

**ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГАЛЬМІВНОГО КЛАПАНА
МЕХАТРОННОГО ПРИВОДА ГІДРОМАНІПУЛЯТОРА**

Розглянута мехатронна гідросистема мобільної робочої машини з гідроманіпулятором. Розроблена нелінійна математична модель привода гідроманіпулятора. По математичній моделі дослідженні робочі процеси в приводі гідроманіпулятора при попутному навантаженні. Виявлено, що наявність гальмівного клапана створює умови для виникнення автоколивань в приводі гідроманіпулятора. Проведено дослідження робочих процесів в приводі гідроманіпулятора при ступінчастій зміні попутного навантаження на величину до 7000 Н, та визначено, що вибором коефіцієнта підсилення робочого вікна k_b , діаметра поршня гальмівного клапана d_b та діаметра демпфера f_b можливо гарантовано виключити виникнення автоколивань, та забезпечити необхідну швидкодію привода гідроманіпулятора.

Ключові слова: мехатронна гідросистема, гідроманіпулятор, математична модель, гальмівний клапан, динамічні характеристики

L.G. KOZLOV, M.P. KORINENKO, A.O. ANTONYK
Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, Ukraine

DETERMINATION OF BRAKE VALVE'S PARAMETERS OF THE HYDROMANIPULATOR'S MECHATRONIC DRIVES

Abstract - A mechatronic hydraulic system of the mobile working machine with a hydromanipulator is considered. A non-linear mathematical model of the hydromanipulator drive has been developed. Using the mathematical model, working processes in the hydromanipulator drive under concurrent load have been investigated. It was found that the presence of a brake valve creates the conditions for self-vibrations in the hydromanipulator drive. Working processes in the hydromanipulator drive under step changes of the concurrent load have been investigated in the range up to 7000 N. It has been determined that the correct choice of gain factor k_b , of the working port, the piston diameter d_b of the brake valve and diameter f_b can prevent the emergence of self-vibrations and to provide the required speed of response for the hydromanipulator drive.

Keywords: mechatronic hydraulic system, hydromanipulator, mathematical models, brake valve, dynamic characteristics

Вступ

В різних галузях господарства широко застосовуються робочі мобільні машини з гідроманіпуляторами. Можливість переоснащення мобільної робочої машини з гідроманіпулятором різними робочими органами суттєво розширює спектр операцій, підвищує продуктивність та якість роботи таких машин. Гідросистеми вітчизняних робочих мобільних машин оснащені, як правило, нерегульованими насосами та релейними гідро розподільниками, що не дозволяє ефективно використовувати їх при необхідності регулювання режимів роботи в широких діапазонах. Перехід на гідросистеми, що мають регульовані насоси та пропорційну гідроапаратуру з електрогідравлічним керуванням від контролерів дозволяє суттєво покращити характеристики мобільних робочих машин, підвищити економічність їх роботи. Такі гідросистеми отримали назву мехатронних гідросистем, їх розробка і вдосконалення на сьогодні є однією з основних тенденцій розвитку мобільних робочих машин [1–4].

Постановка завдання

Метою даної роботи є покращення динамічних характеристик та вдосконалення конструкції гальмівного клапана для мехатронної гідросистеми мобільної робочої машини [5, 6].

Результати досліджень

На рис. 1 зображена схема мехатронної гідросистеми.

Гідросистема включає два регульованих насоси 1 та 2 з регуляторами 3 та 4, до яких підключений секційний розподільник 5, кожна секція якого включає по одному пропорційному розподільному золотнику (позначено 6, 7, 8, 9) та по одному релейному золотнику з електромагнітним керуванням (позначено 10, 11, 12, 13). До гідророзподільника 5 підключені гідроциліндри гідроманіпулятора. Через виводи A_1 B_1 підключений гідроциліндр повороту, через виводи A_2 B_2 гідроциліндр стріли, через виводи A_3 B_3 гідроциліндр рукояті, а через виводи A_4 B_4 гідроциліндр захвату. Гідросистема включає контролер 15, який отримує сигнал від датчиків тиску 16, 17, 18, 19, датчиків переміщення 20, 21, 22, 23 та керує релейними розподільниками 10, 11, 12, 13 через підсилювач 32 та регуляторами 3, 4 через підсилювачі 30, 31. В кожному секцію гідророзподільника 5 включені гальмівні клапани 29, 24, 25, 26 відповідно. Гідросистема включає також бак 27 та фільтр 28.

Працює гідросистема таким чином. При відключених гідроциліндрах гідроманіпулятора всі пропорційні розподільні золотники 6, 7, 8, 9 знаходяться в нейтральних позиціях (позначено а), а релейні розподільні золотники 10, 11, 12, 13 знаходяться в позиціях с. Сигнали від датчиків переміщення 20, 21, 22, 23

поступають на контролер 15, який генерує нульові сигнали управління для регуляторів 3 та 4 насосів. Насоси 1 та 2 при цьому подають мінімальні витрати Q_{n1} та Q_{n2} під незначними по величині тисками p_{n1} та p_{n2} для компенсації витоків в гідророзподільнику 5. При перемиканні пропорційного розподільного золотника 6 в одну з двох робочих позицій (позначено в) робоча рідина від насоса 2 буде поступати через розподільні золотники 10, 6 та виводи $A_1 B_1$ до гідроциліндра стріли гідроманіпулятора, приводячи його до руху.

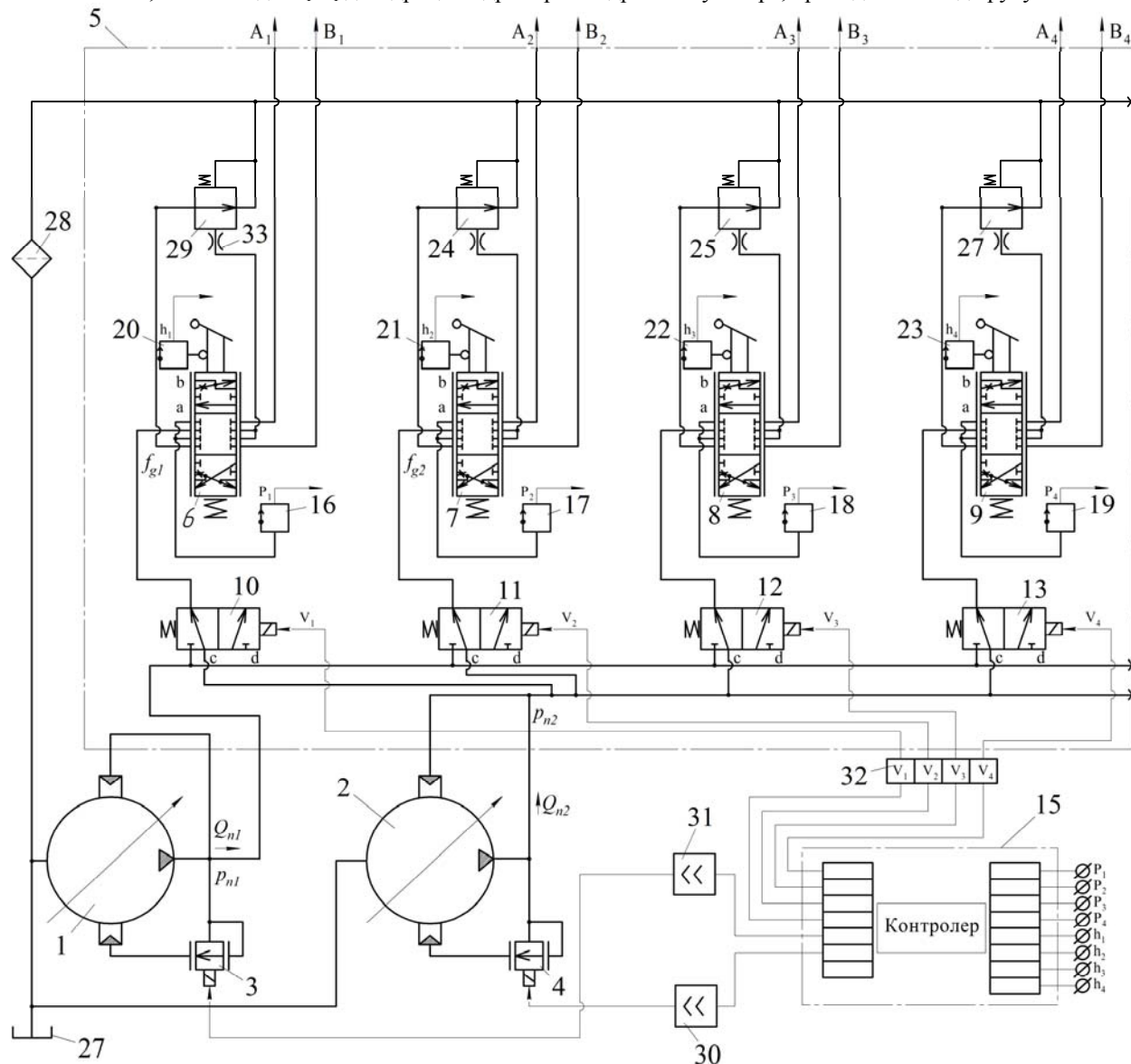


Рис. 1. Схема мехатронної гідросистеми мобільної робочої машини

Злив робочої рідини від гідроциліндра стріли буде забезпечуватись через розподільний золотник 6 та компенсатор тиску 29. Контролер 15, отримуючи сигнали від датчиків 16 та 20 генерує сигнал керування для розподільного золотника 10 (залишаючи його в позиції с) та для регулятора 4 насоса 2 таким чином, що тиск p_{n2} на виході насоса 2 буде пропорційним навантаженню на гідроциліндрі стріли гідроманіпулятора. Величина витрати Q_{n2} , що поступатиме від насоса 2 до гідроциліндра стріли буде залежати від відкриття f_{g1} робочого вікна пропорційного розподільного золотника 6, а швидкість руху v_1 гідроциліндра стріли буде підтримуватись постійною, незалежною від величини навантаження N_1 . Компенсатор тиску 29 забезпечує стабілізацію руху поршня гідроциліндра стріли гідроманіпулятора в разі виникнення попутного навантаження. При перемиканні розподільного золотника 7 в одну з робочих позицій (позначено в), при працюючому гідроциліндрі стріли сигнали від датчиків 17 та 21 будуть поступати до контролера 15, який буде генерувати сигнали керування для регулятора 3 та релейного золотника 11 таким чином, що релейний розподільний золотник 11 переміститься в позицію d і з'єднає насос 1 через виводи $A_2 B_2$ з гідроциліндром рукояті. Насос 1 буде подавати в гідроциліндр рукояті витрату Q_{n1} , яка буде залежати від величини відкриття робочого вікна f_{g2} пропорційного розподільного золотника 7, а величина тиску p_{n1} на виході насоса 1 буде пропорційна навантаженню N_2 на гідроциліндрі рукояті. Швидкість руху v_2 гідроциліндра

рукоюті буде підтримуватись стабільною, незалежною від величини навантаження N_2 . Таким чином оператор мобільної машини має можливість керувати одночасно двома гідроциліндрами. Швидкості руху робочих органів при цьому будуть пропорційними величинам відкриття робочих вікон пропорційних розподільних золотників, та не будуть залежати від величини навантажень як при зустрічному, так і при попутному їх напрямках. Це дозволяє оператору точно керувати рухами гідроманіпулятора, наводячи його на об'єкт при мінімальній кількості перемикачів розподільних золотників. В процесі виконання робочого циклу машини любий з чотирьох гідроциліндрів може бути підключений до одного з двох насосів 1 або 2, при цьому буде забезпечений індивідуальний привод кожного із працюючих гідроциліндрів від регульованого насоса. Оскільки витрати насосів будуть відповідати споживанню витрати гідроциліндрами, а тиски на виході насосів будуть пропорційні зустрічним навантаженням, та мінімальні при попутних навантаженнях то втрати потужності в мехатронній гідросистемі будуть незначними. Мехатронна гідросистема може забезпечувати роботу до 8 гідродвигунів обертальної та поступальної дії

Мехатронна гідросистема приводить до руху гідроманіпулятор представлений на рис 2.

Гідроманіпулятор включає механізм повороту 1, стійку 2, стрілу 3, рукоять 4 та захват 5. Гідроциліндри 6 та 7 приводять до руху стрілу 3 та рукоять 4 відповідно. Захват 5 також має привод від гідроциліндра.

Для дослідження робочих процесів та забезпечення необхідних динамічних характеристик розроблена нелінійна математична модель мехатронного привода стріли гідроманіпулятора.

Розрахункова схема, по якій розроблена математична модель мехатронного привода представлена на рис.3. Розрахункова схема включає регульований насос 1, робоче вікно 2 пропорційного розподільного золотника, гідроциліндр 3, гальмівний клапан 4 з золотником 5 та демпфером 6, контролер 7, підсилювач 8 та регулятор 9 насоса.

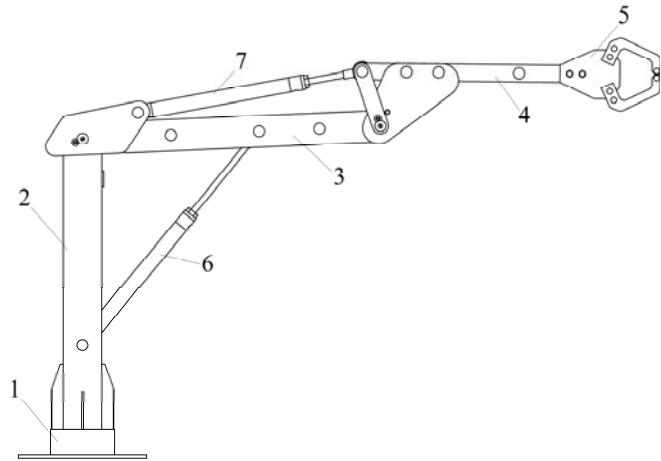


Рис. 2. Гідроманіпулятор для робочої мобільної машини

Математична модель розроблена при таких основних допущеннях:

Розглядаються зосереджені параметри гідросистеми, температуру робочої рідини прийнято постійною, хвильові процеси не враховувались, коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними, режими роботи – безкавітаційними, об'єм гідролінії за час перехідного процесу не змінюється, втрати тиску в гідролінії не враховувались, сили сухого тертя не залежать від швидкості рухомих елементів, робота контролера моделювалась пропорційною ланкою, напрям дії навантаження на штоці гідроциліндра не змінювався.

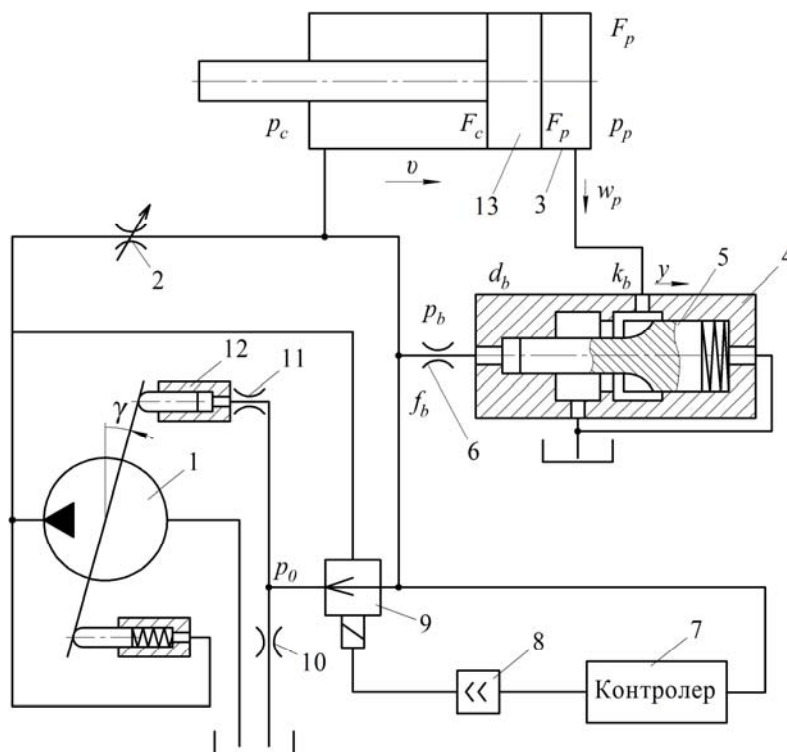


Рис. 3. Розрахункова схема привода стріли гідроманіпулятора

Математична модель включає рівняння моментів, що діють на стрілу гідроманіпулятора (рівняння 1), та на планшайбу насоса 1 (рис. 3) (рівняння 2), рівняння сил, що діють на клапан регулятора 9 насоса (рівняння 3), золотник 5 гальмівного клапана (рівняння 4), рівняння нерозривності потоків між насосом 1, робочим вікном 2 пропорційного розподільного золотника та регулятором 9 (рівняння 5), між робочим вікном 2 пропорційного розподільного золотника та гідроциліндром 3 стріли (рівняння 6), між гідроциліндром 3 та гальмівним клапаном 4 (рівняння 7), між демпфером 6 та золотником 5 гальмівного клапана 4 (рівняння 8), між клапаном регулятора 9, демпфером 11 та дроселем 10 в системі керування насосом 1 (рівняння 9), між демпфером 11 та сервоплунжером 12 керування планшайбою насоса 1 (рівняння 10), падіння напруг в ланцюгу керування електромагнітом регулятора 9 (рівняння 11).

$$I_m \frac{d\omega_m}{dt} = p_c \cdot F_c \cdot l_m \cdot \cos \alpha_m - m_c \cdot g \cdot l_c \cdot \cos \alpha - b_c \cdot \omega_m \cdot l_m^2 - p_p \cdot F_p \cdot l_m \cdot \cos \alpha - M_m \quad (1)$$

$$I \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_n \cdot f_5 \cdot l - p_c \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\varepsilon_0} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot l^2 \cdot \cos \gamma + m_0 - m_1 \cdot \left(\frac{p_n - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - m_2 \cdot \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right); \quad (2)$$

$$m_p \frac{d^2z}{dt^2} = p_n \cdot \frac{\pi \cdot d_g^2}{4} - k_m \cdot i_m - \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_m \cdot l_p}{\varepsilon_p} \right) \cdot \frac{dz}{dt}; \quad (3)$$

$$m_b \frac{d^2y}{dt^2} = p_b \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} - c_b \cdot (H_b + y) - R_b \cdot y - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_b \cdot l_b}{\varepsilon_b} \cdot \frac{dy}{dt}; \quad (4)$$

$$Q_n - k_n \cdot p_n = \mu \cdot f_g(h) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) + \pi \cdot d_g \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_p}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) + \beta \cdot W_n \frac{dp_n}{dt}; \quad (5)$$

$$\mu \cdot f_g(h) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) = \frac{F_c \cdot l_m \cdot \omega_m}{\cos \alpha_m} + \beta \cdot W_c \frac{dp_c}{dt} - \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_c - p_b|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_c - p_b); \quad (6)$$

$$\frac{F_p \cdot l_m \cdot \omega_m}{\cos \alpha_m} = \mu \cdot k_b \cdot y \sqrt{\frac{2 \cdot p_p}{\rho}} + \beta \cdot W_p \frac{dp_p}{dt}; \quad (7)$$

$$\mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_c - p_b|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_c - p_b) = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt} + \beta \cdot W_b \cdot \frac{dp_b}{dt} - \frac{\pi \cdot d_b \cdot \varepsilon_b^3 \cdot p_b}{12 \cdot v_k \cdot \rho \cdot (l_b - y)}; \quad (8)$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_g \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_p}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} + \beta \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e); \quad (9)$$

$$\mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta \cdot W_e \frac{dp_e}{dt} + \frac{\pi \cdot d_4 \cdot \varepsilon_4^3 \cdot p_e}{12 \cdot v_k \cdot \rho \cdot (l_4 - l \cdot \sin \gamma)} - f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma; \quad (10)$$

$$p_c \cdot k_c \cdot k_u = L_e \frac{di_m}{dt} + i_m \cdot R_e - k_a \frac{dz}{dt}; \quad (11)$$

В математичній моделі використані також залежності:

$$\beta = \begin{cases} 2 \cdot 10^{-9} \cdot \left(1 - 0,03 \cdot \frac{p_k}{10^5} \right) & \text{при } p_k \leq 23 \cdot 10^5 \\ 0,6 \cdot 10^{-9} & \text{при } 23 \cdot 10^5 < p_k \leq 300 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (12)$$

$$Q_n = F_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot k_n \cdot \text{tg} \gamma$$

В математичній моделі позначено:

$P_n, P_c, P_p, P_e, P_0, P_b$ – тиски на виході насоса, на вході та виході гідроциліндра 4, в системі керування насоса 1, на вході гальмівного клапана 4 (рис. 3);

z, y – координати положення золотника регулятора 9 та золотника гальмівного клапана 4;

ω_m – кутова швидкість повороту стріли гідроманіпулятора;

γ – кут повороту планшайби регульованого насоса 1;

i_m – струм в обмотці електромагніта;

f_g, f_0 – площі робочих вікон гідророзподільника 2 та дроселя 10 в системі керування насоса;

$F_c, F_p, F_7, f_4, f_5, f_e, f_b$ – площі поршня гідроциліндра 3, сервоциліндрів регульованого насоса, поршнів насоса, демпферів сервоциліндра насоса та гальмівного клапана;

$D_c, d_m, d_b, d_7, d_8, d_g$ – діаметри гідроциліндра 3, золотника регулятора 9, золотника 5 гальмівного клапана, поршнів регульованого насоса та кола контакту поршнів насоса з планшайбою, дроселя регулятора насоса;

$k_m, k_n, k_a, k_c, k_h, k_u$ – коефіцієнти пропорційності зусилля електромагніта регулятора 2, витоків в насосі 1, протидіючої е.р.с. електромагніта, підсилення датчика тиску, підсилення датчика, підсилувача електромагніта;

L_e, R_e – індуктивність та активний опір обмоток електромагніта регулятора 9;

c_b – жорсткість пружини гальмівного клапана 4;

μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;

ρ – густина робочої рідини;

l_p, l_4, l_b, l, l_m – довжина контакту золотника регулятора 9, сервоциліндра 12 насоса, золотника 5 гальмівного клапана з корпусами, плече дії сервоциліндрів регульованого насоса 1 та штока гідроциліндра стріли;

β – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гумометалевих рукавів;

I, I_m – моменти інерції планшайби насоса та стріли гідроманіпулятора;

m_p, m_b, m_c – маса золотників регулятора 9 та гальмівного клапана 4, приведена маса робочого механізму;

$W_n, W_0, W_c, W_p, W_b, W_e$ – об'єми гідроліній між насосом 1 та робочим вікном гідророзподільника 2, між регулятором 9 та дроселем 10, між робочим вікном гідророзподільника 2 та гідроциліндром 3, між гідроциліндром 3 та гальмівним клапаном 4, між демпфером 6 та гальмівним клапаном 4, між демпфером 11 та сервоциліндром 12 насоса;

n_n – частота обертання вала насоса 1;

k_1 – кількість поршнів в насосі 1;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості;

$\varepsilon_p, \varepsilon_n, \varepsilon_b$ – зазори між золотником регулятора 9, сервоциліндром 12 насоса, золотником 5 та відповідними корпусами;

$f_g(h)$ – площа відкриття робочого вікна пропорційного гідророзподільника 2;

α_p, α_m – кути нахилу кромки золотника регулятора 9 між стрілою та штоком гідроциліндра;

H_b – попереднє стиснення пружини гальмівного клапана;

R_b – коефіцієнт гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана;

k_b – коефіцієнт підсилення робочого вікна гальмівного клапана

m_0, m_1, m_2, m_3 – коефіцієнти залежності моменту опору на планшайбі насоса від витрати та тиску;

M_m – момент сили тертя в опорі стріли.

Математична модель оброблялась за допомогою математичного пакета MATLAB [7], що дозволило вивчити робочі процеси в мехатронному приводі гідроманіпулятора в перехідних режимах.

Робота гідроманіпулятора, наприклад, на операції розвантаження транспортного засобу, характеризується частим перемиканням гідророзподільників, зміною напрямку та величини навантаження на гідроциліндрах. У разі виникнення на штоках гідроциліндрів навантаження, що співпадає з напрямком руху поршня (рис. 3) в роботу включається гальмівний клапан.

Насос при цьому подає робочу рідину в штокову камеру гідроциліндра 3, який рухається зліва направо. Під дією тиску p_c в поршневі камері гідроциліндра та навантаження з боку стріли поршень 13 площею F_p витискає рідину через робоче вікно гальмівного клапана 4. Зростання величини навантаження приводить до зростання швидкості v та зменшення тиску p_c . Це в свою чергу зменшує відкриття y робочого вікна гальмівного клапана та до зменшення швидкості v руху поршня. Зменшення швидкості v

руху поршня призводить до збільшення величини тиску p_c , величини відкриття y робочого вікна гальмівного клапана та призводить до наступного зростання швидкості v руху поршня. Таким чином, в приводі існують умови виникнення автоколивань. На рис. 4 представлено розрахований по математичній моделі, автоколивальний процес в приводі гідроманіпулятора. Амплітуда коливань величин тиску в приводі гідроманіпулятора є значною і сягає 6,0 МПа.

Розроблена математична модель дозволяє також знайти параметри гальмівного клапана, які виключають виникнення автоколивань при переключенні привода гідроманіпулятора з одного режиму на інший. В процесі дослідження виявлено, що основними параметрами, які впливають на автоколивання в приводі гідроманіпулятора при попутному навантаженні є діаметр d_b поршня золотника, коефіцієнт k_b підсилення робочого вікна гальмівного клапана 4, а також площа f_b демпфера 6.

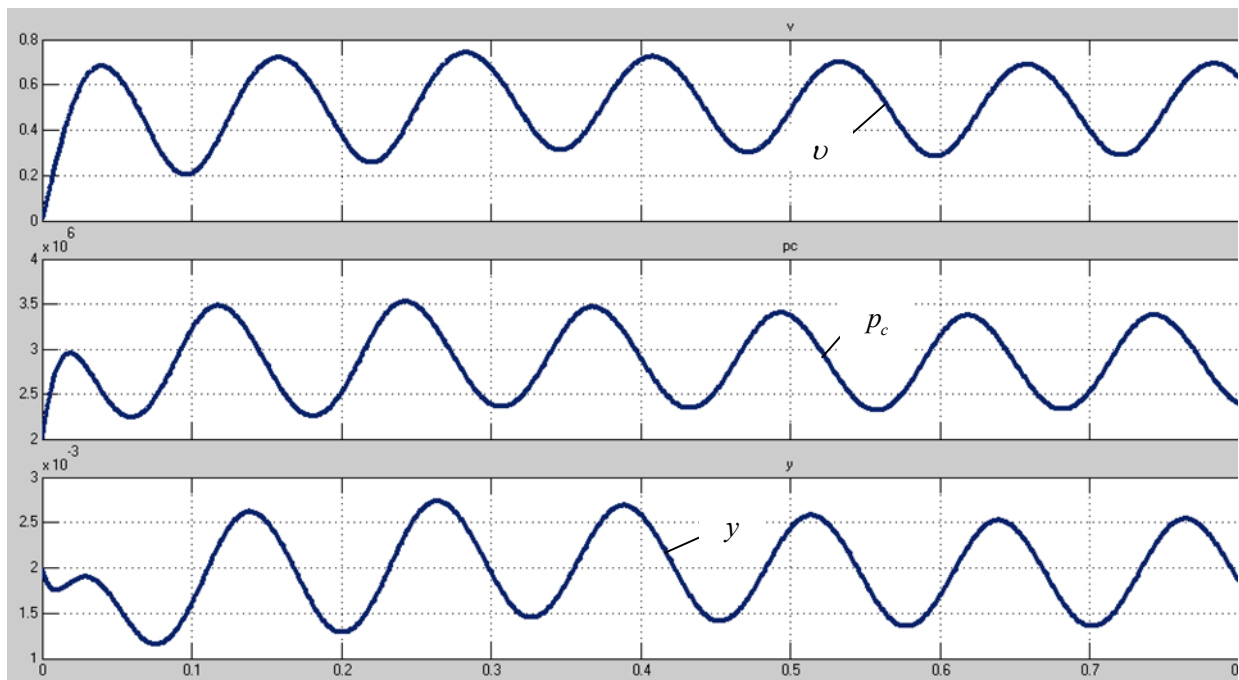


Рис. 4. Автоколивання в приводі гідроманіпулятора

Зменшення величин d_b , k_b , а також вибір величини f_b з певного діапазону виключають автоколивання при роботі привода гідроманіпулятора.

На рис. 5 представлено вплив величин k_b та f_b на стійкість та час регулювання привода при значенні $d_b = 8 \cdot 10^{-3}$ м. При більших значеннях $k_b = (20 \dots 24) \cdot 10^{-3}$ м діапазон величини площі f_b демпфера, який забезпечує стійку роботу привода досить вузький і складає $f_b = (0,8 \dots 1,0) \cdot 10^{-6}$ м².

При зменшенні величини k_b до значення $12 \cdot 10^{-3}$ м діапазон f_b в якому привод працює стійко збільшується до $(0,8 \dots 2,6) \cdot 10^{-6}$ м².

Зменшення величини f_b в дослідженому діапазоні $(0,8 \dots 2,6) \cdot 10^{-6}$ м² однозначно зменшує час регулювання в приводі. Зменшення величини k_b в дослідженому діапазоні $(8 \dots 24) \cdot 10^{-3}$ м також зменшує час регулювання.

На рис. 6 представлено вплив величин k_b та f_b на стійкість та час регулювання привода при значенні $d_b = 6 \cdot 10^{-3}$ м. При значенні $k_b = 24 \cdot 10^{-3}$ м діапазон зміни площі дроселя f_b , в яких забезпечується стійка робота привода складає $(0,8 \dots 1,8) \cdot 10^{-6}$ м², що значно більше, ніж у випадку конструктивного

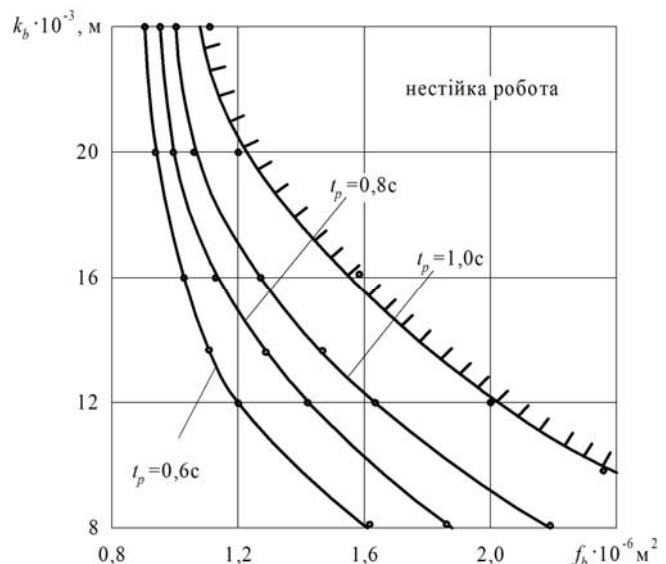


Рис. 5. Вплив величин k_b та f_b на час регулювання при значенні $d_b = 8 \cdot 10^{-3}$ м

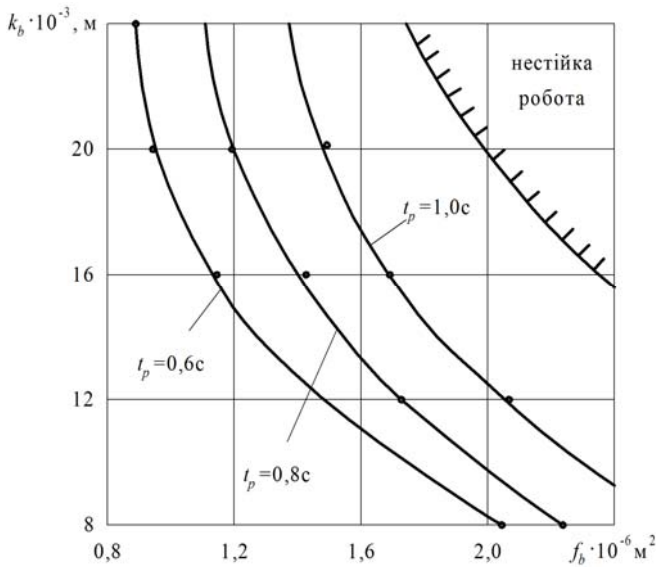


Рис. 6. Вплив величин k_b та f_b на час регулювання при значенні $d_b = 6 \cdot 10^{-3}$ м

виконання гальмівного клапана із значенням $d_b = 8 \cdot 10^{-3}$ м. При зменшенні величини k_b до $16 \cdot 10^{-3}$ м діапазон зміни f_b , в якому забезпечується стійка робота привода розширюється до $(0,8 \dots 2,4) \cdot 10^{-6}$ м². При подальшому зменшенні величини k_b діапазон f_b при якому привід працює стійко значно розширюється. Значення діаметра $d_b = 6 \cdot 10^{-3}$ суттєво розширює діапазони змін величин k_b та f_b при яких привід працює стійко в порівнянні із приводом, в якому значення d_b гальмівного клапана складає величину $8 \cdot 10^{-3}$ м.

На рис.7 представлено перехідні процеси в приводі гідроманіпулятора при ступінчастій зміні попутного навантаження на величину до 7000 Н та витраті насоса $Q_n = 1 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Перехідний процес, представлений на рис.7а, розрахований при значеннях $d_b = 6 \cdot 10^{-3}$ м, $k_b = 16 \cdot 10^{-3}$ м, $f_b = 1,8 \cdot 10^{-6}$ м². Має коливальний характер, час регулювання складає 0,9 с. Введення значення $f = 1,1 \cdot 10^{-6}$ м² при незмінних значеннях k_b та d_b забезпечує перехідний процес наближений до аперіодичного, при цьому час регулювання зменшується до $t_p = 0,6$ с.

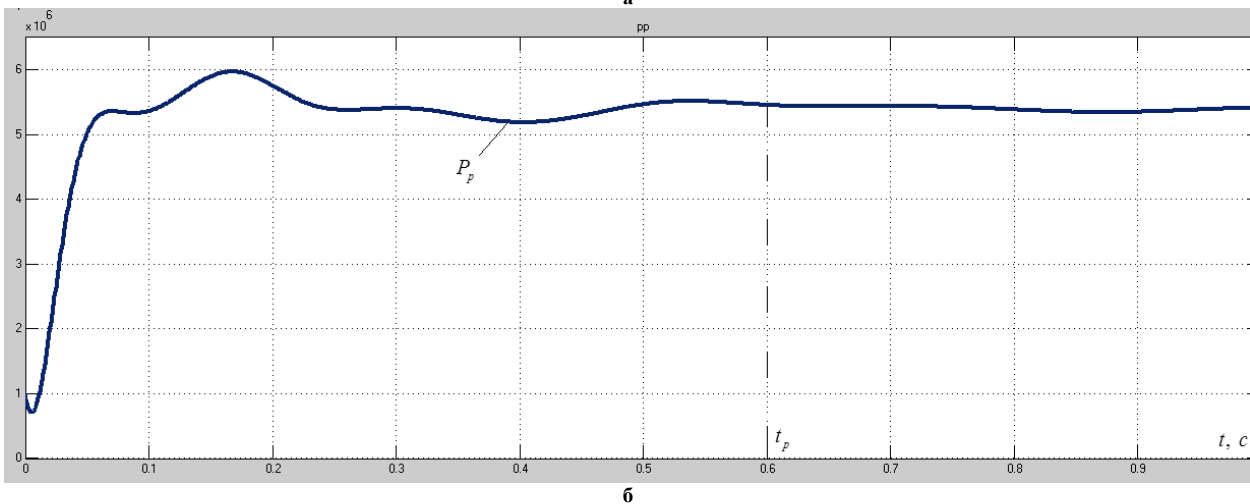
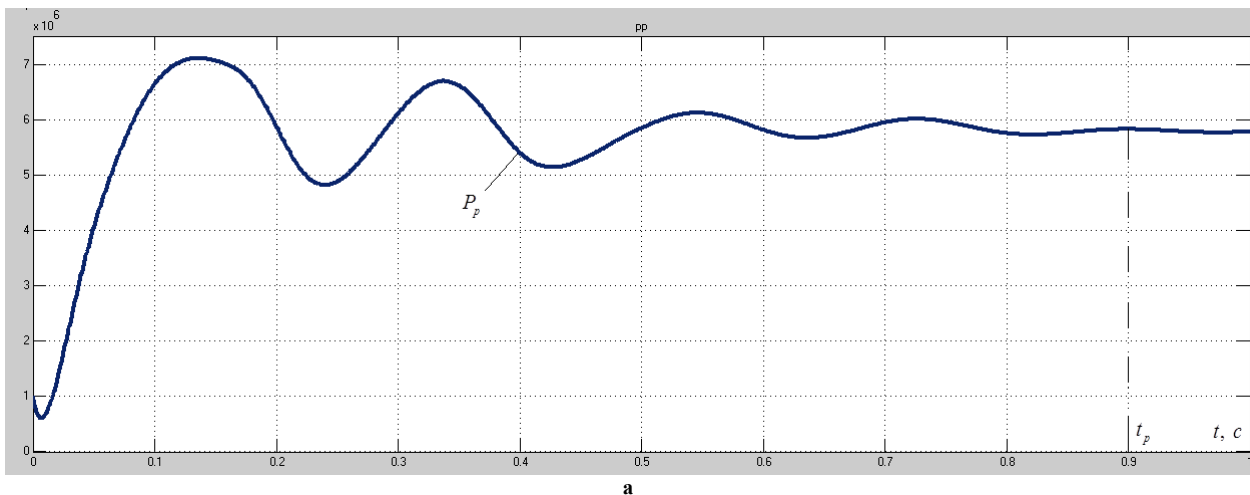


Рис. 7. Перехідні процеси в приводі стріли при $k_b = 16 \cdot 10^{-3}$ м, $d_b = 6 \cdot 10^{-3}$ м

а) величина площі демфера $f_b = 1,8 \cdot 10^{-6}$ м²

б) величина площі демфера $f_b = 1,1 \cdot 10^{-6}$ м²

Висновки

Робота привода гідроманіпулятора при попутному навантаженні в перехідному процесі може супроводжуватись коливаннями швидкості руху гідроциліндра. При певному співвідношенні величини коефіцієнта підсилення вікна k_b діаметра d_b поршня гальмівного клапана та площі демпфера f_b в приводі виникають автоколивання із амплітудою до 6,0 МПа.

Стійка робота мехатронного привода гідроманіпулятора при зміні попутного навантаження до 7000 Н та витраті насоса $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. може бути досягнута шляхом вибору величини коефіцієнта підсилення з діапазону $k_b = (8 \dots 24) \cdot 10^{-3}$ м, величини демпфера з діапазону $f_b = (8 \dots 2,4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Зменшення часу регулювання в мехатронному приводі досягається при менших величинах коефіцієнта k_b з діапазону $k_b = (8 \dots 24) \cdot 10^{-3}$ м, менших величинах демпфера t_b з діапазону $k_b = (8 \dots 2,4) \cdot 10^{-6}$ м та менших значеннях діаметра поршня d_b гальмівного клапана.

Література

1. Pedersen, Henrik C. Controlling a Conventional LS-pump Based on Electrically Measured LS-pressure / Henrik C. Pedersen, Torben O Andersen, Michael R.Hansen // Proceeding of the Fluid Power and Motion Control (FPMC'08). – Bath University, the Centre for Power Transmission and Motion Control, 2008. – P. 531 – 546.
2. Bosch Rexroth. The Drive and Control Company [Electronic resource]. - Mode of access: <http://www.boschrexroth.com>.
3. Иванов И. В. Развитие тракторных гидроприводов / И. В. Иванов, Д. Ю. Флер, А. Б. Халецкий // Приводная механика, 2006. – № 1 (59). – С. 2 – 8.
4. Современные достижения в гидроприводе мобильных машин // Новости рынка специальной техники и промышленного оборудования. – Вып. 82, статья № 2 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://www.Mrmz.ru/article/v82/print/2.htm>.
5. Козлов Л. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Леонід Козлов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2012. – №6, С 22-30.
6. Kozlov L. Digital PD controller for dynamic correction of the differential component coefficient for a mechatronic hydraulic system / L. Kozlov // Tehnomus journal: Proceedings of the XVIIth International Conference “New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies”. – Suceava, Romania, May 17 – 18, 2013. – P. 120-125.
7. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів систем механіки. Житомир: ЖІТІ, 2001 – 612 с.

References

1. Pedersen, Henrik C. Controlling a Conventional LS-pump Based on Electrically Measured LS-pressure / Henrik C. Pedersen, Torben O Andersen, Michael R.Hansen // Proceeding of the Fluid Power and Motion Control (FPMC'08). – Bath University, the Centre for Power Transmission and Motion Control, 2008. – P. 531 – 546.
2. Bosch Rexroth. The Drive and Control Company [Electronic resource]. - Mode of access: <http://www.boschrexroth.com>.
3. Yvanov Y. V. Razvitye traktorny'kh ghydropyvodov / Y. V. Yvanov, D. Ju. Fleer, A. B. Khaleckyj // Pryvodnaia mekhanyka, 2006. – # 1 (59). – S. 2 – 8.
4. Sovremennyye dostyzenyja v ghydropyvode mobyl'ny'kh mashyn // Novosti ry'nka specyal'noi tekhniky y promy'shlennoho oborudovaniya. – Vy'p. 82, stat'ia # 2 [E'lektronny'i resurs]. – Rezhym dostupa: URL: <http://www.Mrmz.ru/article/v82/print/2.htm>.
5. Kozlov L. Mekhatronna ghidrosistema mobil'noi mashyny / Leonid Kozlov // Visnyk Skhidnoukrains'kogho nacional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalia. – 2012. – #6, С 22-30.
6. Kozlov L. Digital PD controller for dynamic correction of the differential component coefficient for a mechatronic hydraulic system / L. Kozlov // Tehnomus journal: Proceedings of the XVIIth International Conference “New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies”. – Suceava, Romania, May 17 – 18, 2013. – P. 120-125.
7. Strutyns'kyi V.B. Matematychnе modeliuвання procesiv system mekhaniky. Zhytomyr: ZhITI, 2001 – 612 s.

Рецензія/Peer review : 17.2.2014 р.

Надрукована/Printed :7.4.2014 р.

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