

УДК 621.22

**Л. Г. Козлов, д. т. н., проф.; С. В. Репінський, к. т. н., доц.;  
О. В. Паславська; О. В. Піонткевич**

## **ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОГО ПРИВОДУ ПІД ЧАС ПРОСТОРОВОГО РУХУ МАНІПУЛЯТОРА**

*У статті запропоновано нелінійну математичну модель просторового руху маніпулятора на основі двох індивідуальних гідроприводів із мехатронним керуванням. Розроблена математична модель дозволила визначити характеристики просторового руху маніпулятора за одночасної роботи двох гідроприводів. Зокрема встановлено та проаналізовано вплив параметрів приводів і маніпулятора на величину часу регулювання, перерегулювання та стійкість перехідних процесів під час запуску маніпулятора в роботу.*

**Ключові слова:** маніпулятор, мехатронний привід, математична модель, перехідні процеси, час регулювання, перерегулювання, стійкість.

### **Вступ**

У будівництві та промисловості широко застосовують мобільні робочі машини з маніпуляторами. Виробники машин налагодили випуск широкої номенклатури змінних робочих органів: різного типу захватів, екскаваційного обладнання, підйомників, гідроножиць та ін. Конструкція маніпулятора та система його приводів визначають, переважно, функціональні можливості мобільної робочої машини, а також її характеристики. У процесі роботи маніпулятор мобільної машини рухається в просторі за рахунок суміщення роботи його приводів. Це дозволяє підвищити продуктивність роботи машини. Однак за суміщення роботи приводів вони взаємодіють між собою через конструкцію маніпулятора. У перехідних процесах (пуск, зміна напрямку та швидкості руху, гальмування приводів) виникають складні динамічні процеси, зумовлені одночасною роботою приводів та їх взаємодією. Це зумовлює підвищену коливальність приводів, зниження швидкодії та виникнення значного перерегулювання за тиском і, як наслідок, перевантаження конструкції маніпулятора та машини. На сьогодні особливості роботи маніпуляторів мобільних робочих машин у режимах одночасної роботи їх приводів вивчені недостатньо, потребують подальших досліджень і вивчення можливостей покращення динамічних характеристик. Характеристики та ефективність роботи мобільних машин покращуються за умови оснащення їх мехатронними приводами на основі регульованих насосів та контролерів [1 – 11].

У роботі поставлено завдання покращення показників якості регулювання приводів маніпулятора мобільної робочої машини за суміщення роботи мехатронних приводів.

### **Основна частина**

На рис. 1 показана схема маніпулятора з мехатронним приводом. Схема складається зі стойки 1, стріли 2, рукояті 3, захвату 4, гідроциліндрів 5, 6 та механізму повороту 7. Маніпулятор змонтований на рамі 8 мобільної машини. Під час виконання робочих операцій раму 8 мобільної машини фіксують відносно опорної поверхні за допомогою аутригерів 10 та 11. Регульований насос 12 подає робочу рідину через гідролінію 35, гідророзподільники 19 та 20, робочу гідролінію 21 у гідроциліндр 5, приводячи до руху стрілу 2 маніпулятора. Злив робочої рідини з гідроциліндра 5 забезпечується через робочу гідролінію 22, гідророзподільник 20, гідролінію керування 25, гальмівний клапан 26 та зливну гідролінію 27. Гідророзподільник 19 має пружину 9 та керується електромагнітом 31. Регульований

насос 12 має регулятор 13, що складається із золотника 14 із пружиною 15, дроселів 16 та 36, клапана 17 з електромагнітом 18. Регульований насос 12 забезпечує подачу в гідроциліндр 5 потоку робочої рідини, величина якого визначається відкриттям робочого вікна гідророзподільника 20. Величина цього потоку визначає швидкість руху штока 24, а отже, і швидкість руху стріли 2 маніпулятора. Гідроциліндр 23 повороту стійки 1 живиться від окремого насоса, який на схемі не показаний.

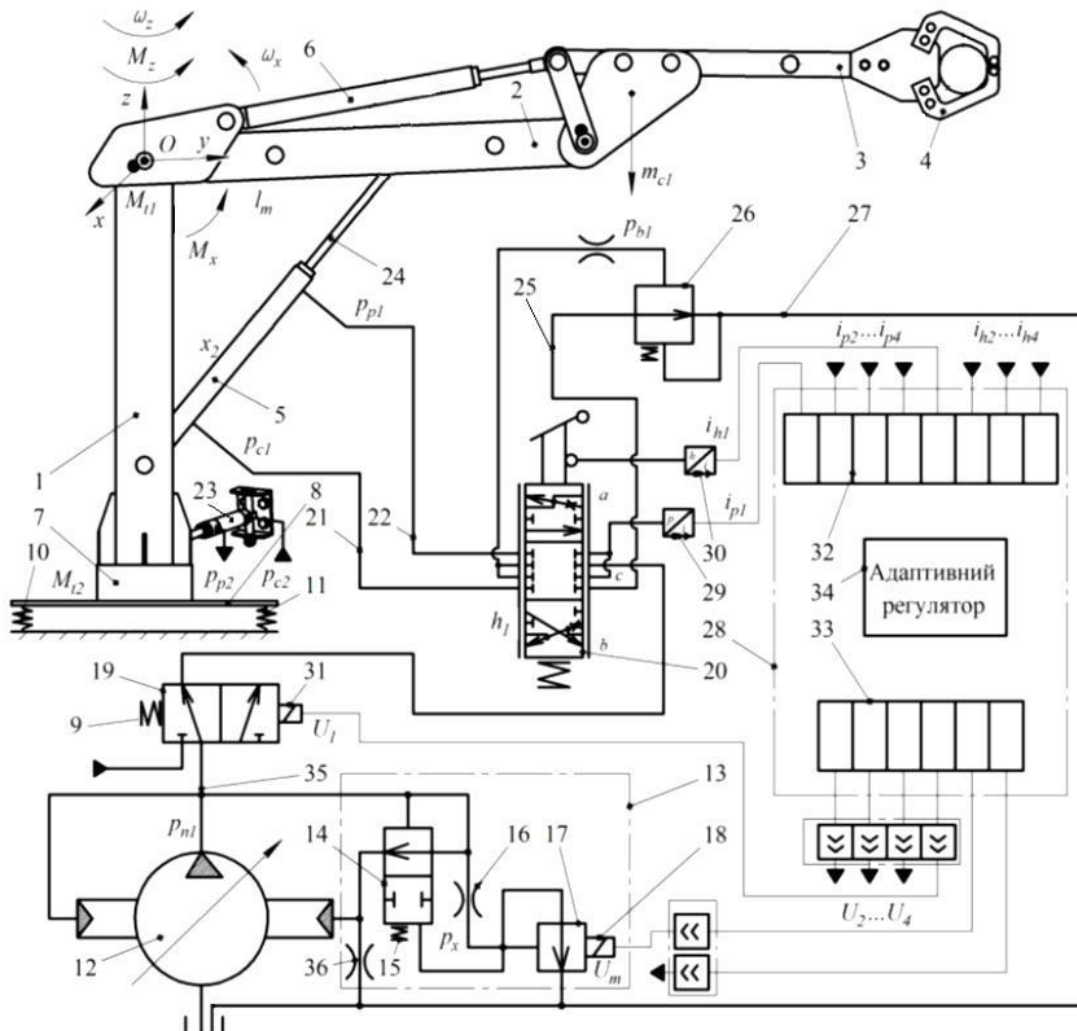


Рис. 1. Схема маніпулятора з мехатронним приводом

Роботою приводів маніпулятора керує контролер 28. На вхідну плату 32 контролера надходять сигнали від датчика тиску 29 та датчика положення 30. На основі сигналів  $i_{pi}$  та  $i_{hi}$ , що надходять від датчиків 29 та 30, в адаптивному регуляторі 34 контролера 28 генерується сигнал, який через вихідну плату 33 подається до електромагніта 18 регулятора насоса 13. Алгоритм роботи адаптивного регулятора забезпечує зменшення амплітуди коливаний сигналу  $i_{pi}$  в перехідному сигналі, у результаті чого забезпечується зменшення амплітуди коливаний тиску  $p_{n1}$  на виході насоса 12 та їх більш інтенсивне затухання [3]. Це дозволяє підвищити швидкість приводів маніпулятора, зменшити перерегулювання за тиском в приводі маніпулятора під час раціонального вибору значень конструктивних параметрів регулятора 13 насоса.

Гідроциліндри 5, 23 забезпечують поворот ланок маніпулятора відносно осей  $x$  та  $z$ . На

ланки маніпулятора діють проекції  $M_x, M_y, M_z$  головного моменту зовнішніх сил  $\bar{M}$ . Рух маніпулятора визначають проекціями кутових швидкостей  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ .

Рівняння просторового руху маніпулятора та кутової швидкості в проекціях на осі координат мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{dL_x}{dt} + \omega_y L_z - \omega_z L_y = M_x; \\ \frac{dL_y}{dt} + \omega_z L_x - \omega_x L_z = M_y; \\ \frac{dL_z}{dt} + \omega_x L_y - \omega_y L_x = M_z; \end{cases} \quad \begin{cases} \omega_x = (L_x + I_{xy} \cdot \omega_y + I_{zx} \cdot \omega_z) / I_{xx}; \\ \omega_y = (L_y + I_{xy} \cdot \omega_x + I_{yz} \cdot \omega_z) / I_{yy}; \\ \omega_z = (L_z + I_{zx} \cdot \omega_x + I_{yz} \cdot \omega_y) / I_{zz}, \end{cases}$$

де  $L_x, L_y, L_z$  – проекції кінетичного моменту  $\bar{L}$  рухомих частин маніпулятора на осі координат;  $M_x, M_y, M_z$  – проекції моменту  $\bar{M}$  зовнішніх сил, що діють на маніпулятор.

Проекції кінетичного моменту та тензор інерції маніпулятора мають вигляд:

$$\begin{aligned} L_x &= I_{xx} \cdot \omega_x - I_{xy} \cdot \omega_y - I_{zx} \cdot \omega_z; \\ L_y &= -I_{xy} \cdot \omega_x + I_{yy} \cdot \omega_y - I_{yz} \cdot \omega_z; \\ L_z &= -I_{zx} \cdot \omega_x - I_{zy} \cdot \omega_y + I_{zz} \cdot \omega_z; \end{aligned}$$

$$(I_{ij}) = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}.$$

Математична модель привода маніпулятора на основі регульованого насоса має вигляд:

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_{n1} \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\varepsilon_0} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + m_2 \cdot p_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot p_{n1}^2 + m_5 \cdot p_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_n);$$

$$m_x \frac{d^2 x}{dt^2} = p_x \cdot \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} - k_m \cdot i_{m1} - \left( \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_x \cdot l_x}{\varepsilon_x} \right) \cdot \frac{dx}{dt};$$

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - p_x \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - C_p \cdot (H_p + z) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_p \cdot l_p}{\varepsilon_p} \cdot \frac{dz}{dt};$$

$$\begin{aligned} m_b \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= p_b \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} - c_b \cdot (H_b + y_1) - A_g + B_g \cdot p_{p1} - \frac{D_g}{y_1} + \frac{E_g}{y_1^2} - \\ &- \left( \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_b \cdot l_b}{\varepsilon_b} \right) \cdot \frac{dy_1}{dt}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n_n \cdot \text{tg} \gamma - k_{n1} \cdot p_{n1} &= a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p_1 + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p_1^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p_1 + \\ &+ \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0) + \beta_n \cdot W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p_1 + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p_1^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p_1 = \\
 & = \frac{F_{c1} \cdot l_m \cdot \omega_x}{\cos \alpha_m} + \beta_p \cdot W'_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt} + \beta_n \cdot W_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt} - \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{c1} - p_{b1}); \\
 & \frac{F_{p1} \cdot l_m \cdot \omega_x}{\cos \alpha_m} = \mu \cdot k_b \cdot y_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{p1}}{\rho}} + \beta_p \cdot W_{p1} \frac{dp_{p1}}{dt}; \\
 & \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{c1} - p_{b1}) = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} + \beta_p \cdot W_b \cdot \frac{dp_b}{dt} - \\
 & \quad - \exp(A_b \cdot p_b + B_b \cdot t^\circ + C_b \cdot \varepsilon_b + D_b); \\
 & \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0) = \\
 & = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} + \beta_p \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e); \\
 & \mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_{x1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{x1}) = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot \sin\left(\frac{\alpha_x}{2}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\rho}} + \beta_p \cdot W_x \frac{dp_x}{dt}; \\
 & \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p \cdot W_e \frac{dp_e}{dt} - \exp(A_e \cdot p_e + B_e \cdot t^\circ + C_e \cdot \varepsilon_e + D_e) - \\
 & \quad - f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma; \\
 & p_{c1} \cdot k_u \cdot k_c \cdot [F_k(i_{p1})] = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot R_e;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_x = & p_{c1} \cdot F_{c1} \cdot l_m \cdot \cos \alpha_m - m_{c1} \cdot g \cdot l_m - p_{p1} \cdot F_{p1} \cdot l_m \cdot \cos \alpha_m - R_1 \cdot \frac{2 \cdot d_{n1}}{\pi} \cdot \text{sign} \omega_x - \\
 & - M_{t1} \cdot \text{sign} \omega_x - m_g \cdot g \cdot l_g.
 \end{aligned}$$

Рівняння, що описують роботу привода повороту маніпулятора під час роботи від нерегульованого насоса в режимі постійного потоку, мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 M_z = & p_{c2} \cdot F_{c2} \cdot l_z - p_{p2} \cdot F_{p2} \cdot l_z - M_{t2} \cdot \text{sign} \omega_z - F_{r1} \cdot f_{r1} \cdot \frac{d_{r1}}{2} \cdot \text{sign} \omega_z - \\
 & - F_{r2} \cdot f_{r2} \cdot \frac{d_{r2}}{2} \cdot \text{sign} \omega_z;
 \end{aligned}$$

$$Q_{n2} = \omega_z \cdot l_T \cdot F_{c2} + \beta_p \cdot W_{c2} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt} + \beta_n \cdot W'_{c2} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt};$$

$$\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} \cdot E_{mp}(p)};$$

$$E_p = \frac{1}{\beta_p} = E_{p0} \frac{W_f / W_a + 1}{W_f / W_a + (E_{p0} \cdot p_0) / p^2};$$

де  $p_{c1}, p_{p1}, p_e, p_0, p_{b1}$  – тиски на вході та виході гідроциліндра 5 (див. рис. 1), у регуляторі насоса 12, на вході гальмівного клапана 26;  $z, y_1$  – координати положення золотника регулятора 14 та золотника гальмівного клапана тиску 26;  $\omega_x, \omega_z$  – кутові швидкості обертання стріли та маніпулятора;  $\gamma$  – кут повороту планшайби регульованого насоса 12;  $f_0$  – площа дроселя 36 у регуляторі насоса;  $F_{c1}, F_{p1}, f_4, f_5, f_e, f_b$  – площі поршня гідроциліндра 5, сервоциліндрів регульованого насоса, поршнів насоса, демпферів сервоциліндра насоса та гальмівного клапана;  $D_c, d_p, d_b, d_7, d_8, d_x, d_{mp}$  – діаметри гідроциліндра 5, золотника 14 регулятора, золотника гальмівного клапана, поршнів регульованого насоса та кола контакту поршнів насоса з планшайбою, дроселя регулятора насоса, внутрішній діаметр трубопроводів;  $k_q, k_m, k_n, k_c, k_u$  – коефіцієнти питомої сили тертя в гідроциліндрі 5, пропорційності зусилля електромагніта, витоків у насосі 12, підсилення датчика тиску 29 та підсилювача;  $L_e, R_e$  – індуктивність та активний опір обмоток електромагніта 18;  $c_b$  – жорсткість пружини гальмівного клапана;  $i_{m1}, i_{p1}, i_{h1}$  – струми в обмотках електромагніта клапана 17, на виході датчика тиску 29 та датчика положення 30;  $F_n, T_c$  – сили приведенного навантаження на штоці 24 та тертя в гідроциліндрі 5;  $\mu$  – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $l_p, l_4, l_b, l$  – довжина контакту золотника регулятора 14, сервоциліндра насоса 12, золотника гальмівного клапана 26 з корпусами, плече дії сервоциліндрів регульованого насоса 12;  $I$  – момент інерції планшайби насоса;  $m_p, m_b, m_{c1}, m_g$  – маси золотників регулятора 14 та гальмівного клапана 26, приведена маса робочого механізму, маса вантажу;  $W_{n1}, W_0, W_c$  – об'єми гідролінії між насосом 12 та гідророзподільником 19, між регулятором 14 та сервоциліндром, між гідророзподільником 20 та гідроциліндром 5;  $n_n$  – частота обертання вала насоса 12;  $k_1$  – кількість поршнів у насосі 12;  $q_0$  – питома сила тертя в гідроциліндрі 5;  $\varepsilon_p, \varepsilon_n, \varepsilon_b$  – щілини між золотником регулятора 14, сервоциліндром насоса 12, золотником гальмівного клапана та корпусами;  $h_1$  – відкриття робочого вікна пропорційного гідророзподільника 20;  $F_k(i_{pi})$  – передавальна функція, яку реалізує контролер 28;  $H_b$  – попереднє стиснення пружини гальмівного клапана 26;  $m_0, m_1, m_2, m_3$  – коефіцієнти залежності моменту опору на планшайбі насоса від витрати та тиску;  $A_g, B_g, D_g, E_g$  – коефіцієнти у формулі гідродинамічної сили;  $A_b, B_b, C_b, D_b$  – коефіцієнти у формулі витоків із камери керування;  $M_x, M_z$  – моменти, що розвивають приводи стріли та повороту маніпулятора;  $M_{t1}, M_{t2}$  – моменти тертя гідроциліндрів стріли та механізму повороту;  $p_{c2}, p_{p2}$  – тиски на вході та виході гідроциліндра механізму повороту;  $l_z, l_m, l_g$  – плечі дії гідроциліндра механізму повороту, приведеної маси маніпулятора та вантажу;  $F_{r1}, F_{r2}$  – реакції в підшипниках механізму повороту;  $f_{r1}, f_{r2}$  – коефіцієнти тертя в підшипниках механізму повороту;  $F_{c2}, F_{p2}$  – площі гідроциліндра механізму повороту;  $Q_{n2}$  – витрата нерегульованого насоса;  $W_{c2}$  – об'єм гідролінії між нерегульованим насосом та гідроциліндром;  $\beta_p$  – приведений коефіцієнт податливості газорідинної суміші;  $\beta_n$  – приведений коефіцієнт гумово-металевих

трубопроводів та газорідинної суміші;  $E_{p0}$ ,  $E_p$ ,  $E_{mp}(p)$  – модуль пружності робочої рідини, приведені модулі пружності газорідинної суміші та гумово-металевих трубопроводів;  $\delta_{mp}$  – товщина стінки трубопроводу;  $W_f$  – об’єм рідини в газорідинній суміші за величини тиску  $p$ ;  $W_a$  – об’єм газу в газорідинній суміші за атмосферного тиску.

Просторовий рух маніпулятора забезпечується суміщенням обертального руху стойки 1 (див. рис. 1) із рухом стріли 2 або рукояті 3. Розглянута одночасна робота стойки, яку приводить до руху гідроциліндр 23, та стріли, яку приводить до руху гідроциліндр 5. Гідроциліндри 23 та 5 живляться від окремих насосів. Кожний із гідроциліндрів 23 та 5 має індивідуальний привід, а швидкості поршнів залежать від відкриття робочих вікон пропорційних розподільних золотників, через які гідроциліндри під’єднані до насосів.

Математична модель маніпулятора дозволяє визначити характеристики просторового руху за одночасної роботи двох гідроприводів. У роботі визначено вплив параметрів приводів і маніпулятора на величину часу регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$  під час запуску маніпулятора в роботу.

На показники якості регулювання за одночасної роботи двох приводів суттєво впливає момент інерції маніпулятора. На рис. 2 розглянуто вплив на час регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$  в приводі підйому стріли під час одночасного повороту стойки маніпулятора моменту інерції маніпулятора за різних значень компонент  $I_{xx}$  та  $I_{zz}$ .

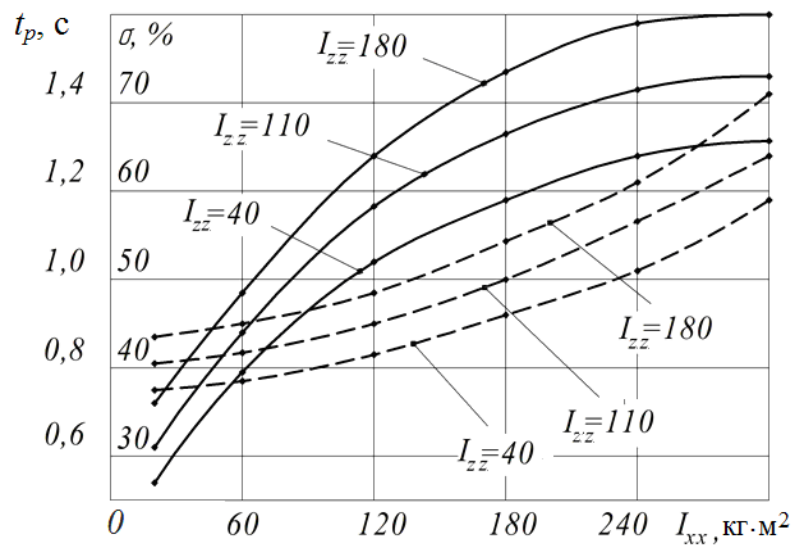


Рис. 2. Залежність часу регулювання  $t_p$  (—) та перерегулювання  $\sigma$  (---) від величин  $I_{xx}$  та  $I_{zz}$  під час суміщення роботи двох приводів

Покращення показників якості в динамічних режимах роботи, насамперед, зменшення перерегулювання та часу регулювання, досягають у приводах маніпулятора за рахунок раціонального вибору конструктивних параметрів регулятора насоса. Проведено дослідження впливу основних конструктивних параметрів регулятора насоса на показники якості керування в динамічних процесах за умови зустрічного навантаження.

На рис. 3 наведено вплив параметрів регулятора насоса: площі дроселя  $f_0$ , площі демпфера сервоциліндра  $f_e$  та коефіцієнта підсилення робочого вікна регулятора  $k_z$  на час регулювання. Змодельовано процес запуску гідроциліндра підйому стріли за одночасного

обертання стойки маніпулятора з усталеною кутовою швидкістю  $\omega_z = 0,2$  рад/с.

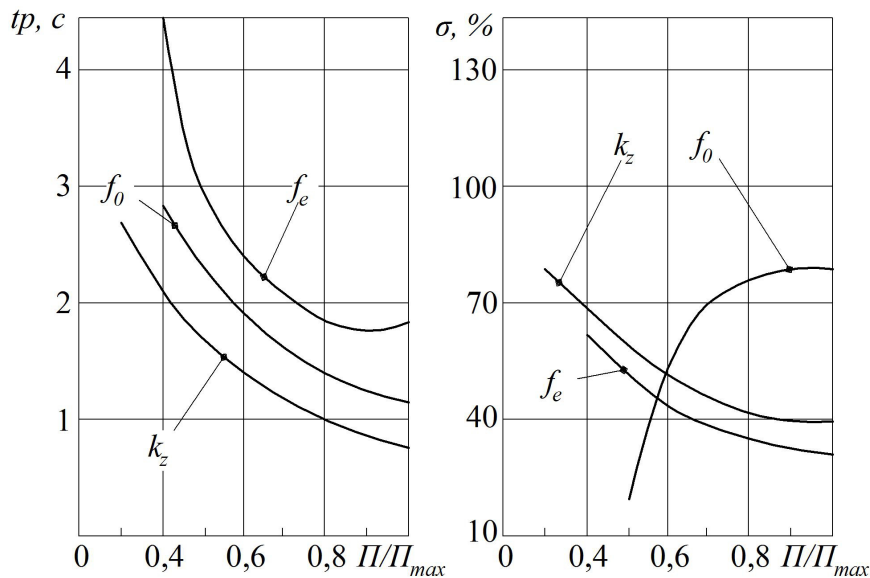


Рис. 3. Уплив параметрів демпфера  $f_e$ , дроселя  $f_0$ , коефіцієнта підсилення регулятора насоса  $k_z$  на час регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$

Дослідження проведені за відкриття робочого вікна пропорційного розподільного золотника  $h = 4 \cdot 10^{-3}$  м та зустрічного навантаження на стрілу маніпулятора  $M_x = 2,8 \cdot 10^4$  Н·м, що відповідає величині тиску на вході в гідроциліндр в усталеному режимі  $p = 16,0$  МПа. Збільшення параметрів регулятора насоса в діапазонах  $f_0 = (1,5 \dots 4,0) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> та  $k_z = (1,5 \dots 6,0) \cdot 10^{-3}$  м зменшує час регулювання. Площа демпфера сервоциліндра  $f_e$  впливає на час регулювання неоднозначно. Зміна  $f_e$  в діапазоні  $(1,0 \dots 2,4) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> зменшує час регулювання, а подальше її збільшення призводить до зростання  $t_p$ . У розглянутих діапазонах зміни  $k_z$  та  $f_e$  збільшення цих параметрів забезпечує зменшення перерегулювання. Зміну площі дроселя  $f_0$  від  $1,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> до  $3,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> супроводжує зростання величини перерегулювання  $\sigma$ , а подальше збільшення до значень  $4,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> практично не впливає на величину  $\sigma$ .

На рис. 4а наведено розраховану залежність кутової швидкості руху маніпулятора в перехідному процесі за одночасного запуску гідроциліндра механізму повороту маніпулятора та гідроциліндра підйому стріли. У роботі маніпулятора за умови сполучення конструктивних параметрів регуляторів  $f_0 = 1,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $f_e = 1,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $k_z = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м мають місце незатухаючі автоколивання з діапазонами кутової швидкості обертання  $\omega_x = (-0,05 \dots +6,0)$  рад/с та кутової швидкості  $\omega_z = (-0,4 \dots +1,0)$  рад/с. За одночасного запуску приводів повороту та підйому стріли та за умови сполучення конструктивних параметрів регуляторів:  $f_0 = 3 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $f_e = 2,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $k_z = 3 \cdot 10^{-3}$  м – має місце вид залежності кутової швидкості руху маніпулятора, наведений на рис. 4б. Перехідний процес стійкий, хоча й має коливальний характер, але за чотири коливання швидкість руху стріли встановлюється такою, що дорівнює  $\omega_x = 0,5$  рад/с, швидкість руху стойки маніпулятора стабільна та має значення  $\omega_z = 0,2$  рад/с.

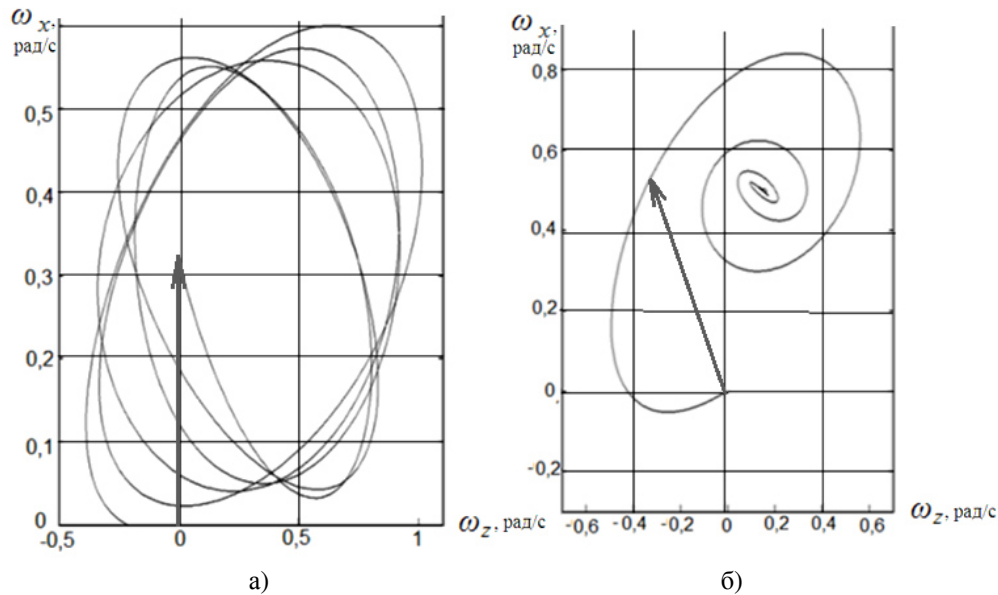


Рис. 4. Залежність кутової швидкості руху маніпулятора від часу роботи:  
а – на межі стійкості; б – під час стійкого руху

### Висновки

Виявлено, що за одночасної роботи двох приводів, що взаємодіють через конструкцію маніпулятора, перехідні процеси проходять за інтенсивних коливань, час регулювання зростає, збільшується перерегулювання порівняно з роботою приводів в автономних режимах. Покращення показників якості регулювання може бути досягнуто за рахунок раціонального вибору конструктивних параметрів регулятора насоса. Рекомендовано такі значення конструктивних параметрів:  $f_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $f_e = 2,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Це дозволяє зменшити навантаження в конструкції маніпулятора та тривалість циклу роботи, що підвищує продуктивність роботи машини та її довговічність.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – № 4. – С. 101 – 107.
2. Козлов Л. Г. Застосування нейромережі для зменшення часу регулювання в мехатронній гідросистемі // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». – 2013. – № 4. – С. 165 – 174.
3. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідропроводів маніпулятора з адаптивним регулятором на основі нейромережі для мобільних робочих машин : дис. ... доктора техн. наук : 05.02.02 / Козлов Леонід Геннадійович. – Київ, 2015. – 421 с.
4. Буренніков Ю. А. Огляд електрогідравлічних систем керування насосами змінної продуктивності / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». – 2016. – № 2 (235). – С. 202 – 206.
5. Репінський С. В. Керування регульованих насосів в гідроприводах, чутливих до навантаження : монографія / С. В. Репінський, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 199 с.
6. Репінський С. В. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Репінський Сергій Володимирович. – Вінницький національний технічний університет. – Вінниця, 2011. – 248 с.
7. Буренніков Ю. А. Автоматична система керування регульованим насосом / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2009. – Т. 14, № 3. – С. 134 – 141.
8. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavskaya // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНИКА 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195 – 200.



9. Polishchuk L. Dynamics of adaptive drive of mobile machine belt conveyor / L. Polishchuk, O. Piontkevych // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНІКА 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 307 – 311.

10. Kozlov L. Energy-Saving Mechatronic Drive of the Manipulator / L. Kozlov // Bulletin of the Polytechnic Institute of Iasi. – 2011. – № 3 (57) – P. 111 – 118.

11. Burennikov Yu. Mechatronic hydraulic drive with regulator, based on artificial neural networks / Yu. Burennikov, L. Kozlov, V. Pyliavets, O. Piontkevych // International Conference on Innovative Research «EUROINVENT ICIR 2017»: book of abstracts. – Iasi – Romania : StudIS, 25-26 of May 2017. – P. 99.

**Козлов Леонід Геннадійович** – д. т. н., професор, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування;

**Репінський Сергій Володимирович** – к. т. н., доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування;

**Паславська Оксана Віталіївна** – старший лаборант кафедри технологій та автоматизації машинобудування;

**Піонткевич Олег Володимирович** – інженер кафедри технологій та автоматизації машинобудування;

Вінницький національний технічний університет.