

## ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОГО ПРИВОДА ПРИ ПРОСТОРОВОМУ РУСІ МАНІПУЛЯТОРА

Винницькій національний технічний університет

### Анотація

*Розглянута схема гідропривода . Розроблена математична модель гідропривода маніпулятора. Розраховані динамічні характеристики гідропривода. Визначено вплив конструктивних параметрів гідропривода на динамічні характеристики.*

**Ключові слова:** гідропривод, маніпулятор, математична модель, динамічні характеристики, просторовий рух.

### Annotation

*Considered chart of hydraulic drive. Worked mathematical model of hydraulic drive. The expected dynamic descriptions of hydraulic drive. Influence of structural parameters on dynamic descriptions of hydraulic drive are calculated.*

**Keywords:** hydraulic drive, manipulator, mathematical model, dynamic descriptions, spatial motion.

В будівництві та промисловості широко застосовуються мобільні робочі машини з маніпуляторами. Виробники машин налагодили випуск широкої номенклатури змінних робочих органів: різного типу захватів, екскаваційного обладнання, підйомників, гідронозиць та ін. Конструкція маніпулятора та система його приводів визначають, в основному, функціональні можливості мобільної робочої машини, а також її характеристики. Характеристики та ефективність роботи мобільних машин покращується при оснащенні їх мехатронними приводами на основі регульованих насосів та контролерів [1]. На рис. 1 показана схема маніпулятора з мехатронним приводом.

Схема включає стойку 1, стрілу 2, рукоять 3, захват 4, гідроциліндри 5, 6 та механізм повороту 7. Маніпулятор змонтований на рамі 8 мобільної машини. Під час виконання робочих операцій рама 8 мобільної машини фіксується відносно опорної поверхні за допомогою аутригерів 10 та 11. Мехатронний привод маніпулятора включає регульований насос 12 з регулятором 13, гідророзподільники 19 та 20, гальмівний клапан 26, адаптивний регулятор 34, датчики тиску 29 та 30. Гідроциліндри 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 визначається 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.

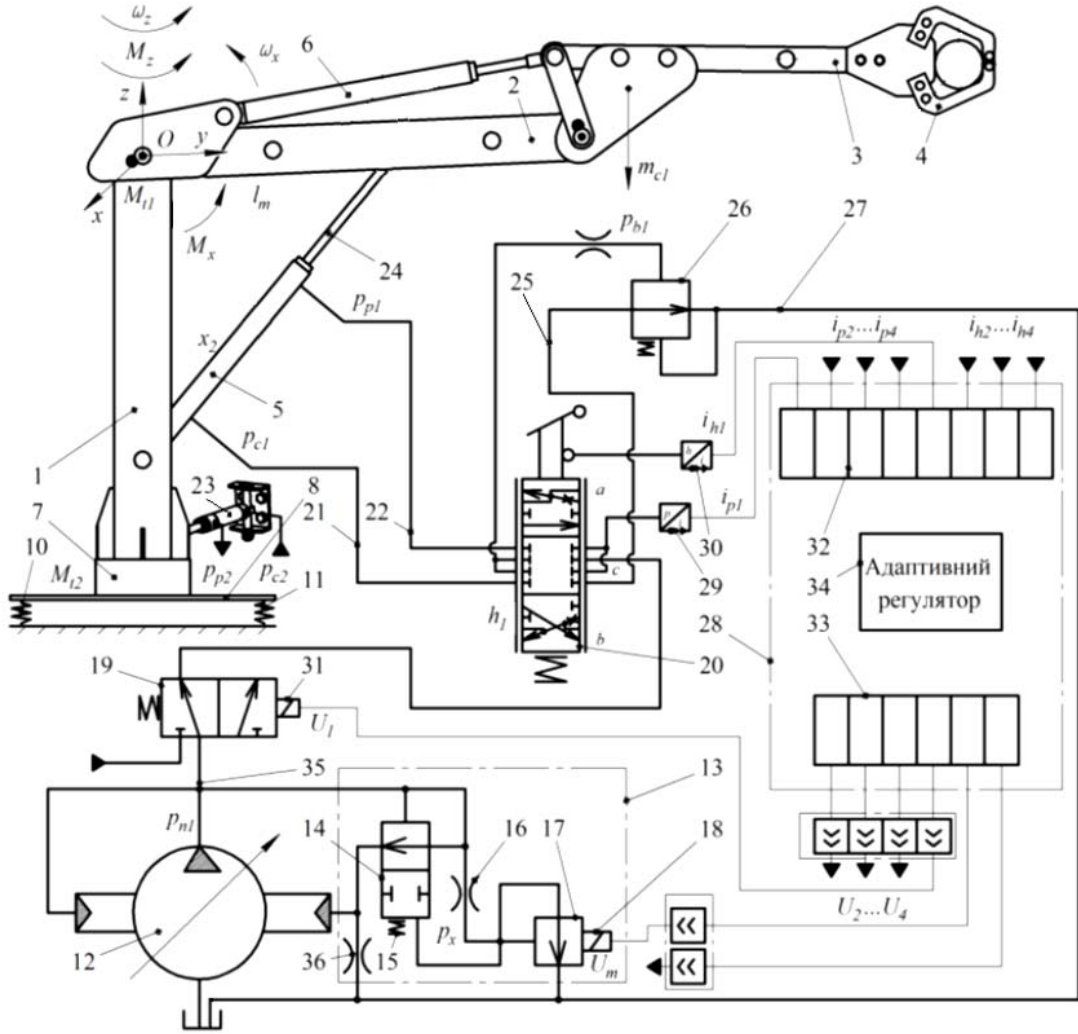


Рис. 1. Схема маніпулятора з мехатронним приводом

Проекції кінетичного моменту та тензор інерції маніпулятора мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 L_x &= I_{xx} \cdot \omega_x - I_{xy} \cdot \omega_y - I_{zx} \cdot \omega_z; \\
 L_y &= -I_{xy} \cdot \omega_x + I_{yy} \cdot \omega_y - I_{yz} \cdot \omega_z; \\
 L_z &= -I_{zx} \cdot \omega_x - I_{zy} \cdot \omega_y + I_{zz} \cdot \omega_z.
 \end{aligned}
 \quad (I_{ij}) = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}$$

Математична модель привода маніпулятора на основі регульованого насоса має вигляд:

$$\begin{aligned}
 I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} &= p_{n1} \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\epsilon_0} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + \\
 &+ m_2 \cdot p_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot p_{n1}^2 + m_5 \cdot p_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_n);
 \end{aligned}$$

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

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

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

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

$$a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p_1 + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p_1^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p_1 = \frac{F_{c1} \cdot l_m \cdot \omega_x}{\cos \alpha_m} + \beta_p \cdot W'_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt} + \beta_n \cdot W_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt} - \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \cdot sign(p_{c1} - p_{b1});$$

$$\frac{F_{p1} \cdot l_m \cdot \omega_x}{\cos \alpha_m} = \mu \cdot k_b \cdot y_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{p1}}{\rho}} + \beta_p \cdot W_{p1} \frac{dp_{p1}}{dt};$$

$$\mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \cdot sign(p_{c1} - p_{b1}) = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} + \beta_p \cdot W_b \cdot \frac{dp_b}{dt} - \exp(A_b \cdot p_b + B_b \cdot t^\circ + C_b \cdot \varepsilon_b + D_b);$$

$$\mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot sign(p_{n1} - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} + \beta_p \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot sign(p_0 - p_e);$$

$$\mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_{x1}|}{\rho}} \cdot sign(p_{n1} - p_{x1}) = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot \sin\left(\frac{\alpha_x}{2}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\rho}} + \beta_p \cdot W_x \frac{dp_x}{dt};$$

$$\mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot sign(p_0 - p_e) = \beta_p \cdot W_e \frac{dp_e}{dt} - \exp(A_e \cdot p_e + B_e \cdot t^\circ + C_e \cdot \varepsilon_e + D_e) - f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos\gamma;$$

$$p_{c1} \cdot k_u \cdot k_c \cdot [F_k(i_{p1})] = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot R_e;$$

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

Рівняння, що описують роботу привода повороту маніпулятора при роботі від нерегульованого насоса в режимі постійного потоку, мають вигляд:

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

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

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

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

де  $p_{c1}, p_{p1}, p_e, p_0, p_{b1}$  – тиски на вході та виході гідроциліндра 5 (див. рис. 1), в системі керування 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 в системі керування 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 в 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 приведення 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 в насосі 12;  $q_0$  – питома сила тертя в гідроциліндрі 5;  $\varepsilon_p, \varepsilon_n, \varepsilon_b$  – зазори 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, що реалізується контролером 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 в формулі гідродинамічної сили;  $A_b, B_b, C_b, D_b$  – коефіцієнти в формулі витоків з 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 гідро циліндром;  $\beta_p$  – 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 при величині тиску  $p$ ;  $W_a$  – об’єм газу в газорідинній суміші при атмосферному тиску.

Просторовий рух маніпулятора забезпечується суміщенням обертального руху стойки 1 (див. рис. 1) з рухом стріли 2 або рукояті 3. Розглянута одночасна робота стойки, що приводиться до руху гідроциліндром 23 та стріли, що приводиться до руху гідроциліндром 5. Гідроциліндри 23 та 5 живляться від окремих насосів. Кожний із гідроциліндрів 23 та 5 має індивідуальний привод і 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 при одночасній роботі двох гідроприводів. В роботі визначено вплив параметрів приводів та маніпулятора на величину часу регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$  під час запуску маніпулятора в роботу.

На показники якості регулювання при одночасній роботі двох приводів суттєво впливає момент інерції маніпулятора. На рис. 2 розглянуто вплив на час регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$  в приводі підйому стріли при одночасному повороті стойки маніпулятора моменту інерції маніпулятора при різних значеннях компонент  $I_{xx}$  та  $I_{zz}$ .

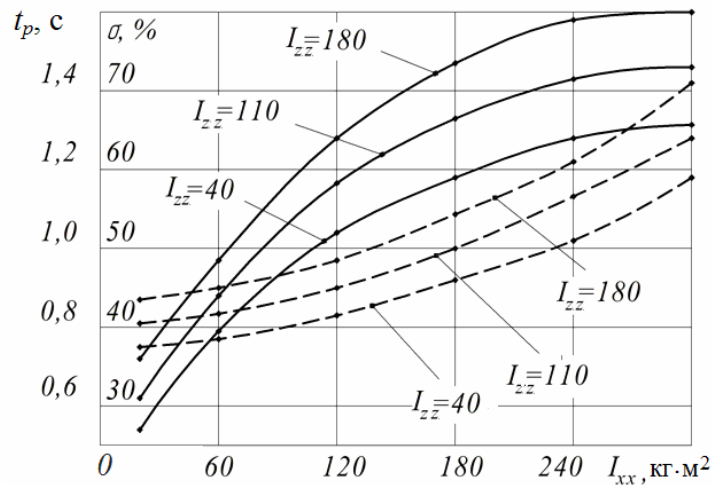


Рис. 2. Залежність часу регулювання  $t_p$  (—) та перерегулювання  $\sigma$  (---) від величин  $I_{xx}$  та  $I_{zz}$  при суміщенні роботи двох приводів

Покращення показників якості в динамічних режимах роботи, перш за все зменшення перерегулювання та часу регулювання, досягається в 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 при зустрічному навантаженні.

На рис. 3 подано вплив параметрів регулятора насоса: площі дроселя  $f_0$ , площі демфера сервоциліндра  $f_e$  та коефіцієнта підсилення робочого вікна регулятора  $k_z$  на час регулювання. Моделювався процес запуску гідроциліндра підйому стріли при одночасному обертанні стойки маніпулятора з усталеною кутовою швидкістю  $\omega_z = 0,2$  рад/с.

Дослідження проведені при відкритті робочого вікна пропорційного розподільного золотника  $h = 4 \cdot 10^{-3}$  м та зустрічному навантаженні 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 демфера 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 веде до зростання  $t_p$ . В розглянутих діапазонах зміни  $k_z$  та  $f_e$  збільшення цих параметрів забезпечує зменшення перерегулювання. Зміна площі дроселя  $f_0$  від  $1,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> до  $3,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> супроводжується зростанням величини перерегулювання  $\sigma$ , а подальше збільшення до значень  $4,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> практично не впливає на величину  $\sigma$ .

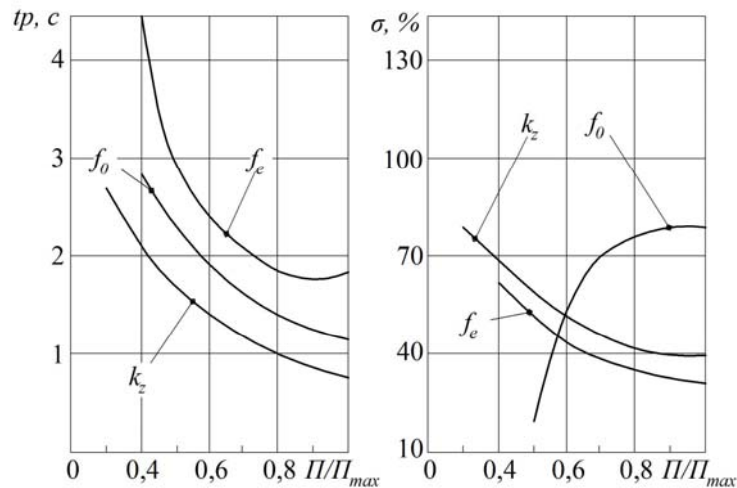


Рис. 3. Вплив параметрів демфера  $f_e$ , дроселя  $f_0$ , коефіцієнта підсилення регулятора насоса  $k_z$  на час регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$

Зміна величини  $f_b$  суттєво не впливає на величину перерегулювання  $\sigma$ , збільшення  $k_b$  та  $n_b$  в розглянутих діапазонах суттєво збільшують величину перерегулювання.

На рис. 4 а подано розрахований перехідний процес при одночасному запуску гідроциліндра механізму повороту маніпулятора та гідроциліндра підйому стріли.

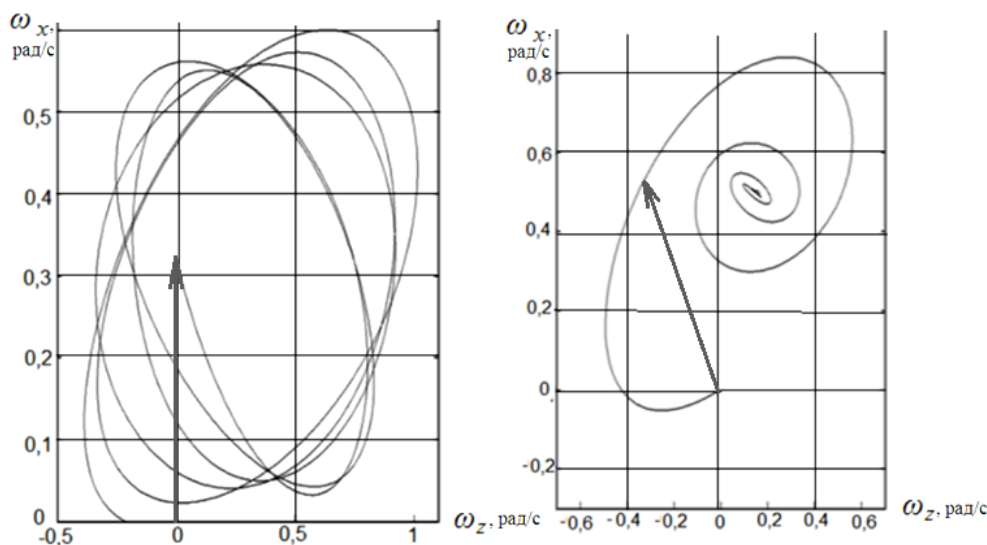


Рис. 4. Залежність кутової швидкості руху маніпулятора від часу роботи  
а – на межі стійкості;  
б – при стійкому русі.

В роботі маніпулятора при сполученні 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,  $f_b=1,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $k_b=8,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $n_b=0,25$  з мають місце незатухаючі автоколивання із 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. При одночасному запуску приводів повороту та підйому стріли та при сполученні 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,  $f_b=1,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $k_b=3,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $n_b=0,15$  має місце перехідний процес поданий на рис. 4 б. Перехідний процес стійкий, хоча і має коливальний характер, але за чотири коливання швидкість руху стріли встановлюється рівною  $\omega_x = 0,5$  рад/с, швидкість руху стойки маніпулятора стабільна та має значення  $\omega_z = 0,2$  рад/с.

### Висновок

Виявлено, що при одночасній роботі двох приводів, що взаємодіють через конструкцію маніпулятора, перехідні процеси проходять при інтенсивних коливаннях, параметри яких залежать від режимів роботи.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – №4. – С. 101 – 107.

*Козлов Леонід Геннадійович, доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, osna2030@gmail.com*

*Kozlov Leonid, doctor of engineering sciences, associate professor, manager of department of technologies and automation of engineer, Vinnytsya national technical university, Vinnytsya, osna2030@gmail.com*