

УДК 621.22

Козлов Л.Г., д.т.н, проф.; Богачук В.В., к.т.н., доц.; Товкач А.О.
Вінницький національний технічний університет, м.Вінниця, Україна

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАТРОННОГО ГІДРОПРИВОДА З НАСОСОМ ЗМІННОГО РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ

Kozlov L., Bogachuk V., Tovkach A.
Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, Ukraine (lestatid@rambler.ru)

OPTIMIZATION OF DESIGN PARAMETERS OF THE MECHATRONIC DRIVE WITH A VARIABLE-DISPLACEMENT PUMP

Наведена схема мехатронного гідропривода на базі насоса змінного робочого об'єму та контролера. Гідропривод забезпечує подачу постійної потужності від двигуна до виконавчого гідроциліндра. Режим постійної потужності забезпечується контролером, який формує певний алгоритм при керуванні насосом гідропривода. Розроблена математична модель мехатронного гідропривода, проведені дослідження робочих процесів в динамічних режимах. Виявлено вплив конструктивних параметрів мехатронного гідропривода на динамічні характеристики. Встановлено, що збільшення таких конструктивних параметрів системи керування, як величини дроселя та демпфера в системі керування насосом, зменшує час регулювання та перерегулювання в гідроприводі, але збільшує втрати потужності. Для забезпечення вимог, що висуваються до мехатронного гідропривода проведена оптимізація в просторі трьох параметрів по критерію, що включає час регулювання, перерегулювання та величину втрат в системі керування насосом.

Ключові слова: мехатронний гідропривод, алгоритм керування насосом, характеристики гідропривода, параметри оптимізації, критерій оптимізації, оптимальні параметри.

Вступ. В будівництві, на транспорті, в сільському та комунальному господарствах застосовуються мобільні робочі машини з гідроприводами на базі насосів змінного робочого об'єму. Це дозволяє регулювати параметри руху робочих органів в широких діапазонах при забезпеченні високих показників ККД гідроприводів [1, 2].

Провідні виробники насосів із регульованим робочим об'ємом оснащують їх сучасними регуляторами з електрогідравлічним керуванням. Досить часто в гідроприводах мобільних робочих машин з насосами змінного робочого об'єму застосовують контролери, що дозволяє суттєво покращити характеристики гідроприводів, створити умови для автоматизації робочого циклу машини, поліпшити умови роботи оператора машини [1, 3, 4].

Мета. Для якісного виконання робочих операцій мобільними машинами, гідроприводи повинні мати певні статичні, динамічні та енергетичні характеристики. Характеристики гідроприводів в значній мірі залежать від структури та конструктивних параметрів.

Зазвичай зміна певних конструктивних параметрів викликає покращення одних характеристик та одночасно погіршення інших. Таким чином вибір значень конструктивних параметрів гідропривода утруднений і повинен забезпечуватись на основі оптимізаційних підходів.

Метою даної роботи є підвищення енергетичної ефективності шляхом вибору оптимальних значень конструктивних параметрів системи керування насосом на основі критерію оптимізації, що включає декілька показників якості роботи гідропривода.

Дослідження. У Вінницькому національному технічному університеті розроблена схема мехатронного гідропривода на основі насоса змінного робочого об'єму та контролера, що має аналогові входи і виходи. Схема мехатронного гідропривода представлена на рис. 1.

Схема включає насос 1 з планшайбою 2, сервоциліндром 3 та пружиною 4. Насос 1 приводить до руху поршень 6 гідроциліндра 5 на який діє навантаження N . Запуск та зупинка гідроциліндра забезпечується гідророзподільником 7. Контролер 8 отримує сигнали i_1 та i_2 від датчиків тиску 14 та 13 і по спеціальному алгоритму формує сигнал керування U_m , який через підсилювач 9 поступає на електромагніт 10 та сервоклапан 11. Золотник 12 сервоклапана під дією сигналу керування формує таке значення тиску p_o при якому потужність P_n , що подається регульованим насосом 1 буде підтримуватись постійною при зміні швидкості руху v штоку 6 гідроциліндра, або навантаження N , що діє на шток 6 гідроциліндра 5. Підтримання постійної величини потужності P_n , що подається насосом 1 до гідроциліндра дозволяє в повній мірі використовувати можливості

двигуна внутрішнього згорання машини, який забезпечує роботу мехатронного гідроприводу. Застосування контролера в розробленій схемі дозволяє формувати алгоритми керування насосом з урахуванням характеристик та умов роботи мехатронного гідроприводу.

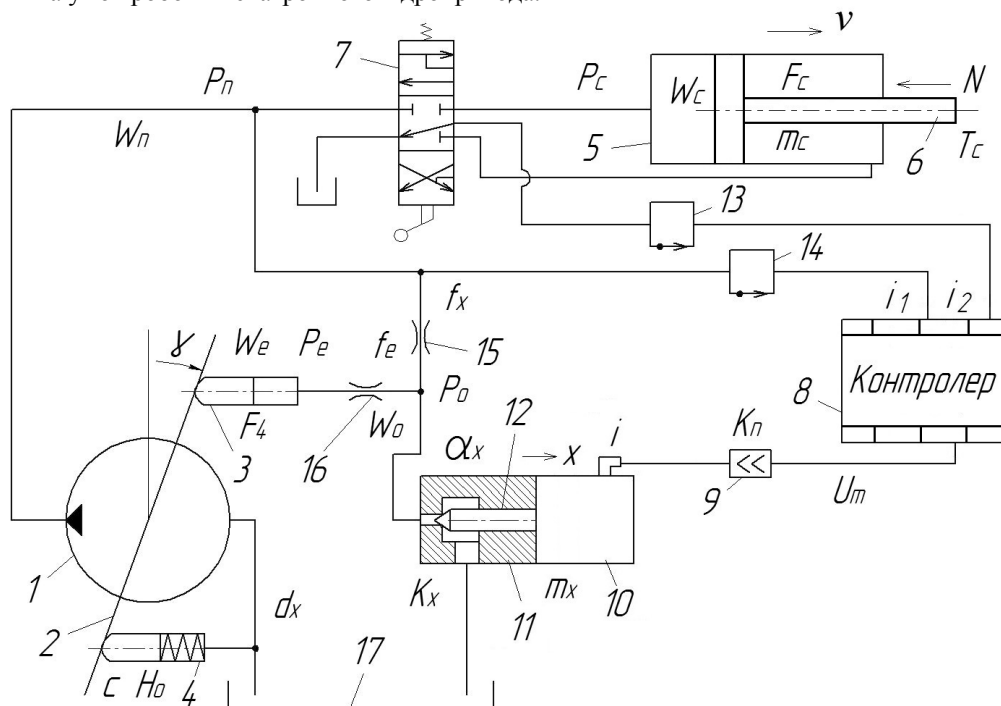


Рис. 1. Схема мехатронного гідроприводу

При проектуванні гідроприводів мобільних робочих машин необхідно забезпечити певні статичні та динамічні характеристики. На стадії проектування статичні та динамічні характеристики можуть бути оцінені на основі досліджень робочих процесів в гідроприводах, виконаних із застосуванням математичних моделей.

Математична модель та результати математичного моделювання. Математична модель мехатронного гідроприводу складається із рівнянь, до яких входять рівняння моментів, що діють на планшайбу 2 насоса 1 (рівняння 1), рівняння сил, що діють на поршень 6 гідроциліндра 5 (рівняння 2) та на сервоклапан 12 (рівняння 3), рівняння падіння напруги в ланцюгу електромагніта 10 (рівняння 4), а також рівняння нерозривності потоків для гідролінії між насосом 1, гідророзподільником 7 та дроселем 15 (рівняння 5), між дроселем 15, демпфером 16 та сервоклапаном 11 (рівняння 6), між гідророзподільником 7 та гідроциліндром 5 (рівняння 7), між демпфером 16 та сервоциліндром 3 (рівняння 8).

Математична модель розроблена при таких допущеннях та спрощеннях. Розглядаються зосереджені параметри гідроприводу; температура робочої рідини за час протікання перехідного процесу не змінюється; хвильові процеси в трубопроводах не враховуються; коефіцієнти потоку через дросельні та клапанний елемент є постійними; режим роботи гідроприводу – безкавітаційний; зміну об'єму напірної камери гідроциліндра за час перехідного процесу не враховуємо, оскільки вона мала в порівнянні з об'ємом камери в момент часу, що передує збільшенню навантаження; втрати тиску в гідролініях не враховуються, за винятком нагнітальної гідролінії, що включає гідророзподільник; сила сухого тертя в гідроциліндрі не залежить від швидкості руху поршня; робота підсилувача моделюється пропорційною ланкою.

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = c(H_0 + l \cdot \sin \gamma) \cdot l - p_e F_4 l - \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_4 \cdot l_4}{\epsilon_0} + \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_5 \cdot l_5}{\epsilon_0} \right) \cdot l^2 \cos \gamma \cdot \frac{d\gamma}{dt}; \quad (1)$$

$$m_c \frac{dv}{dt} = p_c F_c - N - \pi D_c (q_0 + k_q p_c) \cdot \text{sign}(v); \quad (2)$$

$$m_x \frac{d^2 x}{dt^2} = p_0 \frac{\pi d_x^2}{4} - k_e \cdot i - \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_x \cdot l_x}{\epsilon_x} \right) \frac{dx}{dt}; \quad (3)$$

$$(A_u + B_u \cdot p_n + \frac{C_u}{p_c}) \cdot k_u = R_e \cdot i + L_e \frac{di}{dt}; \quad (4)$$

$$d_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n_n \cdot \text{tg} \gamma - k_n p_n = a + bh + c(p_n - p_c) + dh^2 + e(p_n - p_c)^2 +$$

$$+f(p_n - p_c) \cdot h + \mu f_x \sqrt{\frac{2|p_n - p_o|}{\rho}} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}; \quad (5)$$

$$\mu f_x \sqrt{\frac{2|p_n - p_o|}{\rho}} = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot \sin \frac{\alpha_x}{2} \cdot \sqrt{\frac{2p_x}{\rho}} + \beta W_o \frac{dp_o}{dt}; \quad (6)$$

$$a + bh + c(p_n - p_c) + dh^2 + e(p_n - p_c)^2 + f(p_n - p_c)h = F_c \cdot v + \beta W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (7)$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_o - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_o - p_e) = \beta W_e \frac{dp_e}{dt} - F_4 \frac{d\gamma}{dt} l - A_e p_e + B_e t^o + C_e \varepsilon_o^2 \quad (8)$$

При розробці математичної моделі використані такі позначення: p_n, p_c, p_o, p_e - тиски на виході насоса 1, на вході в гідроциліндр 5, на вході в сервоклапан 12, на вході в сервоциліндр 3; x - координата положення сервоклапана 12; γ - кут повороту планшайби 2, i - величина струму в електромагніті 10, v - швидкість руху поршня 6; I - момент інерції планшайби 2; c - жорсткість пружини 4; H_o - попереднє стиснення пружини 4; l, l_4, l_5 - плечі дії сервоциліндрів 3 та 4, довжина контакту сервоциліндра 3 та корпусу, l_x - довжина контакту сервоциліндра 12 та корпусу; F_4, F_5, F_c - площі поршнів сервоциліндрів 3 та 4, площа поршня гідроциліндра 5; ρ - густина робочої рідини; v - коефіцієнт кінематичної в'язкості; β - коефіцієнт стиснення робочої рідини; μ - коефіцієнт витрати дросельних елементів; d_a, d_x, D_c - діаметри сервоциліндра 3, сідла сервоклапана та поршня гідроциліндра; m_c, m_x - приведена маса робочого механізму до поршня 6, маса золотника 12 сервоклапана; N - зусилля робочого механізму приведені до поршня 6; T_c - сила тертя в гідроциліндрі 5; $\varepsilon_o, \varepsilon_x$ - діаметральні зазори між сервоциліндром, сервоклапаном та їх корпусами; A, B, C - коефіцієнти в формулі залежності вихідного сигналу контролера від вхідних сигналів; a, b, c, d, e, f - коефіцієнти в формулі залежності витрати через гідророзподільник 7 від відкриття h та перепаду тиску $p_n - p_c$; A_e, B_e, C_e - коефіцієнти в формулі залежності витоків з камери сервоциліндра 3; k_n, k_w, k_e, k_g, k_q - коефіцієнти витоків в насосі 1, підсилювача 9, електромагніта 10, датчиків 13, 14, сили тертя в гідроциліндрі; R_e, L_e - активний опір та індуктивність котушки електромагніта 10; Q_n - витрата насоса 1; f_x, f_e - площі дроселя 15 та демпфера 16; W_n, W_o, W_c, W_e - об'єм гідроліній між насосом 1 і гідророзподільником 7, між дроселем 15 та сервоклапаном 12, між гідророзподільником 7 та гідроциліндром 5, між демпфером 16 та сервоциліндром 3; α_x - кут нахилу робочої кромки сервоклапана 12; i_1, i_2 - величини струмів на виході датчиків тиску 14 і 13; d_7 - діаметр кола контакту поршнів насоса з планшайбою; d_8 - діаметр поршнів регульованого насоса; k_1 - кількість поршнів регульованого насоса; n_n - частота обертання приводного валу насоса; q_0 - питома сила тертя в ущільненні поршня гідроциліндра.

Контролер 8 формує алгоритм керування регулятором 11 насоса таким чином, що насос працює в режимі постійної потужності $P_n = Q_n p_n = \text{Const}$. Це дозволяє в повній мірі використовувати можливості приводного двигуна машини. Для забезпечення роботи гідропривода в режимі $P_n = \text{const}$ контролер повинен формувати залежність $U_m = A_u + B_u p_n + C_u / (p_c \cdot k_g)$, де $A_u = 2,66 \cdot 10^{-2}$, $B_u = -5,77 \cdot 10^{-2}$, $C_u = -2,907 \cdot 10^{-5}$. При формуванні залежності U_m від величин тисків p_n та p_c враховано коефіцієнт передачі датчиків тиску 13 та 14 $k_g = 0,133 \cdot 10^{-8}$, а також дані базової залежності $Q = f(N)$.

Блок-схема алгоритму, за яким працює контролер 8, реалізована в середовищі MATLAB Simulink [8] і представлена на рис. 2. В блок схемі використані блоки Quantizer, які забезпечують квантування вхідних сигналів $i_1 = k_g p_n$ та $i_2 = k_g p_c$ з інтервалом 0,01с, блоки Uniform Encoder, що забезпечують кодування сигналів в контролері з роздільною здатністю 8 Біт, та блоки Uniform Decoder, що забезпечують декодування вихідного сигналу контролера з роздільною здатністю 8 Біт.

Математична модель мехатронного гідропривода сформована в середовищі MATLAB Simulink та оброблялась за допомогою чисельного методу Rosenbrock з абсолютною точністю $\varepsilon_a = 10^{-6}$ та відносною точністю $\varepsilon_b = 10^{-3}$. Параметри математичної моделі мали такі значення: $m_c = 1000$ кг, $W_n = 1 \cdot 10^{-3}$ м³, $W_c = 4 \cdot 10^{-3}$ м³, $\beta = 0,6 \cdot 10^{-9}$ м²/Н, $\mu = 0,67$, $\rho = 900$ кг/м³, $F_n = 4,2 \cdot 10^{-4}$ м², $F_c = 25 \cdot 10^{-4}$ м², $l = 64 \cdot 10^{-3}$ м, $I = 0,02$ кг·м², $d_x = 1,6 \cdot 10^{-3}$ м, $W_e = 0,02 \cdot 10^{-3}$ м³, $W_o = 0,02 \cdot 10^{-3}$ м³.

Проведені імітаційні дослідження робочих процесів в гідроприводі при ступінчастій зміні навантаження N на штоці 6 гідроциліндрі. При зміні навантаження від 0 до $N = 30000$ Н розраховано зміну в часі величин тисків p_c, p_n та p_o в гідроприводі, а також цифрового сигналу U_m (рис. 3). Моделювання перехідного процесу підтверджує роботоздатність розробленої схеми та алгоритму керування, а також дозволяє визначити статичні та динамічні характеристики гідропривода.

В динамічних режимах роботи в гідроприводі виникають перехідні процеси, що мають коливальний характер на всіх режимах роботи. Найбільші значення часу регулювання t_p та перерегулювання σ мають місце при максимальних значеннях навантаження N .

Розраховані перехідні процеси в гідроприводі дозволяють визначити динамічні характеристики гідропривода: часу регулювання t_p , величину перерегулювання σ та їх залежності від зміни величин конструктивних параметрів.

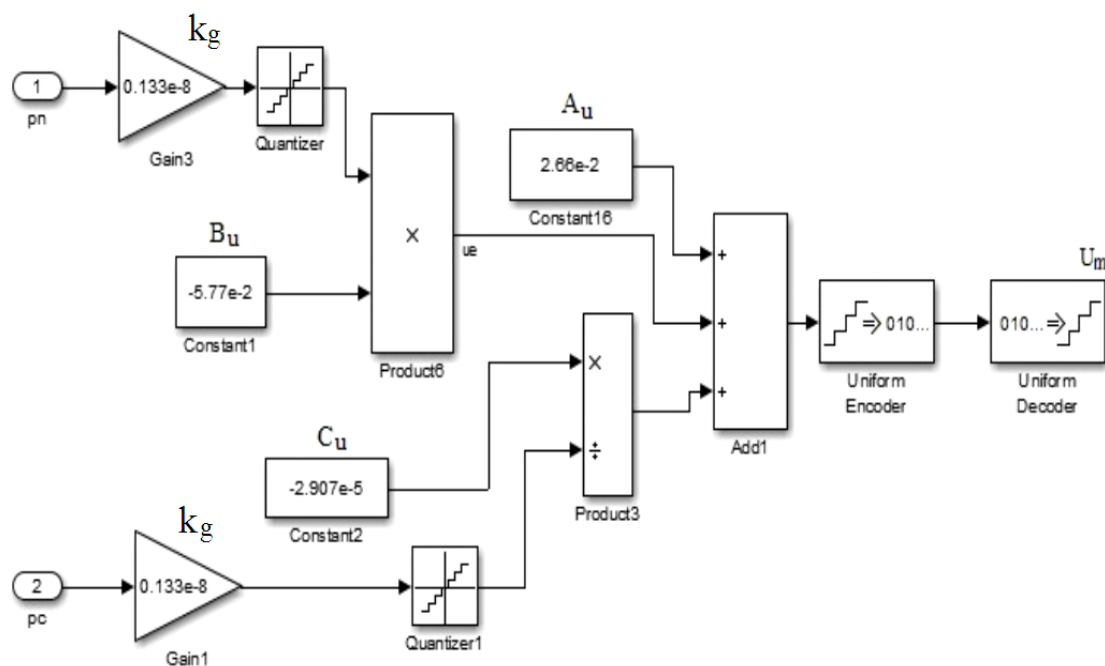
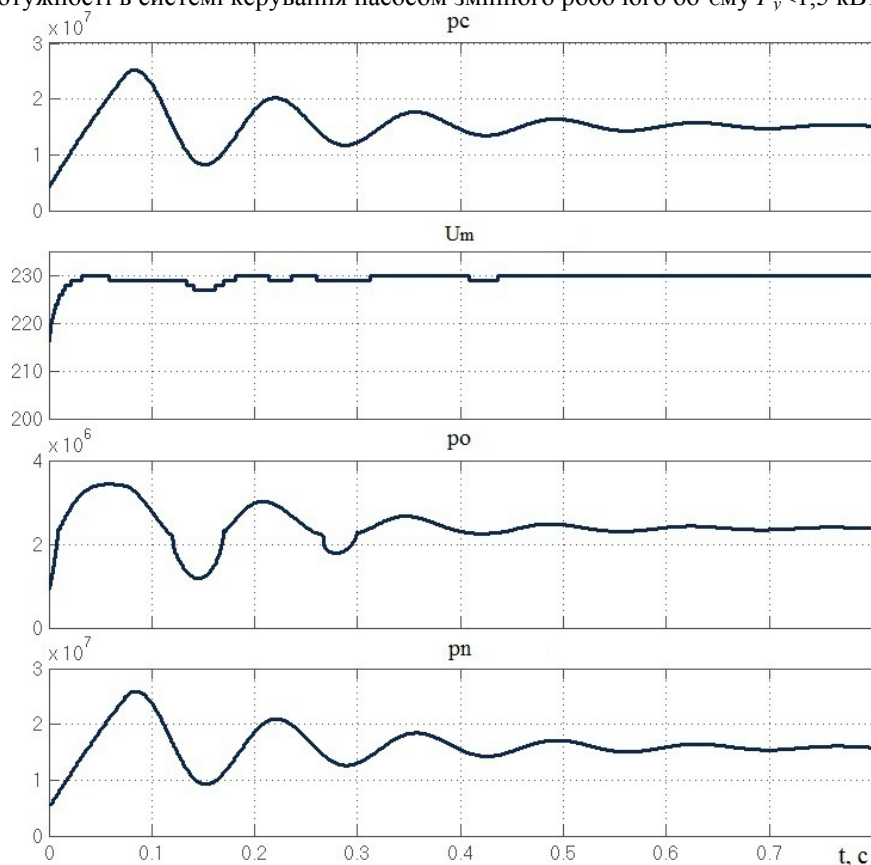


Рис. 2. Блок-схема математичної моделі контролера

До мехатронного гідропривода висуваються такі вимоги [6]:

- час регулювання $t_p < 1,2$ с;
- перерегулювання $\sigma < 60$ %;
- втрати потужності в системі керування насосом змінного робочого об'єму $P_v < 1,5$ кВт.

Рис. 3. Перехідний процес в мехатронному гідроприводі при ступінчастій зміні навантаження (p_c - тиск на вході в гідроциліндр, U_m – сигнал на вході контролера, p_o – тиск на вході в сервоклапан, p_n – тиск на виході насоса)

Визначено вплив на динамічні характеристики конструктивних параметрів мехатронного гідропривода в таких діапазонах:

- k_x – коефіцієнт підсилення робочого вікна сервоклапана, $k_x=(1...10) \cdot 10^{-3}$ м;

$$k_x = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot \sin \frac{\alpha_x}{2} \tag{9}$$

- f_e – площа демпфера 16, $f_e=(0,5...5,0) \cdot 10^{-6}$ м²;
- f_x – площа дроселя 15, $f_x=(0,5...5,0) \cdot 10^{-6}$ м².

На рис. 4 та рис.5 представлено вплив конструктивних параметрів на величину часу регулювання. Параметри k_x, f_e та f_x представлені в безрозмірному вигляді, при цьому їх максимальні значення були такими:

- $k_x^{\max}=6 \cdot 10^{-3}$ м;
- $f_e^{\max}=5 \cdot 10^{-6}$ м²;
- $f_x^{\max}=1,8 \cdot 10^{-6}$ м².

В результаті дослідження виявлено, що збільшення k_x призводить до збільшення часу регулювання t_p та перерегулювання σ , а збільшення f_e та f_x призводить до зменшення t_p та σ . Однак вибір значень конструктивних параметрів k_x, f_e та f_x , які б забезпечували виконання вимог до мехатронного гідропривода, утруднений тим, що збільшуючи величину f_e для зниження t_p та σ ми одночасно будемо збільшувати втрати потужності P_y в системі керування насосом змінного робочого об'єму.

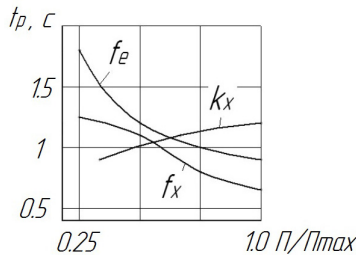


Рис. 4. Вплив конструктивних параметрів на час регулювання t_p

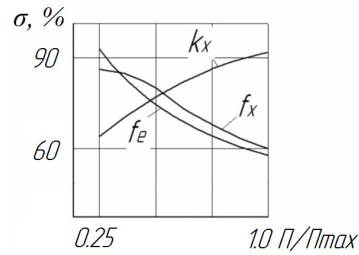


Рис. 5. Вплив конструктивних параметрів на величину перерегулювання σ

Вибір параметрів мехатронного гідропривода здійснено на основі оптимізаційного підходу. В процесі оптимізації три параметри оптимізації змінювались по трьом рівням [5]:

- $k_x=1,0 \cdot 10^{-3}$ м; $2,5 \cdot 10^{-3}$ м; $5,0 \cdot 10^{-3}$ м;
- $f_e=1 \cdot 10^{-6}$ м²; $2,5 \cdot 10^{-6}$ м²; $4,0 \cdot 10^{-6}$ м²;
- $f_x=0,8 \cdot 10^{-6}$ м²; $1,2 \cdot 10^{-6}$ м²; $1,6 \cdot 10^{-6}$ м².

В критерій оптимізації k мехатронного гідропривода включено величину часу регулювання t_p , перерегулювання σ та величину втрат потужності в системі керування P_y з відповідними ваговими коефіцієнтами.

$$k = k_{01} \frac{t_p}{t_p^{\max}} + k_{02} \frac{\sigma}{\sigma^{\max}} + k_{03} \frac{P_y}{P_y^{\max}}, \tag{10}$$

де $k_{01}=0,3$, $k_{02}=0,3$, $k_{03}=0,4$ – вагові коефіцієнти показників часу регулювання t_p , перерегулювання σ та величина втрат потужності в системі керування насосом P_y ;

t_p, σ, P_y – поточні значення часу регулювання, перерегулювання та величини втрати потужності;

$t_p^{\max}, \sigma^{\max}, P_y^{\max}$ – максимальні значення величини часу регулювання, перерегулювання та величини втрат потужності в системі керування в процесі оптимізації.

Величина втрат потужності в системі керування насосом P_y визначалась за формулою:

$$P_y = p_n \cdot \mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_o)}{\rho}}, \tag{11}$$

де p_n та p_o – величини тисків в усталених режимах роботи.

Виконані розрахунки перехідних процесів при 27 сполученнях параметрів оптимізації. Для кожного сполучення розраховано значення критерію оптимізації k . Результати розрахунків наведені у таблиці 1.

В процесі оптимізації знайдено сполучення конструктивних параметрів мехатронного гідропривода, при якому забезпечується мінімальне значення k .

Таблиця 1

Результати розрахунків найкращої сукупності параметрів оптимізації

$k_x \cdot 10^{-3}$ м	$f_x \cdot 10^{-6}$ м ²	$f_e \cdot 10^{-6}$ м ²	t_p, c	$\sigma, \%$	$P_y, Вт$	k	№ досліду
5	0,8	1	1,6	89	1455	0,77	19
5	0,8	2,5	1,2	83	1453	0,71	20
5	0,8	4	0,7	62	1488	0,53	21
5	1,2	1	1,6	89	2156	0,87	22
5	1,2	2,5	1,1	80	2154	0,78	23

Мінімальна величина критерію оптимізації $k=0,53$ знайдено у досліді №21 при значеннях параметрів оптимізації $k_x=5 \cdot 10^{-3}$ м, $f_x=0,8 \cdot 10^{-6}$ м² та $f_e=4 \cdot 10^{-6}$ м². При цьому досягнута величина часу регулювання $t_p=0,7$ с, перегулювання $\sigma=62\%$, втрати потужності в системі керування насосом змінного робочого об'єму $P_y=1,488$ кВт.

Висновки. Виявлено, що в мехатронному гідроприводі з насосом змінного робочого об'єму вибір параметрів, що забезпечують при проектуванні певні характеристики, утруднений. Зміна параметрів покращує одні характеристики, але одночасно погіршує інші.

В процесі оптимізації знайдено сполучення конструктивних параметрів $k_x=5 \cdot 10^{-3}$ м, $f_x=0,8 \cdot 10^{-6}$ м² та $f_e=4 \cdot 10^{-6}$ м², яке забезпечує значення характеристик $t_p=0,7$ с, $\sigma=62\%$, $P_y=1,488$ кВт для незмінних інших параметрах та експлуатації гідроприводу в діапазонах подач насоса $Q_n=(0,1 \dots 10) \cdot 10^{-3}$ м³/с та тиску $p_n=(1 \dots 16)$ МПа, що відповідає вимогам до мехатронного гідропривода.

Анотація. Приведена схема мехатронного гідропривода на базі насоса змінного робочого об'єму та контролера. Гідропривод забезпечує подачу постійної потужності від двигателя до виконавчого гідроциліндра. Режим постійної потужності забезпечується контролером, який формує певний алгоритм при управлінні насосом гідропривода. Розроблена математична модель мехатронного гідропривода, проведені дослідження робочих процесів в динамічних режимах. Виявлено вплив конструктивних параметрів мехатронного гідропривода на динамічні характеристики. Установлено, що збільшення таких конструктивних параметрів системи управління, як величини дроселя та демпфера в системі управління насосом, зменшує час регулювання та перегулювання в гідроприводі, але збільшує втрати потужності. Для забезпечення вимог, пред'являються до мехатронного гідропривода, проведена оптимізація в просторі трьох параметрів по критерію, включаючий час регулювання, перегулювання та величину втрат в системі управління насосом.

Ключові слова: мехатронний гідропривод, алгоритм управління насосом, характеристики гідропривода, параметри оптимізації, критерій оптимізації, оптимальні параметри.

Abstract. Circuit of the mechatronic hydraulic drive, based on a variable-displacement pump and a controller, is presented. The hydraulic drive provides constant power supply from the engine to the actuating hydraulic cylinder. Constant-power mode is provided by the controller that forms a certain algorithm to control the hydraulic drive pump. Mathematical model of the mechatronic hydraulic drive has been elaborated, investigation of the working processes in dynamic modes has been carried out. Influence of the mechatronic drive design parameters on dynamic characteristics was determined. It has been found that increase of such control system design parameters as sizes of the throttle and the damper in the pump control system reduces setting and overshooting periods in the hydraulic drive, but increases power losses. In order to meet the requirements to the mechatronic hydraulic drive, optimization in the three-parameter space was performed according to the criterium that included setting and overshooting periods as well as the amount of losses in the pump control system.

Keywords: mechatronic hydraulic drive, pump control algorithm, hydraulic drive characteristics, optimization parameters, optimization criterium, optimal parameters.

References

1. Kozlov, L. (2015), *Naukovi osnovy rozrobky system hidropriyvodiv manipulatoriv z adaptivnymy rehulatoramy na osnovi neiromerezh dlia mobilnykh robochykh mashyn: dysertatsiia na zdobuttia naukovooho stupenia doktora tekhnichnykh nauk* [Scientific basis for development of hydraulic manipulators with adaptive controllers based on neural networks for mobile working machines: dissertation], National Technical University of Ukraine "Kyiv National University", Kyiv, Ukraine.
2. Sveshnikov, V. (2005), "Aksialno-porshnevyye nasosy v sovremennykh gidroprivodah", *Gidravlika i pnevmatika: Informatsionno-tehnicheskyy zhurnal*, no 18, pp. 8-12.
3. Dreher, Thorsen (2015), Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen sekundargeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen, *KIT Scientific Publishing*, Karlsruhe.
4. Kozlov, L. (2013), «Digital PD controller for dynamic correction of the differential component coefficient for a mechatronic hydraulic system», *Tehnomus journal: Proceedings of the XVIIth International Conference "New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies"*, Suceava, Romania, pp. 120-125.
5. Sobol, N. and Statnikov, O. (1981), *Vyibor optimalnykh parametrov v zadachah so mnogimi kriteriyami* [Choosing the optimal parameters in problems with many criteria], Nauka, Moscow, Russian.
6. Cherniyh, I. (2003), *Simulink: sreda sozdaniya inzhenernykh prilozheniy* [Simulink: creation environment engineering applications], Dialog, Moscow, Russian.

Подана до редакції 04.10.2016