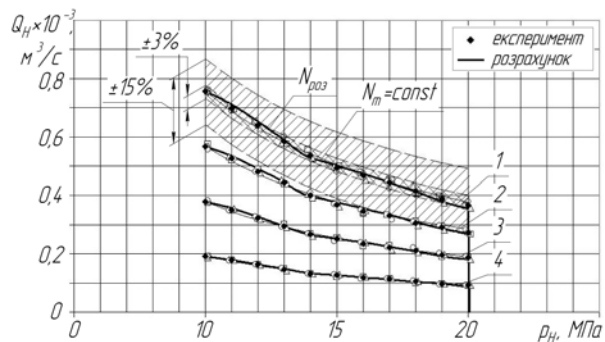


Рис. 7. Статична характеристика АПН в режимі постійної потужності

Дослідний зразок КРП з профільованим вікном золотника у порівнянні з регуляторами потужності вітчизняного виробництва (ВАТ “Харківський завод Гідропривод”, Одеського ЗАТ “Будгідраліка”), забезпечує підвищені точність встановлення заданого значення потужності $\pm 5\%$ ($\pm 10\%$ у відомих регуляторах) і точність підтримання встановленого значення потужності $\pm 3\%$ ($\pm 15\%$ у відомих регуляторах). В режимі стабілізації подачі КРП забезпечує похибку стабілізації подачі регульованого АПН $\delta \leq 5,2\%$, в усіх режимах роботи система керування характеризується стійкою роботою з часом регулювання $t_p < 0,3$ с і перерегулюванням за тиском $\sigma < 30\%$, що відповідає характеристикам комбінованого регулятора фірми Parker, у якого режим постійної потужності забезпечується золотником з двома пружинами. Відсутність необхідності використання двох пружин у розробленому КРП забезпечує спрощення конструкції останнього, зменшення габаритних розмірів і маси.

Висновки. 1. Розроблено нову схему системи керування регульованого АПН з КРП, яка забезпечує статичну характеристику АПН в режимі стабілізації подачі та статичну характеристику гіперболічного типу в режимі постійної потужності за рахунок форми профільованого вікна золотника регулятора.

2. Розроблено математичну модель системи керування регульованого АПН з КРП, що включає уточнені, експериментально отримані залежності моменту опору планшайби насоса та витрати через профільоване робоче вікно золотника.

3. З урахуванням результатів оптимізації розроблено дослідний зразок КРП, який забезпечує покращені статичні та динамічні характеристики регульованого АПН в режимах стабілізації подачі та постійної потужності.

Аннотация. Решается задача создания системы управления регулируемого аксиально-поршневого насоса с улучшенными статическими и динамическими характеристиками в режимах стабилизации подачи и постоянной мощности за счет использования комбинированного регулятора подачи с профилированным окном золотника на основе теоретического и экспериментального исследования процессов в системе управления и их компьютерного моделирования. Опытный образец комбинированного регулятора подачи разработан с учетом результатов оптимизации его конструктивных параметров.

Ключевые слова: система управления, аксиально-поршневой регулируемый насос, комбинированный регулятор подачи, профилированное окно, статические характеристики, динамические характеристики.

Abstract. Purpose. Creation of a control system for the axial-piston variable pump with improved static and dynamic characteristics in different operation modes due to application of an improved pump flow regulator.

Design/methodology/approach. The developed circuit of an axial-piston variable pump with a combined flow regulator provides static characteristic of the variable pump in the flow stabilization mode and static characteristic of a hyperbolic type in the constant power mode through the form of a profiled port of the regulator spool. To investigate the processes in the variable pump control system, a mathematical model was elaborated that includes refined, experimentally obtained dependencies of the pump swashplate resistance moment and flow rate through the profiled port of the spool. A prototype of the combined flow regulator was developed taking into account the results of its design parameters optimization.

Originality/value. The prototype of the combined flow regulator with the profiled port of the spool provides improved static and dynamic characteristics of the axial-piston variable pump in the flow stabilization and constant power modes.

Keywords: control system, axial-piston variable pump, combined regulator, profiled port, static characteristics, dynamic characteristics.

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 Вінницького політехнічного інституту. – 2004. – № 5. – С. 88–92.
3. Репінський С. В. Визначення моменту опору планшайби аксиально-поршневого насоса засобами математичного планування експерименту / С. В. Репінський // Вісник Хмельницького національного університету. – 2009. – № 5. – С. 46–51.
4. Burennikov Yu. Dynamics of the hydraulic drive control system with variable-displacement pump / Yu. Burennikov, L. Kozlov, S. Repinskiy // Buletinul Institutului Politehnic din Iași. – 2007. – Tomul LIII (LVII), Fasc. 4. – P. 23–30.
5. Буренніков Ю. А. Експериментальний стенд для дослідження характеристик гідроприводу з насосом змінної продуктивності / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 4(18). – С. 79–82.
6. Буренніков Ю. А. Система керування аксиально-поршневого насоса і дослідний зразок автоматичного комбінованого регулятора / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2009. – № 5. – С. 122–126.

REFERENCES

1. Sveshnikov V. K. Gidravlika i pnevmatika: Informacionno-tehnicheskij zhurnal. Hydraulics and Pneumatics: Journal of Technical Information, 2005, no. 18, pp. 8-12.
2. Burennikov Y. A., Kozlov L. G., Repinskiy S. V. Visnyk Vinnyckogo politehnicnogo instytutu. Proceedings of Vinnytsia Polytechnic Institute, 2004, no. 5, pp. 88-92.
3. Repinskiy S. V. Visnyk Hmelnyckogo nacionalnogo universytetu. Proceedings of Khmelnytskyi National University, 2009, no. 5, pp. 46-51.
4. Burennikov Yu., Kozlov L., Repinskiy S. Buletinul Institutului Politehnic din Iași, 2007, Tomul LIII (LVII), Fasc. 4, pp. 23-30.
5. Burennikov Y. A., Kozlov L. G., Repinskiy S. V. Promyslova gidravlika i pnevmatyka. Industrial Hydraulics and Pneumatics, 2007, no. 4(18), pp. 79-82.
6. Burennikov Y. A., Kozlov L. G., Repinskiy S. V. Visnyk Vinnyckogo politehnicnogo instytutu. Proceedings of Vinnytsia Polytechnic Institute, 2009, no. 5, pp. 122-126