

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІДРОПРИВОДОМ МОБІЛЬНОЇ РОБОЧОЇ МАШИНИ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

<sup>1</sup>Вінницький національний технічний університет

*Запропоновано удосконалену систему керування гідروприводом, що включає багатофункціональний гальмівний клапан. Розглянуто розрахункові схеми та математичні моделі системи керування гідроприводом мобільної робочої машини. Виконано дослідження впливу параметрів системи керування гідроприводом на динамічні характеристики. Розроблено рекомендації для вибору значень конструктивних параметрів.*

### ВСТУП

Сучасні мобільні робочі машини в Україні і за кордоном оснащуються пропорційною гідроапаратурою та регульованими насосами. Одним із способів удосконалення систем керування гідроприводів є встановлення гальмівних клапанів. Вони дозволяють забезпечити такі функціональні можливості системи керування гідроприводів: фіксують вантаж в певній позиції, перешкоджають кавітаційним процесам в робочих гідролініях при супутньому навантаженні виконавчих органів, забезпечують пропорційність керування швидкістю руху вантажу, запобігають падінню вантажу під час розгерметизації рукавів високого тиску або інших гідроапаратів. Однак, більшість гальмівних клапанів [1–3] призначені для конкретних умов застосування.

На кафедрі технологій та автоматизації машинобудування розроблено схему системи керування гідроприводом для мобільної робочої машини, яка містить багатофункціональний гальмівний клапан [4]. На рисунку 1 показано схему багатофункціонального гальмівного клапана, де А, В, С, D робочі і Т зливна гідролінії, відповідно. Особливістю такого гальмівного клапана є наявність електромагнітного золотника. Цей золотник при позиціях гідророзподільника «піднімання» та «нейтральній» надає гальмівному клапану функції гідрозамка. При цьому забезпечується надійна герметичність і фіксація вантажу, пропорційність керування швидкістю при зустрічному навантаженні. При позиції «опускання» реалізується функція гальмівного клапана. Забезпечується відсутність кавітаційних процесів в робочих гідролініях, економія енергії за рахунок опускання вантажу під власною вагою, пропорційне керування швидкістю при супутньому навантаженні, зупинка неконтрольованого падіння вантажу в аварійних ситуаціях. За рахунок роботи електромагнітного золотника підпружинений торець основного золотника з'єднується або з робочою гідролінією D, або з зливною гідролінією Т при підніманні та опусканні вантажу, відповідно. Розрахункові схеми є різними для піднімання та опускання вантажу, як і рівняння математичних моделей.

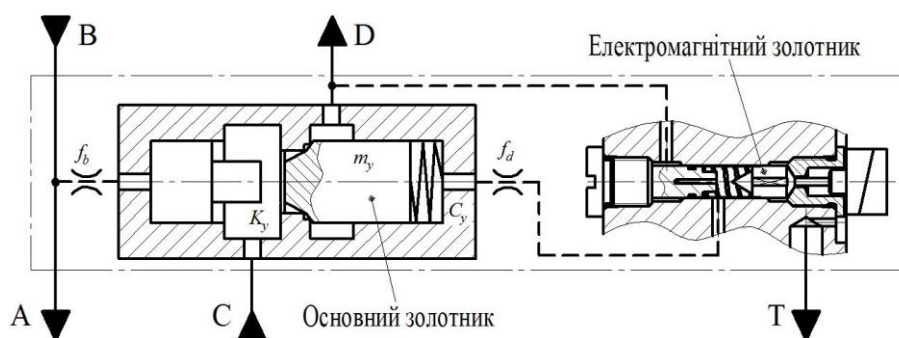


Рисунок 1 – Схема багатофункціонального гальмівного клапана при зустрічному навантаженні

Метою роботи є визначення впливу конструктивних параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики з подальшою розробкою рекомендацій щодо їх вибору.

## ОСНОВНА ЧАСТИНА

На рисунку 2 показано розрахункові схеми системи керування гідроприводом мобільної робочої машини при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно.

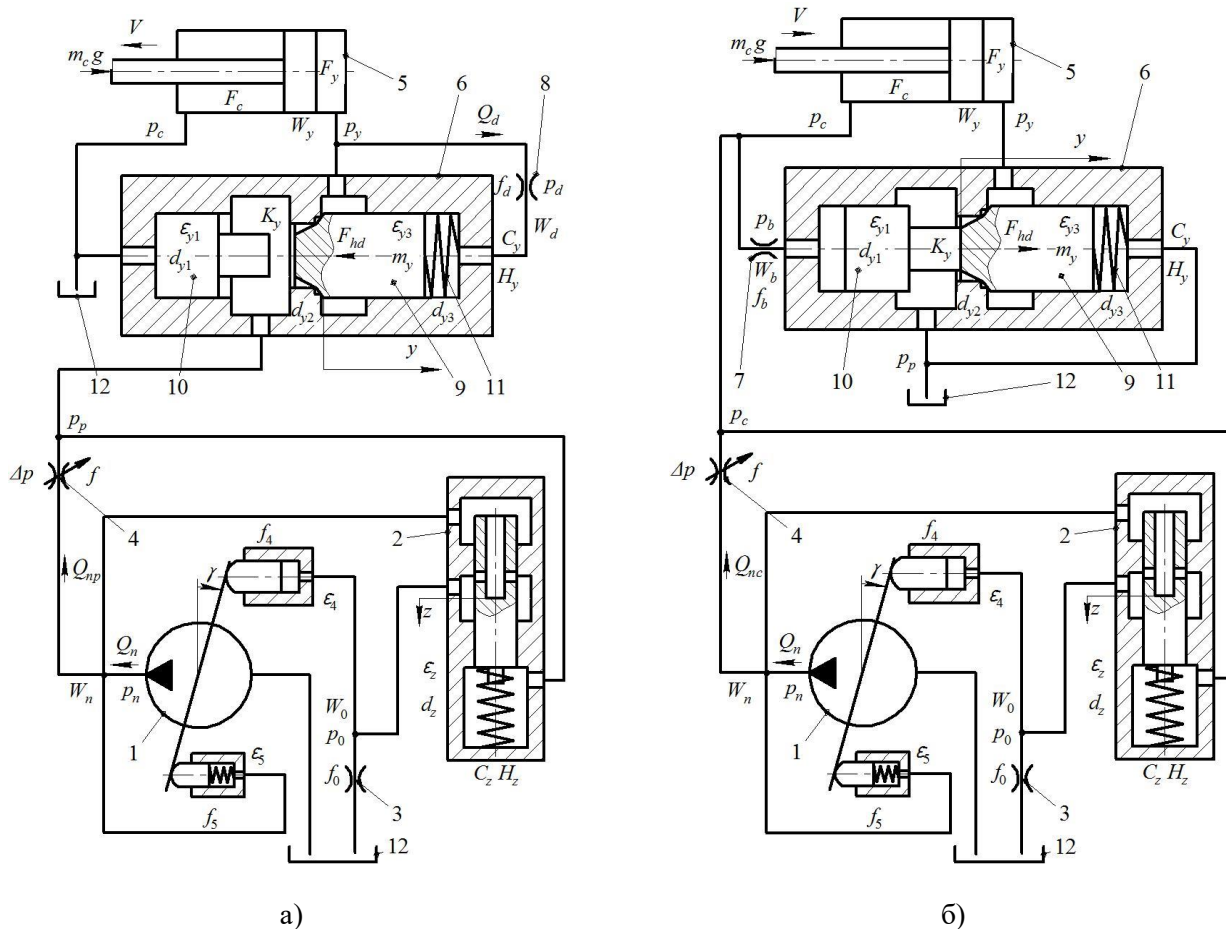


Рисунок 2 – Розрахункові схеми системи керування гідроприводом мобільної робочої машини:  
а) при зустрічному та б) при супутньому навантаженнях

Розрахункові схеми включають регульований насос 1 з регулятором подачі 2 та нерегульований дросель 3. Пропорційний гідророзподільник під позицією 4 зображений у вигляді регульованого дроселя, що забезпечує налаштований потік  $Q_{np}$  або  $Q_{nc}$  робочої рідини через робоче вікно площею  $f$ . А також до схем входить гідроциліндр 5 та багатифункціональний гальмівний клапан 6 із нерегульованими дроселями 7, 8, основним золотником 9, поршнем 10 і пружиною 11. Злив робочої рідини з системи керування гідроприводом відбувається в гідробак 12.

При зустрічному навантаженні (див. рисунок 2а) система керування гідроприводом працює таким чином. Робоча рідина від регульованого насоса 1 подається через робоче вікно  $f$  гідророзподільника 4 та відкритий основний золотник 9 до безштокової камери гідроциліндра 5 та переміщує шток з права на ліво. Злив робочої рідини відбувається із штокової камери гідроциліндра 5 до гідробака 12. Налаштування регулятора насоса 2 та нерегульованого дроселя 3 визначають перепад тиску  $\Delta p$  на гідророзподільнику 4 та підтримують постійне значення потоку через нього. Поршень 10 гальмівного клапана 6 переміщується в ліве положення тому, що величина тиску  $p_p$  більша за зливний тиск  $p_c$ . Основний золотник 9 відкривається лише тоді, коли сила від тиску  $p_p$  подолає силу пружини 11, силу, що створюється тиском  $p_d$ , гідродинамічну силу  $F_{hd}$ , а також сили інерції та в'язкого тертя.

При супутньому навантаженні (див. рисунок 2б) система керування гідроприводом переміщує шток гідроциліндра 5 зліва направо, за рахунок подачі робочої рідини від регульованого насоса 1 через робоче вікно  $f$  гідророзподільника 4 та канали гальмівного клапана 6 до штокової камери гідроциліндра 5. Злив робочої рідини відбувається із безштокової камери гідроциліндра 5 до гідробака 12 через відкритий основний золотник 9. Поршень 10 гальмівного клапана 6 переміщується

в праве положення тому, що величина тиску  $p_b$  більша за зливний тиск  $p_p$ . Основний золотник 9 відкривається за допомогою поршня 10 лише тоді, коли сила, створена тиском  $p_b$ , подолає силу від жорсткості пружини 11, силу від зливного тиску  $p_p$ , а також сили інерції та в'язкого тертя. Гідродинамічна сила  $F_{hd}$  буде сприяти відкриттю основного золотника 9.

На основі розрахункових схем складено математичні моделі із систем нелінійних диференціальних рівнянь. Математичні моделі складені за умови прийняття таких припущень: розглядаються зосереджені параметри системи керування гідроприводом; температура та в'язкість робочої рідини береться постійною; хвильові процеси не враховуються; податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховуються як усереднені величини для досліджуваного діапазону зміни тиску; коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні; тиск рідини в зливних гідролініях постійний; режими роботи – без кавітаційні; втрати тиску в гідролініях не враховуються; сили сухого тертя для золотників не враховуються; перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндра та гальмівного клапана не враховуються.

При зустрічному навантаженні (див. рисунок 2а) математична модель описує рівняння нерозривності потоків для гідроліній:

$$\begin{aligned} \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma) = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) + \\ + \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_0) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) = \mu \cdot K_y \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2|p_p - p_y|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_p - p_y) - \\ - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_y - p_d) = \beta \cdot W_d \cdot \frac{dp_d}{dt} - \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt}; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot K_y \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2|p_p - p_y|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_p - p_y) = F_y \cdot V + \\ + \mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_y - p_d) + \beta \cdot W_y \cdot \frac{dp_y}{dt}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \quad (5)$$

та рівняння рівноваги сил:

$$m_c \cdot \frac{dV}{dt} = p_y \cdot F_y - p_c \cdot F_c - m_c \cdot g - m_c \cdot g \cdot \mu_f \cdot \operatorname{sign}(V) - [\pi \cdot d_c \cdot b_c \cdot k + \pi \cdot d_s \cdot b_s \cdot k] \cdot \operatorname{sign}(V); \quad (6)$$

$$m_y \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = p_y \cdot \frac{\pi \cdot d_{y2}^2}{4} - p_d \cdot \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y3} \cdot l_{y3}}{\varepsilon_{y3}} \cdot \frac{dy}{dt} - C_y \cdot (H_y + y) - F_{hd}; \quad (7)$$

$$\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_z \cdot l_z}{\varepsilon_z} \cdot \frac{dz}{dt} = p_n \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - p_p \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - C_z \cdot (H_z + z); \quad (8)$$

При супутньому навантаженні математична модель описує роботу схеми, що на рисунку 2б, та містить рівняння нерозривності потоків для гідроліній:

$$\begin{aligned} \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma) = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_c) + \\ + \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_c) = F_c \cdot V + \\ + \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2|p_c - p_b|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_c - p_b) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta \cdot W_c \cdot \frac{dp_c}{dt}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2|p_c - p_b|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_c - p_b) = \frac{\pi \cdot d_{y1}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt} + \beta \cdot W_b \cdot \frac{dp_b}{dt}; \quad (11)$$

$$F_y \cdot V = \mu \cdot K_y \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2p_y}{\rho}} + \beta \cdot W_y \cdot \frac{dp_y}{dt}; \quad (12)$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \quad (13)$$

а також рівняння рівноваги сил:

$$m_c \cdot \frac{dV}{dt} = p_c \cdot F_c - p_y \cdot F_y + m_c \cdot g - m_c \cdot g \cdot \mu_f \cdot \operatorname{sign}(V) - [\pi \cdot d_c \cdot b_c \cdot k + \pi \cdot d_s \cdot b_s \cdot k] \cdot \operatorname{sign}(V); \quad (14)$$

$$m_y \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = p_b \cdot \frac{\pi \cdot d_{y1}^2}{4} - \left[ \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y1} \cdot l_{y1}}{\varepsilon_{y1}} + \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y3} \cdot l_{y3}}{\varepsilon_{y3}} \right] \cdot \frac{dy}{dt} - C_y (H_y + y) + F_{hd}; \quad (15)$$

$$\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_z \cdot l_z}{\varepsilon_z} \cdot \frac{dz}{dt} = p_n \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - p_c \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - C_z \cdot (H_z + z). \quad (16)$$

Рівняння рівноваги моментів на планшайбі регульованого насоса 1 [5] для обох випадків навантаження описується за формулою

$$\begin{aligned} J \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_0 \cdot F_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_4 \cdot l_4^2}{\varepsilon_4} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_5 \cdot l_5^2}{\varepsilon_5} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) + \\ + \left( m_0 + m_1 \cdot Q_n + m_2 \cdot p_n + m_3 \cdot Q_n^2 + m_4 \cdot p_n^2 + m_5 \cdot Q_n \cdot p_n + m_f \cdot \frac{d\gamma}{dt} \right); \end{aligned} \quad (17)$$

де витрата регульованого насоса 1:

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma) \quad (18)$$

В нелінійних диференціальних рівняннях (1) – (18) математичних моделей прийняті такі позначення:  $f$  – робоче вікно гідророзподільника 4;  $\mu_f$ ,  $k$  – коефіцієнт тертя та питоме тертя ущільнень при роботі з мінеральною оливою, відповідно;  $\mu$  – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $\beta$  – коефіцієнт стиснення робочої рідини;  $d_{y1}$ ,  $d_{y2}$ ,  $d_{y3}$  – діаметри поршня 10, лівого торця та правого торця основного золотника 9, відповідно;  $l_{y1}$ ,  $l_{y3}$  – довжини

контакту поршня 10 та основного золотника 9 із корпусом гальмівного клапана 6, відповідно;  $f_d, f_b, f_o$  – площі нерегульованих дроселів;  $K_y, K_z$  – коефіцієнти підсилення робочих вікон основного золотника 9 та золотника регулятора насоса 2, відповідно;  $d_c, d_s, b_c, b_s$  – діаметри та ширини ущільнень поршня та штока гідроциліндра 5, відповідно;  $W_n, W_c, W_y, W_0, W_d, W_b$  – об’єми гідроліній;  $m_c, m_y$  – зведені маси поршня гідроциліндра 5 з вантажем та основного золотника 9 із пружиною 11, відповідно;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $C_y, C_z$  – жорсткості пружин гальмівного клапана 6 та регулятора подачі 2, відповідно;  $H_y, H_z$  – попередні стиснення пружин гальмівного клапана 6 та регулятора подачі 2, відповідно;  $\varepsilon_4, \varepsilon_5, \varepsilon_z, \varepsilon_{y1}, \varepsilon_{y3}$  – зазори утворені між робочими поверхнями (див. рисунки 2а, б);  $F_c, F_y$  – площі поршня штокової та безштокової камери гідроциліндра 5, відповідно;  $J$  – моменти інерції планшайби насоса 1;  $\nu$  – коефіцієнт в’язкості мінеральної оливи;  $d_4, d_5, l_4, l_5$  – діаметри плунжерів та довжини контакту плунжерів із втулками регульованого насоса 1, відповідно;  $d_z, l_z$  – діаметр золотника та довжина контакту золотника із корпусом регулятора насоса 2, відповідно;  $d_7, d_8$  – діаметри поршня насоса 1 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;  $z, y$  – координати положення золотників;  $V$  – швидкість руху поршня гідроциліндра 5;  $p_n, p_c, p_p, p_y, p_0, p_d, p_b$  – величини тисків в гідролініях;  $\gamma$  – кути повороту планшайби насоса 1;  $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$  – коефіцієнти залежності моменту опору від величини  $Q_n$  та  $p_n$ ;  $m_f$  – стохастична складова моменту опору [6];  $F_{hd}$  – гідродинамічна сила, що діє на основний золотник 9 [7].

Теоретичні дослідження впливу параметрів системи керування гідроприводом на динамічні характеристики виконувалися шляхом математичного моделювання із застосуванням комп’ютерного програмного пакета MATLAB Simulink. Розв’язання нелінійних диференціальних рівнянь здійснювалось за таких початкових умов:  $z(0) = 0 \cdot 10^{-3}$  м;  $y(0) = 0 \cdot 10^{-3}$  м;  $V(0) = 0$  м/с;  $p_n(0) = 3 \cdot 10^6$  Па;  $p_c(0) = 2,5 \cdot 10^6$  Па;  $p_p(0) = 2,5 \cdot 10^6$  Па;  $p_y(0) = 2,2 \cdot 10^6$  Па;  $p_0(0) = 0,1 \cdot 10^6$  Па;  $p_b(0) = 2 \cdot 10^6$  Па;  $p_d(0) = 3 \cdot 10^6$  Па;  $\gamma(0) = 0,05$  рад;  $f = 3 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $m_c \cdot g = 200$  Н. Фактором збурення для системи керування гідроприводом є перемикання гідророзподільника 4. На рисунку 3а, б представлено розраховані перехідні процеси [8].

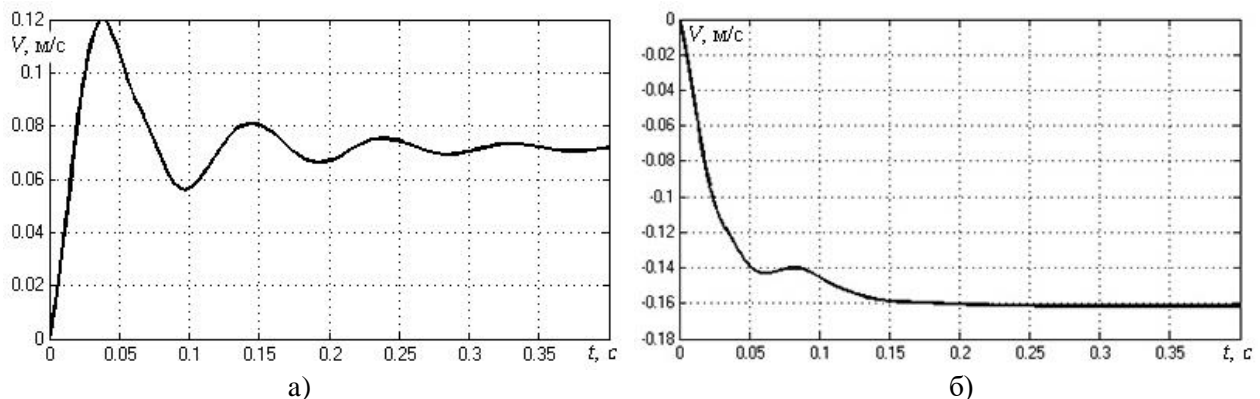


Рисунок 3 – Залежності швидкості руху  $V$  гідроциліндра 5 від часу  $t$  в перехідних процесах: а) при зустрічному та б) при супутньому навантаженнях

В результаті аналізу коливальних перехідних процесів досліджувався вплив параметрів на величину перерегулювання  $\sigma$  та час регулювання  $t_p$ , а для монотонного – повний час перехідного процесу  $t_p$ . В ході теоретичних досліджень було використано такі діапазони зміни значень параметрів гальмівного клапана 6:  $f_d = (0,25 \dots 1) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $f_b = (0,25 \dots 1) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $W_d = (0,08 \dots 0,8) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_b = (0,04 \dots 0,4) \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>;  $d_{y1} = (15 \dots 40) \cdot 10^{-3}$  м;  $d_{y3} = (10 \dots 40) \cdot 10^{-3}$  м;  $\varepsilon_{y3} = (0,26 \dots 1,3) \cdot 10^{-6}$  м;  $K_y = (0,55 \dots 2,2) \cdot 10^{-3}$  м;  $C_y = (1 \dots 3) \cdot 10^4$  Н/м. Параметри регулятора насоса 2 та нерегульованого дроселя 3 змінювалися в діапазонах:  $f_0 = (2 \dots 6) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $C_z = (1 \dots 3) \cdot 10^4$  Н/м;  $K_z = (1,5 \dots 4,5) \cdot 10^{-3}$  м;  $W_0 = (0,1 \dots 1) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>.

На рисунку 4 показано залежність часу регулювання  $t_p$  та величина перерегулювання  $\sigma$  швидкості руху  $V$  гідроциліндра 5 від параметрів гальмівного клапана 6. По осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини

$$P = P_{real} / P_{max} \quad (19)$$

де  $P_{real}$  – дійсне поточне значення параметра;  $P_{max}$  – максимальне значення параметра.

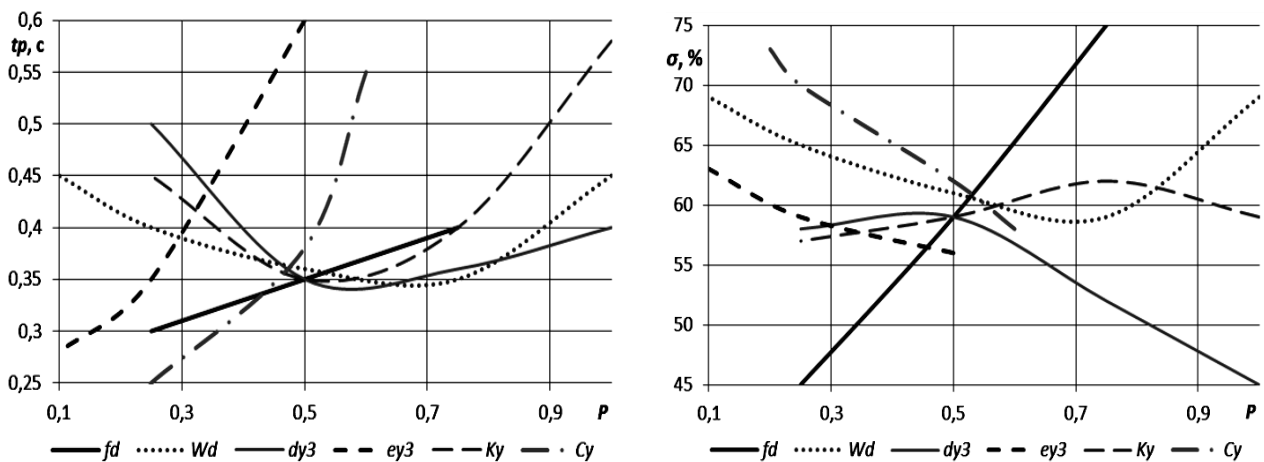


Рисунок 4 – Вплив параметрів гальмівного клапана 6 на час регулювання  $t_p$  та величину перерегулювання  $\sigma$  для швидкості руху  $V$  гідроциліндра 5 при зустрічному навантаженні

Вплив параметрів регулятора насоса 2 та нерегульованого дроселя 3 показано на рисунку 5.

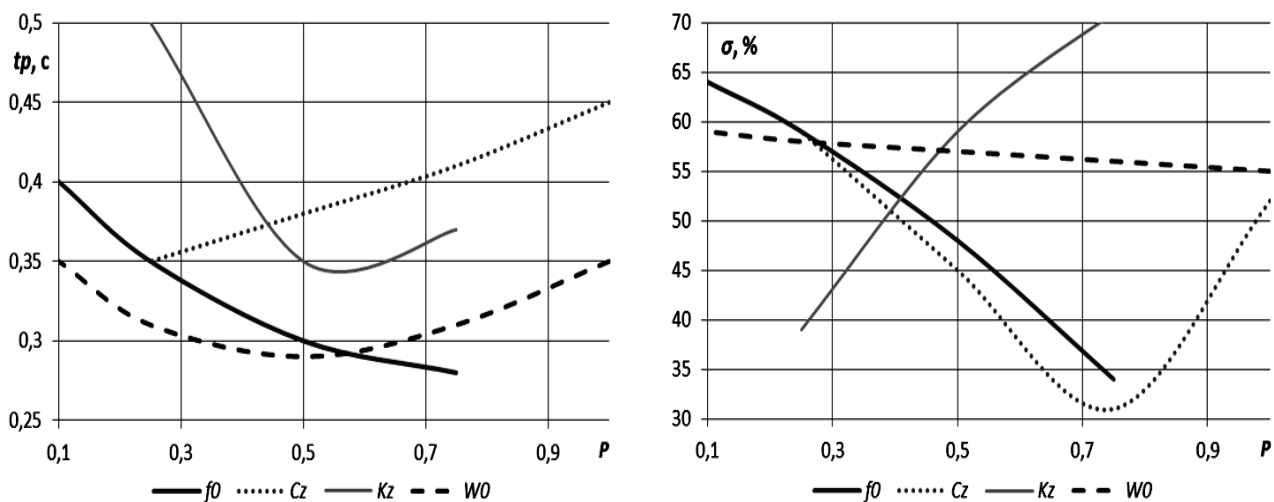


Рисунок 5 – Вплив параметрів регулятора насоса 2 та нерегульованого дроселя 3 на час регулювання  $t_p$  та величину перерегулювання  $\sigma$  для швидкості руху  $V$  гідроциліндра 5 при зустрічному навантаженні

На рисунку 6 показано залежність повного часу регулювання  $t_p$  швидкості руху  $V$  гідроциліндра 5 від параметрів гальмівного клапана 6, регулятора насоса 2 та нерегульованого дроселя 3 при супутньому навантаженні.

Найбільший вплив при зустрічному навантаженні мають параметри багатофункціонального гальмівного клапана 6:  $f_d$ ,  $K_y$ ,  $C_y$ ,  $e_{y3}$ ; при супутньому навантаженні параметри:  $f_b$ ,  $K_y$ ,  $C_y$ ,  $d_{y1}$ . Для регулятора насоса 2 та нерегульованого дроселя 3 при обох видах навантаження найбільший вплив мають параметри:  $f_0$ ,  $K_z$ ,  $C_z$ .

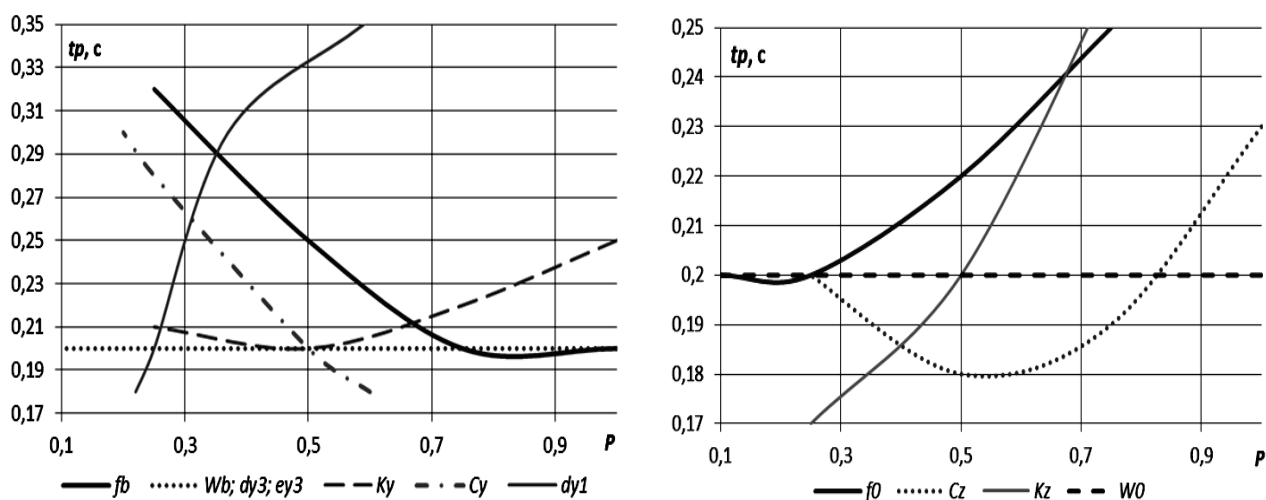


Рисунок 6 – Вплив параметрів системи керування гідроприводом на повний час регулювання  $t_p$  для швидкості руху  $V$  гідроциліндра 5 при супутньому навантаженні

### ВИСНОВКИ

При підвищенні вимог до швидкодії системи керування гідроприводом потрібно зменшувати час регулювання  $t_p$  шляхом зменшення параметрів: площі  $f_d$  нерегульованого дроселя 8, зазору  $e_{y3}$  між робочими поверхнями основного золотника 9 та корпусу гальмівного клапана 6, діаметра  $d_{y1}$  поршня 10, коефіцієнта  $C_z$  жорсткості пружини регулятора насоса 2; збільшувати параметр площі  $f_b$  нерегульованого дроселя 7. Для таких параметрів, як коефіцієнт підсилення робочого вікна  $K_y$  основного золотника 9, коефіцієнт  $C_y$  жорсткості пружини 11, площа  $f_0$  нерегульованого дроселя 3, коефіцієнт підсилення робочого вікна  $K_z$  золотник регулятора насоса 2 рекомендуються середні значення із розглянутих діапазонів.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Каталог HANSA-TMP s.r.l. MODENA-ITALY: overcenter valves [Електронний ресурс], 2016. – С. 72 – 100. Режим доступу: <http://www.hansatmp.it/files/0000/2620/HT-30-A-300-0303-E-PG71-101.pdf>
2. Каталог Hydraulic Supply Co. : Hydraulic Valves & Accessories [Електронний ресурс], 2016. – С. 265 – 276. Режим доступу: <http://www.hydraulic-supply.com/userfiles/ckfiles/files/Valves.pdf>
3. Каталог Rexroth-Bosch Group: Mobile Hydraulics [Електронний ресурс], 2003. – 10 с. Режим доступу: [http://www.airlinehyd.com/Images/Hydraulic/RexrothBosch/PDF/MobileHydraulics\\_0910/MobileProducts/MobileControls/2\\_ValveModules/re27551\\_2003-06.pdf](http://www.airlinehyd.com/Images/Hydraulic/RexrothBosch/PDF/MobileHydraulics_0910/MobileProducts/MobileControls/2_ValveModules/re27551_2003-06.pdf)
4. Пат. 107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22. Гідропривод з гідрозамком / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич. – № и 201511543 ; заявл. 23.11.2015 ; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 8 с.
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. – 200 с.
6. Піонткевич О. В. Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном / О. В. Піонткевич. – Вінниця : Вісник машинобудування та транспорту, 2015. – № 2. – С. 83 – 90.
7. Burennikov Yu.A. Determination of hydrodynamic force and improvement of the design of directional control valve for the mechatronic drive based on computer simulation of hydrodynamic processes / Yu.A. Burennikov, L.G. Kozlov, O.V. Petrov. // Buletinul institutului politehnic din iasi. – Tomul LX (LXIV), fasc. 3-4, – 2014. – P. 89 – 97.
8. Струтинський В. Б. Технологія моделювання динамічних процесів та систем : монографія / В. Б. Струтинський, Н. Р. Веселовська. – Вінниця : О. Власюк, 2007. – 466 с.

## REFERENCES

1. Katalog HANSA-TMP s.r.l. MODENA-ITALY: overcenter valves [Elektronnyy resurs], 2016. – С. 72 – 100. Rezhym dostupu: <http://www.hansatmp.it/files/0000/2620/HT-30-A-300-0303-E-PG71-101.pdf>
2. Katalog Hydraulic Supply Co.: Hydraulic Valves & Accessories [Elektronnyy resurs], 2016. – С. 265 – 276. Rezhym dostupu: <http://www.hydraulic-supply.com/userfiles/ckfiles/files/Valves.pdf>
3. Katalog Rexroth-Bosch Group: Mobile Hydraulics [[Elektronnyy resurs], 2003 р. – 10 с. Rezhym dostupu: [http://www.airlinehyd.com/Images/Hydraulic/RexrothBosch/PDF/Mobile\\_Hydraulics\\_0910/MobileProducts/MobileControls/2\\_ValveModules/re27551\\_2003-06.pdf](http://www.airlinehyd.com/Images/Hydraulic/RexrothBosch/PDF/Mobile_Hydraulics_0910/MobileProducts/MobileControls/2_ValveModules/re27551_2003-06.pdf)
4. Pat. 107185 Ukraine, IPC E 02 F 9/22. Hydraulic drive with the hydraulic lock / L. Kozlov, O. Piontkevych. – U number 201511543; appl. 23.11.2015; publ. 25.05.2016. Bull. Number 10. – 8 p.
5. Repinskyi S. V. Keruvannia reholovanykh nasosiv v hidropriyvodakh, chutlyvykh do navantazhennia: monohrafiia / S. V. Repinskyi, L. H. Kozlov, Iu. A. Buriennikov. – Vinnytsia: VNTU, 2016. – 200 с.
6. Piontkevych O. Matematychna model hidropriyvodu frontalnoho navantazhuvacha z halmivnym klapanom [Text] / O. Piontkevych. – Vinnysia: Visnyk mashynobuduvannia ta transportu, 2015. – #2. – С. 83 – 90.
7. Burennikov Yu. A. Determination of hydrodynamic force and improvement of the design of directional control valve for the mechatronic drive based on computer simulation of hydrodynamic processes [Text] / Yu. A. Burennikov, L. G. Kozlov, O. V. Petrov. Buletinul institutului politehnic din iasi. – Tomul LX (LXIV), fasc. 3-4, – 2014. – P. 89 – 97.
8. Strutynskyi V. B. Tekhnolohiia modeliuvannia dynamichnykh protsesiv ta system: monohrafiia / V. B. Strutynskyi, N. R. Veselovska. – Vinnytsia: O. Vlasiuk, – 2007. – 466 с.

О.В. Піонткевич<sup>1</sup>

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІДРОПРИВОДОМ МОБІЛЬНОЇ РОБОЧОЇ МАШИНИ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

<sup>1</sup>Вінницький національний технічний університет

Об'єкт дослідження – перехідні процеси в системі керування гідروприводом мобільної робочої машини.

Мета роботи – визначення впливу конструктивних параметрів системи керування гідроприводом на динамічні характеристики з подальшою розробкою рекомендацій щодо їх вибору.

В статті розглянуто схему багатофункціонального гальмівного клапана для системи керування гідроприводом мобільної робочої машини. Розроблено розрахункові схеми та математичні моделі системи керування гідроприводом при зустрічному та супутньому навантаженнях.

Подано результати математичного моделювання у вигляді перехідних процесів зміни швидкості руху гідроциліндра від часу. Розраховано динамічні характеристики системи керування гідроприводом при зустрічному та супутньому навантаженнях. Сформульовано рекомендації для вибору конструктивних параметрів системи керування гідроприводом.

**Ключові слова:** система керування гідроприводом; гальмівний клапан; математична модель; перехідний процес; динамічні характеристики.

*Піонткевич Олег Володимирович*, аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, e-mail: [piontkevych@vntu.edu.ua](mailto:piontkevych@vntu.edu.ua)



## THE INFLUENCE OF THE PARAMETERS OF THE HYDRAULIC CONTROL SYSTEM OF THE MOBILE WORKING MACHINE ON THE DYNAMIC CHARACTERISTICS

<sup>1</sup>Vinnytsia National Technical University

The object of the study is the transient processes in the hydraulic control system of a mobile working machine.

The purpose of the study is to determine the influence of the design parameters of the hydraulic control system on the dynamic characteristics with further recommendations for their choice.

The scheme of the multifunctional counterbalance valve for the hydraulic control system of a mobile working machine is considered in the article. The settlement schemes and the mathematical models of the hydraulic control system at the counter and obiter loads are developed.

The results of mathematical modeling are posted as transient processes of the change of the speed of the hydraulic cylinder within time. The dynamic characteristics of the hydraulic control system with counter and obiter loads are calculated. The recommendations for selecting the design parameters of hydraulic control system are formulated.

**Key words:** hydraulic control system; counterbalance valve; mathematical model; transient processes; dynamic characteristics.

*Piontkevych Oleh*, Post-Graduate Student of the Department of Technology and Automation of Machine building, Vinnytsia National Technical University, e-mail: piontkevych@vntu.edu.ua

О. В. Пионткевич<sup>1</sup>

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОМ МОБИЛЬНОЙ РАБОЧЕЙ МАШИНЫ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

<sup>1</sup>Винницкий национальный технический университет

Объект исследования – переходные процессы в системе управления гидроприводом мобильной рабочей машины.

Цель работы – определение влияния конструктивных параметров системы управления гидроприводом на динамические характеристики с последующей разработкой рекомендаций по их выбору.

В статье рассмотрено схему многофункционального тормозного клапана для системы управления гидроприводом мобильной рабочей машины. Разработано расчетные схемы и математические модели системы управления гидроприводом при встречных и попутных нагрузках.

Представлены результаты математического моделирования в виде переходных процессов, изменения скорости движения гидроцилиндра от времени. Рассчитаны динамические характеристики системы управления гидроприводом при встречных и попутных нагрузках. Сформулированы рекомендации для выбора конструктивных параметров системы управления гидроприводом.

**Ключевые слова:** система управления гидроприводом; тормозной клапан; математическая модель; переходные процессы; динамические характеристики.

*Пионткевич Олег Владимирович*, аспирант кафедры технологий и автоматизации машиностроения, Винницкий национальный технический университет, e-mail: piontkevych@vntu.edu.ua