

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ НА СТІЙКІСТЬ ТА ШВИДКОДІЮ ГІДРОПРИВОДА З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ КЕРУВАННЯМ

Розроблено схему гідропривода з електрогідрравлічним керуванням. Складено нелінійну математичну модель гідропривода, що забезпечує стабілізацію руху поршня гідроциліндра як при зустрічному, так і при попутному навантаженню. За математичною моделлю досліджені робочі процеси в гідроприводі. Знайдені співвідношення конструктивних параметрів системи керування, що забезпечують стійкість та необхідну швидкодію гідропривода.

Ключові слова: гідропривод з електрогідрравлічним керуванням, математична модель, стійкість, швидкодія.

L.G. KOZLOV, A.L. GAYDAMAK, O.V. PIONTKEVYCH

Vinnitsia National Technical University, Vinnitsia, Ukraine

INFLUENCE OF THE PARAMETERS ON THE STABILITY AND SPEED HYDRAULIC DRIVE WITH ELECTROHYDRAULIC CONTROL

Abstract – Develop scheme of hydraulic drive with electrohydraulic control. Explore the dynamic characteristics in hydraulic drive with electrohydraulic control. Find the ratio of design parameters control system that will provide the necessary stability and speed hydraulic drive.

The developed scheme of hydraulic drive with electrohydraulic control. Done nonlinear mathematical model of actuator, which stabilizes the piston in the cylinder as the counter and with a fair load. In the mathematical model the workflows in hydraulic.

Found the ratio of design parameters control system that provide the necessary stability and speed hydraulic drive.

Keywords: hydraulic drive with electrohydraulic control, a mathematical model, stability, speed.

Вступ

На сьогоднішній день використання гідроприводів на базі нерегульованих насосів та релейних гідророзподільників, що розроблені наприкінці ХХ століття в вітчизняних мобільних робочих машинах (екскаваторах, навантажувачах, комбайнах) суттєво знижує їх конкурентоспроможність.

Мобільні робочі машини, що оснащені гідроприводами з електрогідрравлічним керуванням європейських виробників (Sauer – Danfoss, Bosch – Rexroth), мають високий ККД, забезпечують плавність протікання робочих процесів, точність позиціонування робочих органів машини. Це забезпечується застосуванням регульованих насосів та пропорційних гідророзподільників. Керування в таких гідроприводах здійснюється за допомогою контролерів [1–3].

Розробка гідроприводів з електрогідрравлічним керуванням для сучасних вітчизняних мобільних робочих машин пов'язана з необхідністю визначення їх динамічних характеристик оскільки в них широко використовуються автоматичні регулятори, а режими їх роботи характеризуються частою зміною навантаження та зміною напрямків руху потоків робочої рідини в гідролініях.

Постановка завдання

Метою роботи є забезпечення стійкості та визначення параметрів системи керування та перепаду тиску на гідророзподільнику, які забезпечують необхідну швидкодію ($t_p < 0,3$ с) гідропривода з електрогідрравлічним керуванням. Для досягнення даної мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Розробити математичну модель гідропривода з електрогідрравлічним керуванням.
2. Дослідити особливості роботи гідропривода з електрогідрравлічним керуванням в перехідних процесах при ступінчастій зміні навантаження.
3. Розробити рекомендації щодо вибору параметрів регуляторів та перепаду тиску на гідророзподільнику, які забезпечать стійкість та необхідну швидкодію гідропривода з електрогідрравлічним керуванням при зустрічному навантаженні.

Результати дослідження

На рис. 1 представлена розрахункова схема гідропривода з електрогідрравлічним керуванням розробленого у Вінницькому національному технічному університеті.

Розрахункова схема включає насос 1 змінного робочого об'єму, напірну гідролінію 2, гідророзподільник 3 з камерами: 4 – нагнітальною, 5, 6 – силовими, 7, 8 – зливними, 9 та 10 – керування. Схема містить також гідролінії 11, 12, 13, гальмівний клапан 14, нерегульовані дроселі 15 та 16. Гальмівний клапан 14 має три камери: 17 – керування, 18 – робочу, 19 – дренажну, а також пружину 20. Робочим органом гідропривода з електрогідрравлічним керуванням є гідроциліндр 21. Гідролінії керування 22...25 підключені через логічний клапан 26 до датчика тиску 27. Датчик тиску 27 та датчик положення 28 з'єднані з контролером 29, який регулює подачу насоса 1 за допомогою регулятора 30. Регулятор 30 включає клапан подачі насоса 31, регулятор перевантаження 32 та нерегульований дросель 33. Злив рідини відбувається через гідролінію 34 в гідробак 35.

Працює гідропривод таким чином. При положенні золотника 36 позиції зображеній на рис. 1 робоча рідина подається через гідролінію 2, нагнітальну 4 та силову 6 камери, гідролінію 12 до гідроциліндра 21,

забезпечуючи його рух із швидкістю V . На шток гідроциліндра 21 може діяти як зустрічне навантаження $+N$, так і попутне навантаження $-N$. Злив робочої рідини від гідроциліндра 21 відбувається по гідролінії 13 через гальмівний клапан 14, гідролінію 11, силову 5 та зливну 7 камери, зливну гідролінію 34 в гідробак 35. При зустрічному навантаженні $+N$, тиск p_c залежить від величини навантаження $+N$, робоча рідина поступає під тиском p_c , до гальмівного клапана 14 переміщує його вліво. При цьому гальмівний клапан 14 буде пропускати потік від гідроциліндра 21 на злив. Одночасно робоча рідина під тиском p_c через гідролінію керування 25 та логічний клапан 26 поступає до датчика тиску 27, який формує сигнал пропорційний тиску p_c для контролера 29. Контролер 29 керує клапаном подачі 31 таким чином, щоб величина тиску p_n на виході насоса 1 буде пропорційна тиску p_c та навантаженню $+N$ на гідроциліндрі 21, а витрата насоса буде пропорційна величині відкриття f робочого вікна гідророзподільника 3. Змінюючи величину відкриття f можна змінювати витрату Q_n , що поступає від насоса 1 до гідроциліндра 21, а значить регулювати величину швидкості V , з якою рухається поршень гідроциліндра 21. При чому, величина швидкості V не буде залежати від величини навантаження $+N$ на штоці гідроциліндра 21.

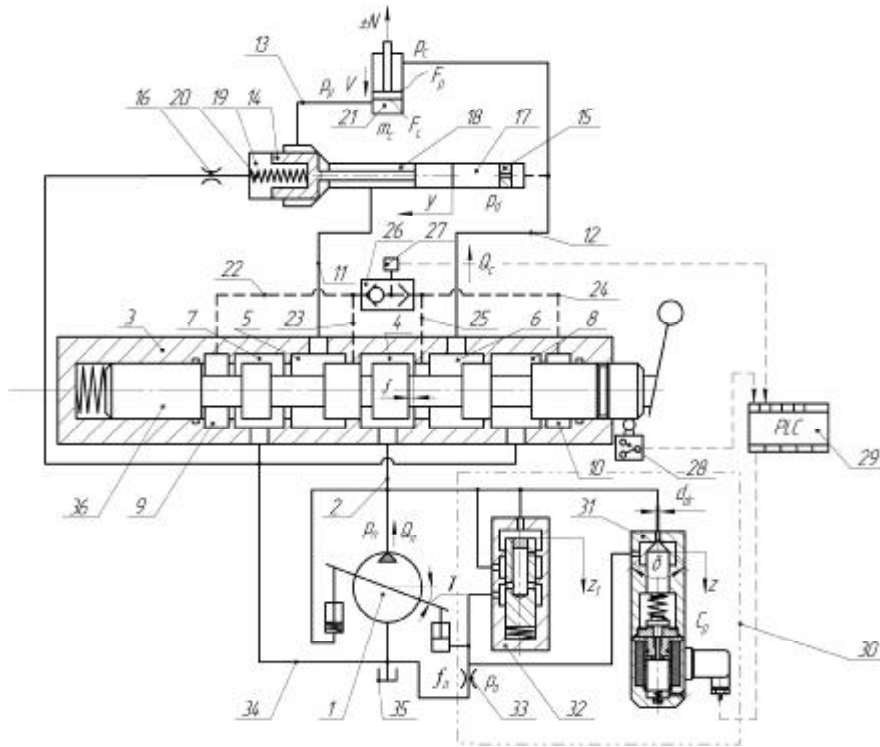


Рис. 1. Схема гідропривода з електрогідравлічним керуванням

При зміні напрямку навантаження на штоці гідроциліндра на $-N$, яке співпадає з напрямом руху поршня, тиск p_c на вході в гідроциліндр та під торцем гальмівного клапана 14 зменшується, гальмівний клапан 12 буде переміщуватися зліва направо дроселюючи потік робочої рідини, що поступає від гідроциліндра 21 на злив в гідробак 35. При цьому тиск p_c в гідролінії 12 буде визначатись зусиллям пружини 20 і буде складати незначну величину порядку 1,0 МПа. Тиск p_n на виході насоса 1 в цьому випадку буде незначним за величиною і пропорційним величині тиску p_c в гідролінії 12. Величина витрати Q_n , що буде подаватися від насоса 1 до гідроциліндра 21 буде визначатись величиною відкриття f робочого вікна гідророзподільника 3. Швидкість руху V поршня гідроциліндра 21 не буде залежати від величини навантаження $-N$ на гідроциліндрі 21.

При переключенні золотника 36 вправо робоча рідина від насоса 1 буде поступати через нагнітальну 4, силову 5 камери, гідролінію 11, гальмівний клапан 14 та гідролінію 13 до гідроциліндра 21, забезпечуючи його рух із швидкістю V . Від гідроциліндра 21 робоча рідина буде поступати через гідролінію 12, силову 6, зливну 8 камери та гідролінію 34 в гідробак 35. Швидкість руху V в цьому випадку також не буде залежати від величини навантаження $+N$ на штоці гідроциліндра 21, а буде визначатись величиною відкриття f робочого вікна гідророзподільника 3. Робота гідропривода з попутним навантаженням $-N$ не передбачається. Датчик положення 28 формує сигнал для контролера 29 щодо положення золотника 36. Регулятор перевантаження 32 забезпечує захист гідропривода від надмірного зростання тисків p_c та p_p .

Для дослідження робочих процесів в гідроприводі розроблена нелінійна математична модель. Вона включає рівняння нерозривності потоків для гідроліній, що з'єднують насос 1 з гідророзподільником 3 та гальмівним клапаном 14, а також між гідроциліндром 21 та гальмівним клапаном 14, і рівняння нерозривності потоку в регуляторі 30. Рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 1, а також рівняння сил, що діють на поршень гідроциліндра 21, на золотник гальмівного клапана 14, і золотники регулятора 30.

Математична модель складена при таких припущеннях: розглядаються зосереджені параметри гідропривода з електрогідравлічним керуванням, температура робочої рідини прийнята постійною, хвильові процеси не враховувались, коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні, режими роботи – безкавітаційні, втрати тиску в гідролініях не враховувались, перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндра та гальмівного клапана не враховувалось, контролер в математичній моделі розглядається як пропорційна ланка.

Математична модель гідропривода з електрогідравлічним керуванням має такий вигляд:

$$Q_n = \mu \cdot f \cdot d \cdot \pi \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_c)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) + \mu \cdot \frac{\pi \cdot d_{dr}^2}{4} \cos \delta \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) + \mu \cdot f_{z1}(z_1) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) + \beta \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \quad (1)$$

$$\mu \cdot f \cdot d \cdot \pi \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_c)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) = \mu \cdot f_3(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_d)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_d) + F_c \cdot V + \beta \cdot W_c \cdot \frac{dp_c}{dt}; \quad (2)$$

$$\mu \cdot f_3(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_d)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_d) = f_{gk} \cdot \frac{dy}{dt} + \beta \cdot W_d \cdot \frac{dp_d}{dt}; \quad (3)$$

$$\mu \cdot \frac{\pi \cdot d_{dr}^2}{4} \cdot \cos \delta \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) + \mu \cdot f_{z1}(z_1) \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2 p_0}{\rho}} + \beta \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \quad (4)$$

$$F_p \cdot V = \mu \cdot f_3(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_d}{\rho}} + \beta \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}; \quad (5)$$

$$K_k \cdot p_c = R \cdot i + L \frac{di}{dt} + C_i \frac{dz}{dt}; \quad (6)$$

$$J \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_0 \cdot F_4 \cdot l - b_\gamma \cdot \frac{d\gamma}{dt} - M_c; \quad (7)$$

$$m_c \cdot \frac{dV}{dt} = p_c \cdot F_c - p_p \cdot F_p \pm N - b_c \cdot V - T_c \text{sign}(V); \quad (8)$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = p_d \cdot f_{gk} - b_3 \cdot \frac{dy}{dt} - c_3(H_3 + y) - T_3 \cdot \text{sign}\left(\frac{dy}{dt}\right); \quad (9)$$

$$m_{p1} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_n \cdot f_{z1} - b_{p1} \cdot \frac{dz_1}{dt} - c_{p1}(H_{p1} + z_1) - T_{p1} \cdot \text{sign}\left(\frac{dz_1}{dt}\right); \quad (10)$$

$$m_p \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = p_n \cdot \frac{\pi \cdot d_{dr}^2}{4} \cdot \cos \delta - b_p \cdot \frac{dz}{dt} - c_p(H_p + z) - T_p \cdot \text{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right) - i \cdot K_{e.m.}; \quad (11)$$

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg} \gamma; \quad (12)$$

$$M_c = 26,41 - 3,17 \left(\frac{p_n - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,86 \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right); \quad (13)$$

$$T_c = \pi(q_0 + K_q \cdot p_p) \cdot D_c; \quad (14)$$

$$\beta = \begin{cases} 2 \cdot 10^{-9} (1 - 0,03 \frac{p_n}{10^5}) & \text{при } p_n \leq 23 \cdot 10^5 \text{ Па;} \\ 0,6 \cdot 10^{-9} & \text{при } 23 \cdot 10^5 \text{ Па} \leq p_n \leq 300 \cdot 10^5 \text{ Па.} \end{cases} \quad (15)$$

В математичній моделі прийняті такі позначення:

Q_n – подача насоса; f, d – робоче вікно та діаметр золотника 3б гідророзподільника 3; M_c – момент опру на планшайбі насоса; μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ – густина робочої рідини; β – коефіцієнт стиснення рідини; d_3 – діаметр поршня-золотника гальмівного клапана 14; f_a ,

f_o – площі дроселів 15 та 33; f_{gk} – площа поршня-золотника; W_n, W_c, W_p, W_o, W_d – об’єми гідроліній 2, 12, 13 та зливної, керуючої порожнини 17; m_c, m_3, m_p, m_{p1} – маси поршня гідроциліндра 21, поршня-золотників гальмівного клапана 14 та золотників регулятора 30; C_p, C_{p1}, C_3 – жорсткості пружин регулятора 30 та гальмівного клапана 14 відповідно; H_p, H_{p1}, H_3 – попередні стиснення пружин регулятора 30 та гальмівного клапана 14 відповідно; $b_y, b_c, b_3, b_p, b_{p1}$ – коефіцієнти демпфування планшайби насоса 1, поршня гідроциліндра 21, поршня-золотника гальмівного клапана 14 та золотників регулятора 30; N – величина навантаження на гідроциліндрі 21; d_{dr} та d – діаметр робочого вікна та кута золотника клапана подачі 31 відповідно; F_c, F_p – площі поршня гідроциліндра 21; J – момент інерції планшайби насоса 1; T_c, T_3, T_p, T_{p1} – сили тертя поршня гідроциліндра 21, поршня-золотника та золотників запобіжно-переливного клапана 30; q_0 – питома сила тертя; K_q – коефіцієнт сили тертя в гідророзподільнику 21; $f_3(y), f_{z1}(z_1)$ – площі робочих вікон поршня-золотника гальмівного клапана 14 та регулятора перевантаження 32; d_7, d_8 – діаметри поршня насоса та кола контакту поршнів насоса з планшайбою відповідно; k – кількість поршнів в насосі 1; n – число обертів вала насоса 1; F_4, F_5 – площі плунжерів; z, z_1, y – координати положення золотників; V – швидкість руху поршня гідроциліндра 21; p_n, p_c, p_p, p_o, p_d – величини тисків в гідролініях 2, 12, 13, керуючої порожнини 17 відповідно; γ – кут повороту планшайби насоса 1; $K_{e.m.}$ – коефіцієнт підсилення; i – струм в електромагніті; R – активний опір котушки; L – індуктивність обмотки; C_i – коефіцієнт, що враховує дію проти ЕРС котушки електромагніту; K_k – коефіцієнт підсилення контролера 29.

Для розв’язання нелінійних рівнянь математичної моделі використано модуль Simulink програмного пакета MATLAB [4]. В процесі розрахунків знаходились значення змінних, що описують стан гідропривода в перехідних режимах при ступінчастому законі зміни зустрічного навантаження на гідроциліндрі 21. Це дозволяє визначити умови стійкості роботи гідропривода з електрогідрравлічним керуванням, а також швидкодію.

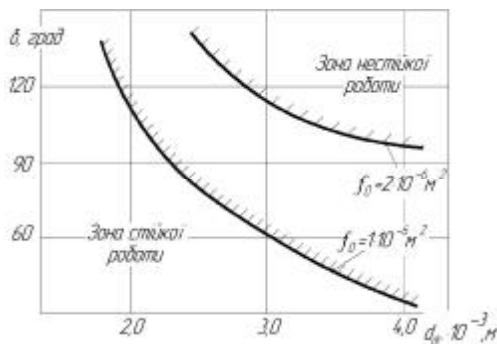


Рис. 2. Вплив площі дроселя f_o , кута золотника d та діаметра робочого вікна d_{dr} клапана подачі на стійкість гідропривода

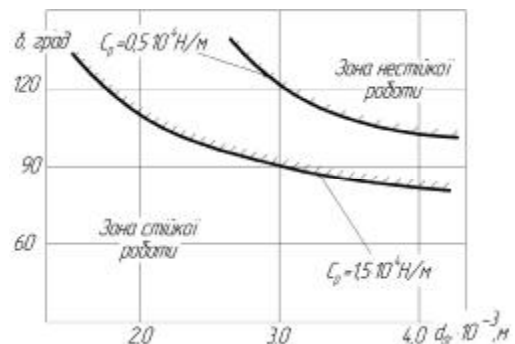


Рис. 3. Вплив жорсткості пружини C_p , кута золотника d та діаметра робочого вікна d_{dr} клапана подачі на стійкість гідропривода

На рис. 2 представлений графік впливу f_o на стійкість гідропривода. В процесі дослідження змінювалися також значення кута золотника d та діаметра дроселя d_{dr} регулятора подачі насоса 31. Для площі дроселя $f_o=2\cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ при значеннях $d_{dr}=(2,0\dots 4,0)\cdot 10^{-3} \text{ м}$ та $d=(60\dots 100)^\circ$ визначено, робота гідропривода з електрогідрравлічним керуванням буде стійкою. При площі дроселя $f_o=1\cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ зона стійкої роботи зменшується. Значення площі дроселя f_o слід вибирати в межах $(1\dots 2)\cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. При значеннях $f_o < 1\cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ можлива облітерація дроселя 33 і використання дроселів такої малої провідності недоцільна.

На рис. 3 показана залежність стійкості гідропривода від жорсткості пружини C_p . При значенні $C_p=0,5\cdot 10^4 \text{ Н/м}$ маємо стійку зону в діапазонах $d_{dr}=(2,0\dots 4,0)\cdot 10^{-3} \text{ м}$ та $d=(60\dots 100)^\circ$. При жорсткості пружини $C_p=1,5\cdot 10^4 \text{ Н/м}$ зона стійкої роботи зменшується, вона охоплює діапазон $d_{dr}=(2,0\dots 4,0)\cdot 10^{-3} \text{ м}$ та $d=(60\dots 85)^\circ$. Збільшення жорсткості пружини C_p хоча і забезпечує зменшення зони стійкості роботи гідропривода проте буде покращувати точність стабілізації величини витрати до гідроциліндра. Значення жорсткості пружини слід вибирати в діапазоні $C_p=(0,5\dots 1,5)\cdot 10^4 \text{ Н/м}$.

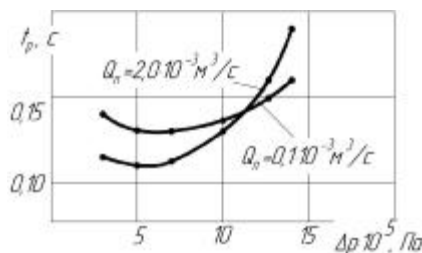


Рис. 4. Вплив перепаду тиску Δp на гідророзподільнику на швидкодію

На рис. 4 представлено графік залежності швидкодії t_p від перепаду тиску Δp на гідророзподільнику 3 та подачі регульованого насосу Q_n . Перепад тиску забезпечується контролером, як різниця між p_n та p_c .

Максимальна швидкодія гідропривода забезпечується при значеннях $\delta p = (4 \dots 7) \times 10^5$ Па.

При величині перепаду тиску $\delta p = 5 \times 10^5$ Па на гідророзподільнику визначимо вплив параметрів f_0 , d , d_{dr} , C_p на швидкодію.

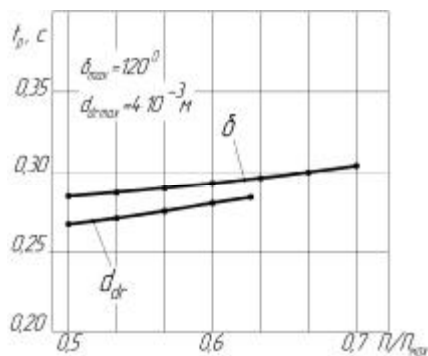


Рис. 5. Вплив кута золотника d та діаметра дроселя клапана d_{dr} на швидкодію

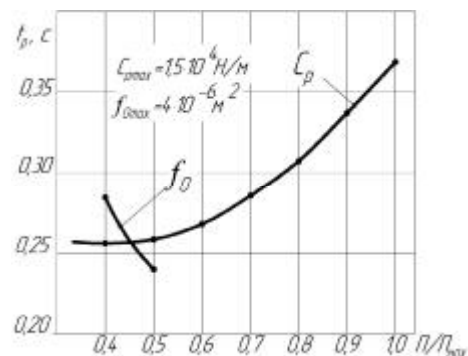


Рис. 6. Вплив площі дроселя f_0 та жорсткості пружини C_p на швидкодію

На рис. 5 та 6 представлений графік залежності швидкодії від d , d_{dr} , C_p та f_0 . При збільшенні параметрів швидкодія зменшується для d , d_{dr} та C_p , а для параметру f_0 навпаки - збільшується. При проектуванні потрібно орієнтуватись на менші значення величин d , d_{dr} та C_p .

Висновки

Швидкодія гідропривода залежить від перепаду тиску δp на гідророзподільнику. Максимальне значення швидкодії забезпечується при значеннях перепаду тиску $\delta p = (4 \dots 7) \times 10^5$ Па.

Для забезпечення необхідної швидкодії $t_p < 0,3$ с при перепаді тиску $\delta p = 5 \times 10^5$ Па на гідророзподільнику в робочому режимі слід обирати такі значення параметрів:

- діаметр дроселя клапана подачі насоса $d_{dr} = (2,0 \dots 3,0) \times 10^{-3}$ м;
- кут золотника клапана подачі насоса $d = (60 \dots 75)^\circ$;
- площа дроселя регулятора $f_0 = (1,6 \dots 2,0) \times 10^{-6}$ м²;
- жорсткість пружини клапана подачі насоса $C_p = (0,45 \dots 1,1) \times 10^4$ Н/м.

Література

1. Не зависящие от загрузки пропорциональные распределители PVG32 : каталог. – М. : ЗАО «Данфосс», 2002. – 40 с.
2. Pedersen P., Munzer Marc E. Strategies for Stabilization of Flow Control System with Counter Balance Valves // Proceedings of 2001 Drives and Controls and Power Electronics Conference, Session 7: Fluid Power. – London. March. 2001 – P. 32-39.
3. Andersen Torben O, Hansen Michael R. Evaluation pf Velocity Control Concepts Involving Counter Balance Valves in Mobile Cranes // Conference of Fluid Power Transmission and Control. – Hangzhou (China), 2001.
4. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений / Черных И.В. – М. : Диалог-МИФИ, 2003. – 236 с.

References

1. Ne zavisyashhie ot zagruzki proporcional'ny'e raspredeliteli PVG32: katalog. – M: ZAO «Danfoss», 2002. – 40 p.
2. Pedersen P., Munzer Marc E. Strategies for Stabilization of Flow Control System with Counter Balance Valves // Proceedings of 2001 Drives and Controls and Power Electronics Conference, Session 7: Fluid Power. – London. March. 2001 – p.p. 32-39.
3. Andersen Torben O, Hansen Michael R. Evaluation pf Velocity Control Concepts Involving Counter Balance Valves in Mobile Cranes // Conference of Fluid Power Transmission and Control. – Hangzhou (China), 2001.
4. Cherny'x I.V. Simulink: sreda sozdaniya inzhenerny'x prilozhenij / Cherny'x I.V. – M.: Dialog-MIFI, 2003. – 236 p.

Рецензія/Peer review : 6.6.2013 р. Надрукована/Printed : 16.6.2013 р.

Рецензент: проф., завідувач кафедру технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, д.т.н. Сивак І.О.