

Л. Г. Козлов, д.т.н., доцент

Винницький національний технічний університет

ПРО МОЖЛИВІСТЬ ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАТРОННОГО ПРИВОДА МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ

В будівництві та промисловості широко застосовуються мобільні робочі машини з маніпуляторами. Виробники машин налагодили випуск широкої номенклатури змінних робочих органів: різного типу захватів, екскаваторного обладнання, підйомників, гідроножниць 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.

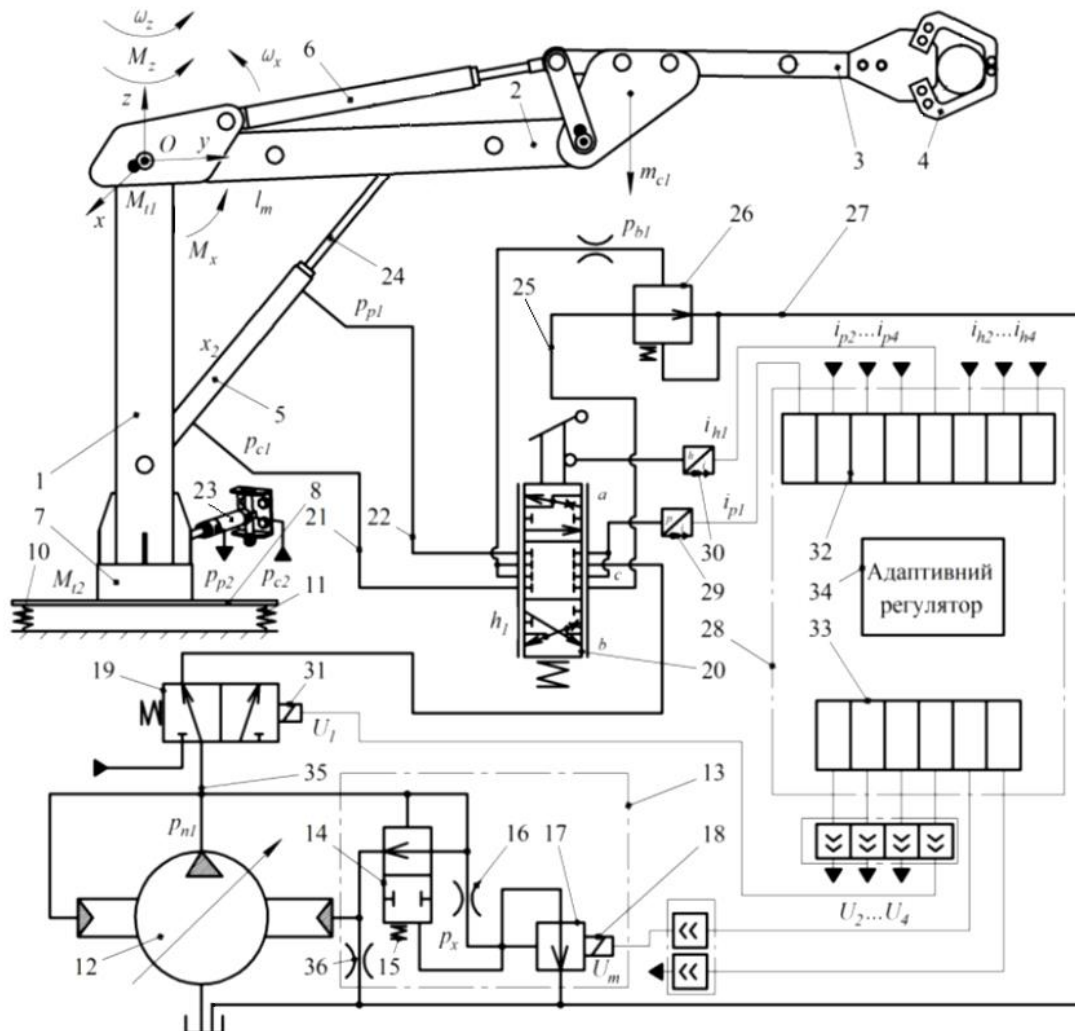


Рисунок 1 – Схема маніпулятора з мехатронним приводом

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 $\bar{\mathbf{M}}$. Рух маніпулятора визначається проекціями кутових швидкостей ω_x , ω_y , ω_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 $\bar{\mathbf{L}}$ рухомих частин маніпулятора на осі координат, M_x , M_y , M_z – проекції моменту $\bar{\mathbf{M}}$ зовнішніх сил, що діють на маніпулятор.

Проекції кінетичного моменту та тензор інерції маніпулятора мають вигляд:

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

Математична модель привода маніпулятора на основі регульованого насоса має вигляд:

$$\begin{aligned} I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} &= p_{n1} \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\varepsilon_0} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + \\ &+ m_2 \cdot p_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot p_{n1}^2 + m_5 \cdot p_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_n); \\ m_x \frac{d^2 x}{dt^2} &= p_x \cdot \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} - k_m \cdot i_{m1} - \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_x \cdot l_x}{\varepsilon_x} \right) \cdot \frac{dx}{dt}; \\ m_p \frac{d^2 z}{dt^2} &= p_{n1} \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - p_x \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - C_p \cdot (H_p + z) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_p \cdot l_p}{\varepsilon_p} \cdot \frac{dz}{dt}; \\ m_b \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= p_b \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} - c_b \cdot (H_b + y_1) - A_g + B_g \cdot p_{p1} - \frac{D_g}{y_1} + \frac{E_g}{y_1^2} - \\ &- \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_b \cdot l_b}{\varepsilon_b} \right) \cdot \frac{dy_1}{dt}; \\ F_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n_n \cdot \operatorname{tg} \gamma - k_{n1} \cdot p_{n1} &= a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p_1 + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p_1^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p_1 + \\ &+ \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0) + \beta_n \cdot W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}; \end{aligned}$$

$$\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; \\
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 - \\
\quad - M_{t1} \cdot \text{sign} \omega_x - m_g \cdot g \cdot l_g;
\end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
M_z & = p_{c2} \cdot F_{c2} \cdot l_z - p_{p2} \cdot F_{p2} \cdot l_z - M_{t2} \cdot \text{sign} \omega_z - F_{r1} \cdot f_{r1} \cdot \frac{d_{r1}}{2} \cdot \text{sign} \omega_z - \\
& \quad - F_{r2} \cdot f_{r2} \cdot \frac{d_{r2}}{2} \cdot \text{sign} \omega_z; \\
Q_{n2} & = \omega_z \cdot l_T \cdot F_{c2} + \beta_p \cdot W_{c2} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt} + \beta_n \cdot W'_{c2} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt}; \\
\beta_n & = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} \cdot E_{mp}(p)}; \\
E_p & = \frac{1}{\beta_p} = E_{p0} \frac{W_f / W_a + 1}{W_f / W_a + (E_{p0} \cdot p_0) / p^2};
\end{aligned}$$

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; ω_x, ω_z – кутові швидкості обертання стріли та маніпулятора; γ – 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 приведенного навантаження на штоці 24 та тертя в гідроциліндрі 5; μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ – 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 гідроліній 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 гідроциліндром; β_p – приведений коефіцієнт податливості газорідинної суміші; β_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; δ_{mp} – товщина стінки трубопровода; W_f – об’єм рідини в газорідинній суміші при величині тиску p ; W_a – об’єм газу в газорідинній суміші при атмосферному тиску.

Для виявлення закономірностей взаємодії регуляторів та впливу їх параметрів на динамічні характеристики мехатронного привода визначена його амплітудно-частотні характеристики. Характеристики визначені по результатам імітаційного моделювання робочих процесів в мехатронному приводі із застосуванням програмного засобу MATLAB-Simulink. При сполученні значень параметрів регуляторів $k_z = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м, $k_b = 4 \cdot 10^{-3}$ м, $f_b = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м², $f_e = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м² амплітудно-частотна характеристика має вигляд, показаний на рис. 2.

Максимальне зростання амплітуди коливань планшайби регульованого насоса має місце при частоті $\nu_0 = 2,3$ Гц, що відповідає періоду коливань T_0 в перехідному процесі при зустрічному навантаженні. Максимальне зростання амплітуди коливань золотника гальмівного клапана спостерігається при частоті $\nu_1 = 7,8$ Гц, що відповідає періоду коливань T_1 в перехідному процесі. За рахунок зміни значення коефіцієнтів k_z , k_b , величин площ демпферів f_b , f_e частотна характеристика змінюється і набуває вигляду, що поданий на рис. 3.

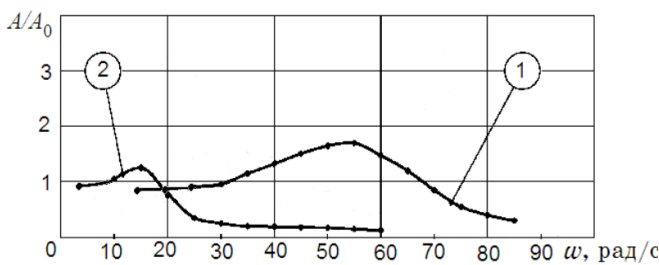


Рисунок 2 – Частотні характеристики привода:
1 – зміна амплітуди коливань золотника гальмівного клапана y , 2 – зміна амплітуди коливань кута планшайби γ

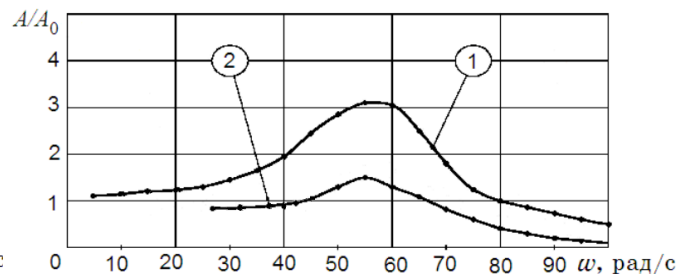


Рисунок 3 – Частотні характеристики привода при зустрічному навантаженні: 1 – зміна амплітуди коливань золотника гальмівного клапана y , 2 – зміна амплітуди коливань кута планшайби γ

При даному сполученні параметрів регуляторів мехатронного привода максимальне зростання амплітуди коливань планшайби насоса має місце при частоті $\nu_0 = 8,2$ Гц, а максимальне зростання коливань золотника гальмівного клапана – при частоті $\nu_1 = 9,2$ Гц. Частоти ν_1 та ν_0 близькі між собою. Знайдене сполучення параметрів регуляторів забезпечує такий перехідний процес в мехатронному приводі, при якому проявляються коливання з однією власною частотою. Час регулювання при цьому зменшується і становить величину $t_p = 0,83$ с в порівнянні із часом регулювання $t_p = 1,6$ с при сполученні параметрів $f_b = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м², $k_z = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м, $k_b = 4 \cdot 10^{-3}$ м, $f_e = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м².

Висновок.

Проведені дослідження впливу параметрів регулятора насоса та гальмівного клапана на динамічні характеристики дозволяють визначити діапазони їх зміни, що можуть бути використані при конструюванні мехатронних приводів. Параметри регулятора насоса повинні лежати в діапазонах $f_0 = (1,5 \dots 2,5) \cdot 10^{-6}$ м², $k_z = (3,5 \dots 5,0) \cdot 10^{-3}$ м, $f_e = (1,6 \dots 2,2) \cdot 10^{-6}$ м², а параметри гальмівного клапана – в діапазонах $n_b = 0,1$, $k_b = (5 \dots 8) \cdot 10^{-3}$ м, $f_b = (1,2 \dots 1,6) \cdot 10^{-6}$ м². При цьому в мехатронному приводі буде забезпечено час регулювання, що лежить в діапазоні $t_p = (0,8 \dots 1,4)$ с, а перерегулювання складатиме $\sigma = (20 \dots 60)\%$ в залежності від режимів роботи.

Література

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