

Л. Г. Козлов¹
Ю. А. Буренніков¹
В. Г. Пилявець¹
М. П. Коріненко¹
О. В. Лижов¹

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ МЕХАТРОННОГО ГІДРОПРИВОДУ

¹Вінницький національний технічний університет

В мобільних та технологічних машинах розширюються застосування мехатронних гідروприводів на основі регульованих насосів, пропорційної апаратури та контролерів. В таких гідроприводах має місце використання декількох регуляторів. Вони працюють в умовах, що характеризуються зміною навантажень та швидкісних режимів в широких діапазонах. В таких гідроприводах на робочі органи та золотники регуляторів діють сили тертя, а робоча рідина та трубопроводи є податливими. Все це породжує проблему забезпечення стійкості мехатронних гідроприводів на стадії проектування.

Представлена схема мехатронного гідроприводу на основі регульованого насоса. Гідропривід включає також розподільники, дроселі, гідроциліндр, гідромотор, датчики тиску та контролер. Гідропривід забезпечує одночасну роботу гідроциліндра та гідромотора. Швидкості руху гідроциліндра та гідромотора регулюються в широких діапазонах. Контролер забезпечує зміну швидкості гідроциліндра при зміні навантаження на гідромоторі. Такий режим роботи мехатронного гідроприводу забезпечує адаптацію до зміни зовнішніх умов. В статті наведено математичну модель мехатронного гідроприводу та проведено дослідження стійкості його роботи. Виявлено вплив на стійкість роботи параметрів, що характеризують умови та режими роботи гідроприводу. На стійкість роботи мехатронного гідроприводу впливають момент інерції на валу гідромотора, маса робочого механізму, витрата робочої рідини, зусилля на гідроциліндрі, момент на гідромоторі. Визначено також вплив на стійкість роботи гідроприводу параметрів регуляторів, що входять до його складу. Підвищити стійкість роботи гідроприводу можливо за рахунок вибору дроселів регулятора насоса, коефіцієнта підсилення золотника регулятора насоса, коефіцієнта підсилення клапана, демпфування клапана, величини діаметра клапана.

Ключові слова: мехатронний гідропривід, математична модель, стійкість гідроприводу, режими та умови роботи, параметри регуляторів.

Вступ

Розвиток гідроприводів мобільних та технологічних машин йде по шляху широкого застосування пропорційної гідроапаратури та регульованих насосів. Стійкою тенденцією є перехід до систем чутливих до навантаження [1, 2]. Застосування в таких гідросистемах гідроапаратури та насосів з електрогідравлічним керуванням дозволяє підвищити точність роботи машин з гідроприводом, покращити динамічні характеристики та умови роботи операторів [3, 4]. Використання гідроагрегатів з електрогідравлічним керуванням дозволяє застосовувати в мехатронних гідросистемах останнього покоління вільнопрограмовані контролери та забезпечувати напівавтоматичну та автоматичну роботу сучасних машин [5, 6, 7]. Наявність контролерів в мехатронних гідроприводах надає можливість реалізувати адаптивне керування машиною, що дозволяє суттєво покращити статичні, динамічні та енергетичні характеристики машин, пристосувати режими їх роботи до умов, що постійно змінюються в процесі експлуатації [8, 9]. Сучасні мехатронні гідроприводи з адаптивним керуванням є досить складними об'єктами, до складу яких входять механічні, гідравлічні, електронні та програмні компоненти. Ці гідроприводи працюють в умовах постійної зміни руху та навантаження на робочі органи машин. Актуальним питанням, що постає перед розробниками мехатронних гідроприводів є забезпечення їх стійкої роботи при зміні умов та режимів їх роботи. Дослідженням в цій області розглядаються в низці робіт [10, 11, 12, 13]. Однак на сьогоднішній день нагальним є питання визначення умов забезпечення стійкої роботи складних мехатронних гідроприводів, що описуються нелінійними математичними моделями високого порядку, до яких не можливо застосувати розроблені в теорії автоматичного керування критерії стійкості.

Результати досліджень

У Вінницькому національному технічному університеті розроблено нову схему мехатронного гідроприводу (рис. 1).

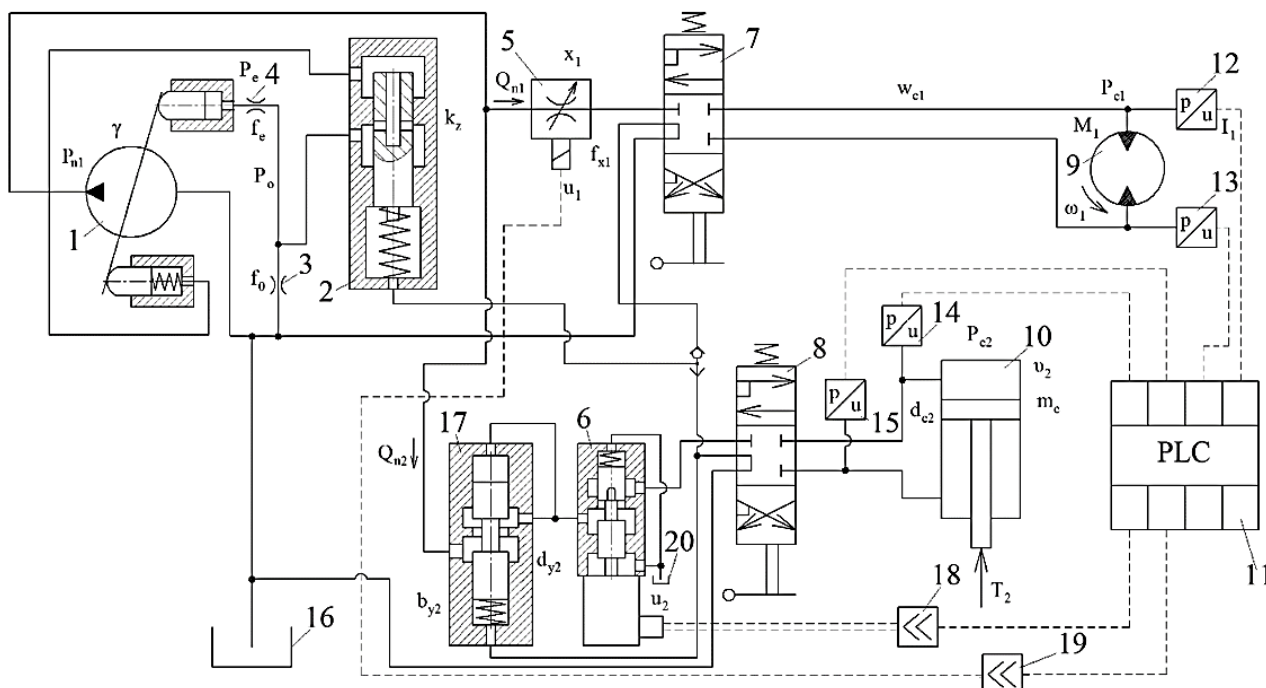


Рис. 1. Схема мехатронного гідроприводу

Схема включає регульований насос 1 з регулятором 2, дроселі 3 і 4, через які регулятор сполучається з баком 16 та сервоциліндром насоса 1. До насоса 1 підключено регульований дросель 5, гідророзподільник 7 та гідромотор 9. Паралельно до насоса 1 через клапан 17, регульований дросель 6 та гідророзподільник 8 підключено гідроциліндр 10. На вході та виході гідромотора 9 встановлено датчики тиску 12 та 13, а на вході та виході гідроциліндра 10 встановлено датчики тиску 14 та 15. Датчики тиску 12, 13, 14, 15 передають сигнали на вхід контролера 11, який в свою чергу генерує сигнали, які через підсилювачі 18 і 19 надходять для керування регульованими дроселями 5 і 6.

Працює мехатронний гідропривід таким чином. Робоча рідина від насоса (подача Q_{n1}) подається через регульований дросель 5 і гідророзподільник 7 до гідромотора 9 та приводить його до руху із кутовою швидкістю ω_1 . На вал гідромотора діє момент опору M_1 , а на вході в гідромотор виникає тиск p_{c1} . Робоча рідина від гідромотора 9 зливається через гідророзподільник 7 в бак 16. Частина подачі Q_{n2} насоса 1 подається через клапан 17, регульований дросель 6, гідророзподільник 8 до гідроциліндра 10 та приводить його в рух із швидкістю v_2 . На шток гідроциліндра 10 діє навантаження T_2 , а на вході гідроциліндра 10 виникає тиск p_{c2} . Робоча рідина від гідроциліндра 10 через гідророзподільник 8 зливається в бак 16. Гідророзподільники 7 та 8 забезпечують підключення, відключення та реверс гідромотора 9 та гідроциліндра 10 відповідно. Сигнали від датчиків тиску 12, 13, 14, 15 надходять на контролер 11, який генерує сигнали, що через підсилювачі 18 та 19 подаються на електромагніти регульованих дроселів 5 та 6 і забезпечують величини витрат Q_{n1} та Q_{n2} та їх співвідношення, які надходять до гідромотора 9 та гідроциліндра 10. Співвідношення Q_{n1} та Q_{n2} буде залежати від алгоритму, який реалізується контролером 11. Алгоритм роботи контролера формується, виходячи із умов технологічної операції, яку виконує машина з мехатронним приводом. Величина потоку Q_{n1} , що залежить від відкриття робочого вікна регульованого дроселя 5 буде підтримуватись постійною, незалежно від моменту навантаження M_1 на валу гідромотора 9.

Незалежність витрати Q_{n1} від моменту M_1 навантаження на гідромоторі 9 забезпечується регулятором 2 шляхом підтримання постійного перепаду тиску Δp_{g1} у робочому вікні регульованого дроселя 5. Тиск p_n на виході насоса 1 при цьому буде залежати від величини тиску p_{c1} на вході в гідромотор 9, а відповідно і від моменту M_1 навантаження на ньому. Величина витрати Q_{n2} , а відповідно і швидкість руху v_2 поршня гідроциліндра 10 будуть підтримуватись постійними, незалежно від величини навантаження T_2 що діє на гідроциліндр. Стабільність витрати Q_{n2} , що

надходить до гідроциліндра 10, забезпечується клапаном 17 за рахунок підтримання постійного значення перепаду тиску Δp_{e2} на робочому вікні регульованого дроселя 6.

Таким чином запропонований мехатронний гідропривід забезпечує роботу двох гідродвигунів в регульованих швидкісних режимах. Швидкість руху гідродвигунів підтримується стабільною незалежно від навантаження на них, а співвідношення швидкостей гідродвигунів визначається алгоритмом керування, який реалізується контролером.

Застосування такого мехатронного гідроприводу можливе в машинах де необхідно забезпечити одночасну і узгоджену роботу двох робочих органів, наприклад в малогабаритних мобільних бурових установках. В таких установках для забезпечення максимальної продуктивності буріння необхідно підтримувати певне співвідношення між частотою обертання бурильного інструменту та його подачею [8].

Для запропонованого мехатронного гідроприводу розроблено нелінійну математичну модель. Математична модель складена з урахуванням таких допущень і спрощень. Розглядаються зосереджені параметри елементів гідроприводу, температуру робочої рідини за час протікання перехідного процесу прийнято постійною, хвильові процеси не враховувались, коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними, режими роботи – безкавітаційні, об'єм гідролінії за час перехідного процесу не змінюється, втрати тиску в гідролініях не враховувались, сили сухого тертя не залежать від швидкості руху елементів, блоки підсилювачів моделювалися пропорційними ланками, сигнал на виході контролера розглядався, як аналоговий.

Математична модель мехатронного гідроприводу включає рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 1 рівняння (1); що діють на вал гідромотора 9 рівняння (6); рівняння нерозривності потоку між насосом 1, регулятором 2, регульованим дроселем 5 та клапаном 17 рівняння (3); між регулятором 2 та дроселем 3 рівняння (4); між дроселем 4 та сервоциліндром насоса 1 рівняння (2); між регульованим дроселем 5 та гідромотором 9 рівняння (5); між клапаном 17 та регульованим дроселем 6 рівняння (7); між регульованим дроселем 6 та гідроциліндром 10 рівняння (8); рівняння сил, що діють на шток гідроциліндра 10, рівняння (9); сил, що діють на золотник регулятора 2 рівняння (10); сил, що діють на клапан 17 рівняння (11); рівняння падіння напруги на електромагнітах регульованих дроселів 5 та 6 рівняння (12) та (13); залежності переміщення регульованих дроселів 5 та 6 від величини напруги на електромагнітах рівняння (14) та (15). Залежність приведенного коефіцієнта податливості від параметрів трубопроводу рівняння (17); залежність модуля пружності робочої рідини від наявності і об'єму нерозчиненого повітря рівняння (18).

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_{n1} f_5 l - p_e f_4 l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} + M_c; \quad (1)$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p W_e \frac{dp_e}{dt} - f_4 \frac{d\gamma}{dt} l \cdot \cos \gamma; \quad (2)$$

$$F_7 d_8 k_1 n_t g \gamma = \mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_e) + \mu \pi d_{y2} y_2 \sin(\alpha) \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \times \\ \times \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) + \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt} + \mu k_{z2} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_0); \quad (3)$$

$$\mu k_{z2} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_0) = \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) + \mu f_{e0} \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_p W_0 \frac{dp_0}{dt}; \quad (4)$$

$$\mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{c1}|}{\rho}} = q \omega_1 + \beta_n W_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt}; \quad (5)$$

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = p_{c1} q - m - b_M \omega_1 - M_T \text{sing}(\omega_1); \quad (6)$$

$$\mu \pi d_{y2} y_2 \sin(\alpha) \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) = \mu \pi d_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y2} - p_{c2}) + \beta_p W_{y2} \frac{dp_{y2}}{dt}; \quad (7)$$

$$\mu \pi d_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y2} - p_{c2}) = \vartheta_2 \frac{\pi d_{c2}^2}{4} + \beta_n W_{c2} \frac{dp_{c2}}{dt}; \quad (8)$$

$$m_c \frac{d\vartheta_2}{dt} = p_{c2} \frac{\pi d_{c2}^2}{4} - T_2 - b_c \vartheta_2 - T_T \sin(\vartheta_2); \quad (9)$$

$$p_{n1} \frac{\pi d_z^2}{4} = p_{c1} \frac{\pi d_z^2}{4} + c_z(z + H_z) + b_z \frac{dz}{dt}; \quad (10)$$

$$p_{y2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} = p_{c2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} + c_y(H_y - y_2) - b_y \frac{dy_2}{dt}; \quad (11)$$

$$p_{c1} k_4 k_c F_k(i_{p1}) = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e; \quad (12)$$

$$p_{c2} k_4 k_c F_k(i_{p2}) = L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e; \quad (13)$$

$$(L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e) k_m = x_1; \quad (14)$$

$$(L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e) k_m = x_2; \quad (15)$$

$$M_c = m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}; \quad (16)$$

$$\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} E_{mp}(p)}; \quad (17)$$

$$E_p = \frac{1}{\beta_p} = \frac{W_f/W_a + 1}{W_f/W_a + E_{p0} p_0/p^2}. \quad (18)$$

де $p_{n1}, p_{c1}, p_{c2}, p_{y2}, p_0, p_e$ – тиски на виході насоса 1, входах гідромотора 9 та гідроциліндра 10, виході клапана 17, в системі керування насосом 1, в сервоциліндрі насоса 1; z, x_1, x_2, y_2 – координати положення регулятора 2, регульованих дроселів 5, 6, клапана 17; ω_1, ϑ_2 – частота обертання валу гідромотора 9 та швидкість руху поршня гідроциліндра 10; γ – кут повороту планшайби насоса 1; $f_0, f_e, f_{x1}, f_{x2}, F_7$ – площі дроселів 3 та 4, площі золотників регульованих дроселів 5 та 6, площа поршнів насоса; $d_{c2}, d_{x1}, d_{x2}, d_{y2}, d_z, d_8$ – діаметри гідроциліндра 10, золотників регульованих дроселів 5, 6, клапана 17, регулятора 2, діаметр кола контакту поршнів насоса с планшайбою насоса; $i_{m1}, i_{m2}, i_{p1}, i_{p2}$ – величини струмів в обмотках електромагнітів та виході клапанів тиску; k_m, k_n, k_c, k_1 – коефіцієнти пропорційності зусилля електромагнітів регульованих дроселів, підсилювачів та датчиків тиску, кількість поршнів в насосі 1; L_e, R_e – індуктивність та активний опір обмоток електромагніту; c_z, c_y – жорсткість пружин регулятора 2 та клапана 17; T_2, m – сили приведених навантажень на штоці гідроциліндра 10 та валу гідромотора 9; μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ – густина робочої рідини; l – плече дії сервоциліндрів насоса 1; I, I_1 – моменти інерції планшайби насоса та рухомих елементів приведених до валу гідромотора 9; m_c – маса рухомих елементів, приведена до штока гідроциліндра 10; $W_{n1}, W_0, W_{c1}, W_{y2}, W_{c2}, W_e$ – об'єми гідроліній на виході насоса 1, між регулятором 2 та дроселем 5, на вході гідромотора 9, на виході клапана 17, на вході в гідроциліндр 10, між дроселем та сервоциліндром насоса 1; n_n – число обертів валу насоса 1; $F_k(i_{p1}), F_k(i_{p2})$ – передавальні функції контролера для сигналів, що подаються на підсилювачі 18 та 19; H_z, H_y – попередні стискання пружин регулятора 2 та клапана 17; $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$ – коефіцієнти залежності моменту опору на планшайбі насоса 1 від величини подачі та тиску; M_c – момент опору на планшайбі насоса 1; β_p – приведений коефіцієнт податливості газорідинної суміші; β_n – приведений коефіцієнт гумо-металевих трубопроводів та газорідинної суміші; q – робочий об'єм гідромотора 9; b_c, b_z, b_y – коефіцієнти в'язкого тертя в гідроциліндрі 10, демпфування золотника регулятора 2 та клапана 17; $E_{p0}, E_p, E_{mp}(p)$ – модуль пружності робочої рідини, приведені модулі пружності газорідинної суміші та гумо-металевих трубопроводів; δ – 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.

Рівняння математичної моделі розв'язувались чисельним методом Розенброка в середовищі MATLAB-Simulink при абсолютній точності $\varepsilon_a=10^{-6}$ та відносній точності $\varepsilon_r=10^{-3}$. Моделювався

перехідний процес в мехатронному гідроприводі при ступінчастій зміні моменту навантаження на валу гідромотора 9 з 200 Н·м до 800 Н·м. В процесі досліджень виявлено вплив на стійкість роботи мехатронного гідроприводу наступних параметрів, що характеризують умови d_{c2} , q , Q_n , W_n , W_{c1} , W_{c2} та режими Q_{n1} , Q_{n2} , m , mc_1 , i_1, T_2 його роботи.

На рис. 2 представлена нестійка робота мехатронного гідроприводу, що виникла при ступінчастій зміні моменту навантаження m на валу гідромотора.

Механізм виникнення нестійкої роботи гідроприводу можливо пояснити таким чином. Збільшення моменту m приводить до зростання тиску p_{c1} та c деяким відставанням тиску p_{n1} . Під дією тисків p_{c1} , p_{n1} та пружини регулятор 2 закривається ($z=0$), що призводить до різкого зростання кута γ положення планшайби насоса 1, а відповідно і до різкого зростання його подачі Q_n . Зростання подачі Q_n призводить до більш інтенсивного зростання тиску p_{n1} в порівнянні з тиском p_{c1} і відповідно до відкриття регулятора 2. Це в свою чергу викликає зменшення кута γ і відповідно зменшення величин тиску p_{c1} та p_{n1} , причому тиск p_{n1} зменшується більш інтенсивно. Під дією тисків p_{c1} , p_{n1} та пружини регулятор 2 знову закривається і кут положення планшайби γ знову різко зростає. Таким чином в мехатронному гідроприводі встановлюються коливання, які не затухають.

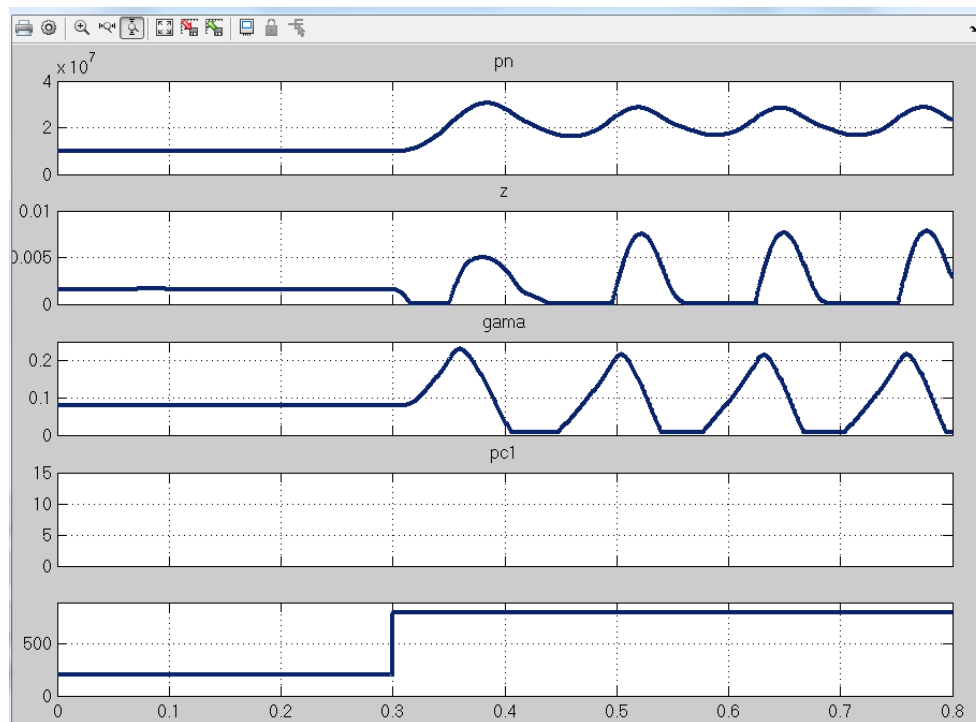


Рис. 2. Нестійка робота мехатронного гідроприводу

Швидкості руху вала гідромотора 9 ω_1 та поршня гідроциліндра 10 v_2 будуть також коливатись, рух робочих органів буде нерівномірним із періодичними зупинками. Причинами виникнення нестійкої роботи мехатронного гідроприводу можуть бути: недостатні сили демпфування, що діють на сервоциліндри планшайби насоса 1, золотники регулятора 2, клапан 17, вал гідромотора 9, поршень та шток гідроциліндра 10, наявність сил сухого тертя в гідромоторі 9 та гідроциліндрі 10, значні коефіцієнти підсилення робочих вікон золотника регулятора 2 та клапана 17, податливість робочої рідини та трубопроводів гідроприводу, несприятливе співвідношення конструктивних параметрів гідроциліндра, гідромотора, насоса, регулятора 2 та клапана 17.

При дослідженні роботи мехатронного гідроприводу в динамічних режимах роботи виявлено, що перехідні процеси мають коливальний характер у всіх діапазонах зміни параметрів, що досліджувались.

При дослідженні роботи мехатронного гідроприводу в динамічних режимах роботи виявлено, що перехідні процеси мають коливальний характер у всіх діапазонах зміни параметрів, що досліджувались.

Оцінка стійкості роботи мехатронного гідроприводу велась по коефіцієнту коливальності k – числу повних коливань змінних, що описують стан гідроприводу за час перехідного процесу.

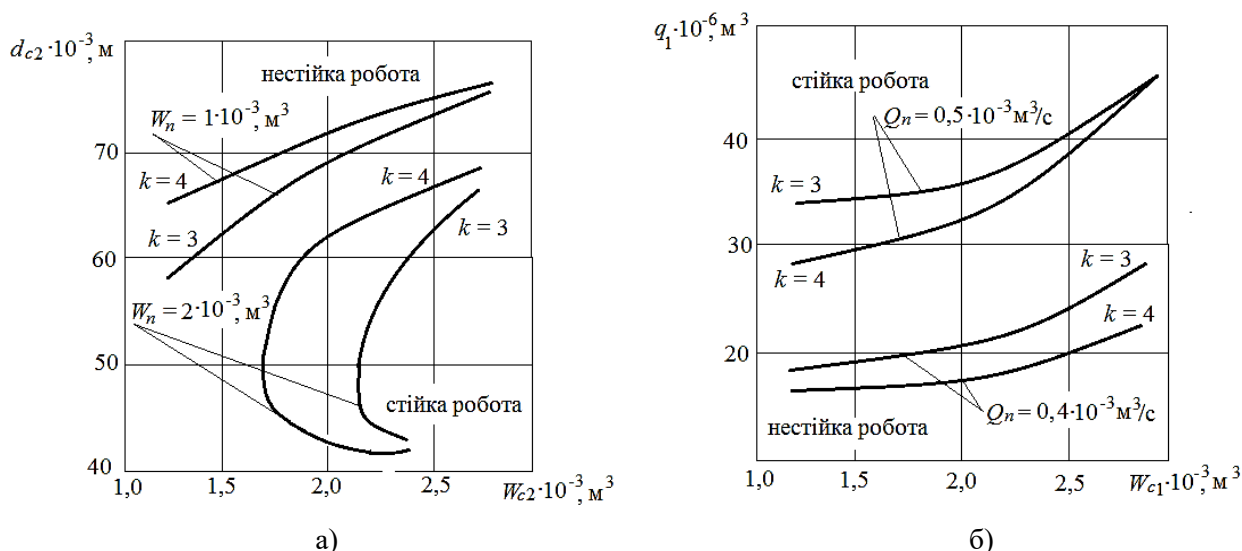


Рис. 3. Вплив параметрів, що характеризують умови роботи мехатронного гідроприводу на стійкість:
а) – параметри d_{c2} , W_n , W_{c2} ; б) – параметри q_1 , Q_n , W_{c1}

На рис. 3 представлено вплив параметрів, що характеризують умови роботи мехатронного гідроприводу на його стійкість. При конструюванні гідроприводу розглядається зміна його параметрів в певних діапазонах.

Діаметр гідроциліндра 10 змінювався в діапазоні від $40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $80 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Робочий об'єм гідромотора 9 змінювався від $10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ до $50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, максимальна подача насоса 1 від $0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ до $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Об'єм гідроліній: від насоса 1 до регульованого дроселя 5 та клапана 17 $W_n = (1 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, від регульованого дроселя 5 до гідромотора 9 $W_{c1} = (1 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, від регульованого дроселя 6 до гідроциліндра 10 $W_{c2} = (1 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Стійка робота мехатронного гідроприводу при значеннях $k=3$, забезпечується при діаметрах гідроциліндра $d_{c2} < 60 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, об'ємі $W_{c2} > 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ та об'ємі $W_n > 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (рис. 3а). Стійка робота мехатронного гідроприводу при значеннях $k=3$ забезпечується при робочому об'ємі гідромотора $q_1 > 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, об'ємі $W_{c1} < 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, подачі $Q_n < 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Для підвищення стійкості роботи мехатронного гідроприводу і зменшення показника коливальності k слід рекомендувати при проектуванні орієнтуватись на менші значення d_{c2} та Q_n , більші значення q_1 , більші значення об'єктів гідролінії W_{c2} , та менші значення гідроліній W_{c1} та W_n .

Мехатронний гідропривід може працювати в режимах, що змінюються в широких діапазонах. До параметрів, які характеризують режими роботи гідроприводу віднесено приведенний момент інерції на валу гідромотора 9 i_1 , приведена маса на штоці гідроциліндра 10 m_c , витрати, що надходять до гідромотора 9 та гідроциліндра 10 Q_{n1} та Q_{n2} відповідно, момент навантаження t на валу гідромотора 9 та зусилля T_2 на штоці гідроциліндра 10. Ці параметри в процесі досліджень змінювалися в таких діапазонах: $i_1 = (0,02 \dots 1,0) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $m_c = (100 \dots 600) \text{ кг}$; $Q_{n1} = (0,01 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $Q_{n2} = (0,01 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $T_2 = (20 \dots 60) \text{ кН}$; $t = (300 \dots 900) \text{ Н} \cdot \text{м}$.

На рис. 4 представлено вплив параметрів, що характеризують режими роботи мехатронного гідроприводу на режими його роботи. Стійка робота мехатронного гідроприводу забезпечується при значеннях $Q_{n1} > 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ у сполученні з $i_1 > 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та моменті $t < 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а при значеннях $Q_{n2} > 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ у сполученні з $T_2 < 25 \text{ кН}$ та масі $m_c = 100 \text{ кг}$. Зменшення коливальності k в мехатронному гідроприводі забезпечується при більших значеннях Q_{n1} , менших значеннях Q_{n2} , збільшенні моменту інерції i_1 та маси m_c , зменшенні навантаження T_2 на гідроциліндрі 10 та моменту навантаження t на гідромоторі 9.

При проектуванні гідроприводу необхідно мати додаткові можливості забезпечення стійкої роботи за рахунок раціонального вибору параметрів регуляторів. До таких параметрів можна віднести: f_0 – площу дроселя 3 регулятора насоса; k_z – коефіцієнт підсилення робочого вікна регулятора 2; b_{y2} – коефіцієнт демпфування клапана 17; k_{y2} – коефіцієнт підсилення робочого вікна клапана 17; f_e – площу дроселя 4; d_{y2} – діаметр клапана 17.

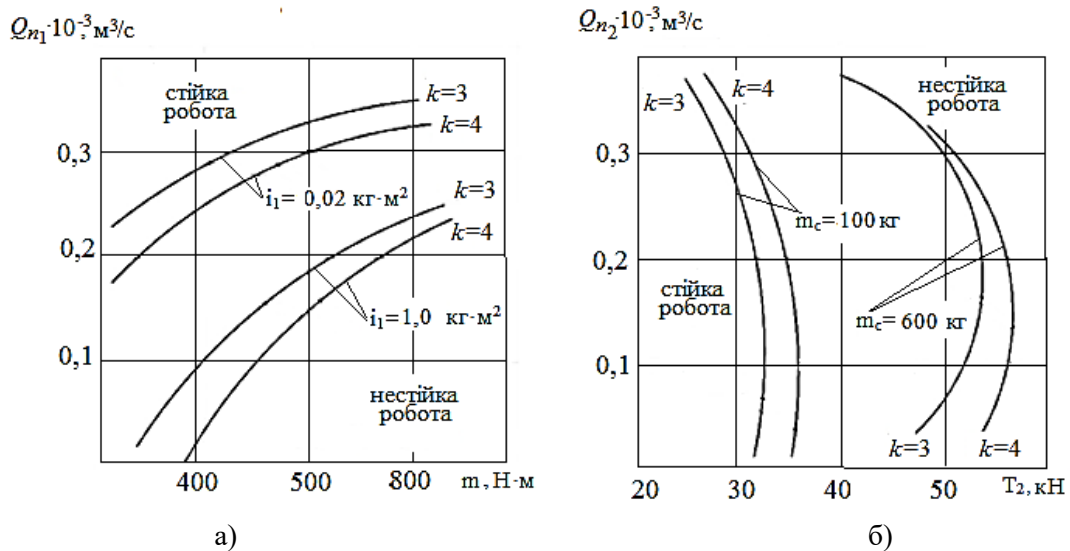


Рис. 4. Вплив параметрів, що характеризують режими роботи мехатронного гідроприводу на стійкість а) параметри Q_{n1}, i, m , б) параметри $Q_{n2}, m_c, t (T_2)$.

Розглянемо механізм впливу параметрів регуляторів на стійкість мехатронного гідроприводу.

На рис. 5 представлено перехідний процес в мехатронному гідроприводі при зміні моменту опору на валу гідромотора $9 m_1$ з $200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $800 \text{ Н} \cdot \text{м}$ та при значенні площі дроселя 3 регулятора насоса $f_0 = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

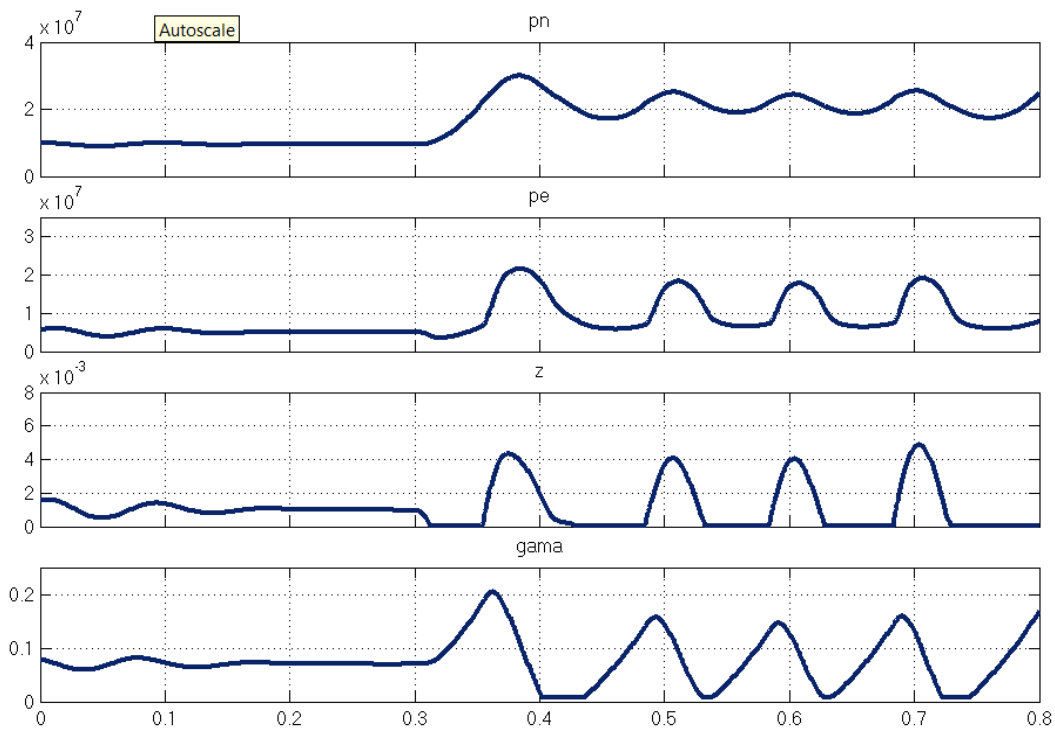
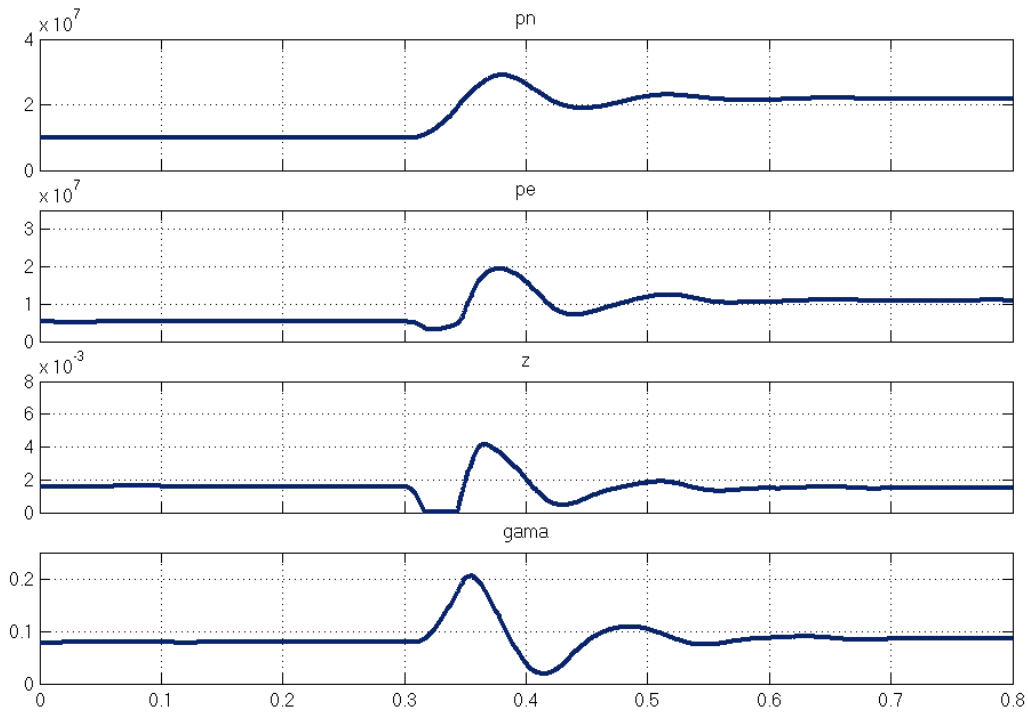


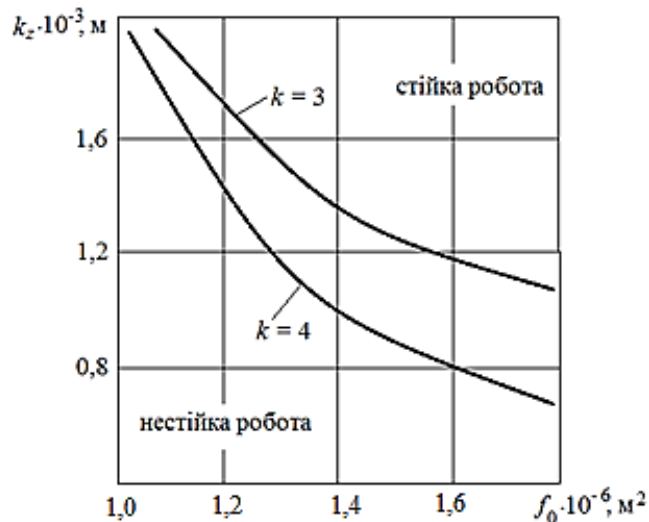
Рис. 5. Перехідний процес в мехатронному гідроприводі при $f_0 = 0,94 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

В такому випадку настає нестійкий режим роботи гідроприводу, який характеризується коливаннями з частотою $\vartheta = 10 \text{ Гц}$, амплітуда зміни тиску p_n сягає $5,0 \text{ МПа}$, а тиску p_0 $6,0 \text{ МПа}$. При значенні площі дроселя 3 $f_0 = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ та всіх інших однакових параметрів, та режимах перехідний процес в мехатронному гідроприводі буде стійкий (рис. 6). Механізм впливу величини f_0 на стійкість мехатронного гідроприводу можливо пояснити таким чином. При зростанні моменту опору m_1 на валу гідромотора 9 зростає величина тиску p_n , а відповідно зростають кут γ планшайби насоса 1 і тиск p_0 в регуляторі насоса. При більшому значенні площі f_0 дроселя 3 ($f_0 = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$) максимум зростання тиску p_0 зменшується порівняно з випадком при $f_0 = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ (рис. 5).

Рис. 6. Перехідний процес в мехатронному гідроприводі при $f_0 = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

Зростання тиску p_0 веде до зменшення кута γ , відповідно буде меншою і зміна подачі насоса Q_n , що подається в гідропривід. Буде зменшена і амплітуда зміни тиску p_n , що в свою чергу зменшить амплітуду тиску p_0 . Таким чином при кожному наступному періоді коливань амплітуди зміни величини p_n , γ , p_0 будуть зменшуватись і за рахунок димпфування золотника регулятора 2, вага гідромотора 9 та планшайби насоса 1 буде забезпечено стійкий перехідний процес в мехатронному гідроприводі.

На рис. 7 показано вплив величин параметрів k_z та f_0 на показник коливальності в мехатронному гідроприводі.

Рис. 7. Вплив параметрів k_z та f_0 на показник коливальності в гідроприводі

Коливальність в мехатронному гідроприводі зростає при зменшенні величини k_z та зменшенні величини дроселя f_0 .

На рис. 8 показано вплив на коливальність в мехатронному гідроприводі параметрів b_{y2} та k_{y2} , що характеризують клапан 17. Коливальність в гідроприводі зменшується при збільшенні b_{y2} та k_{y2} .

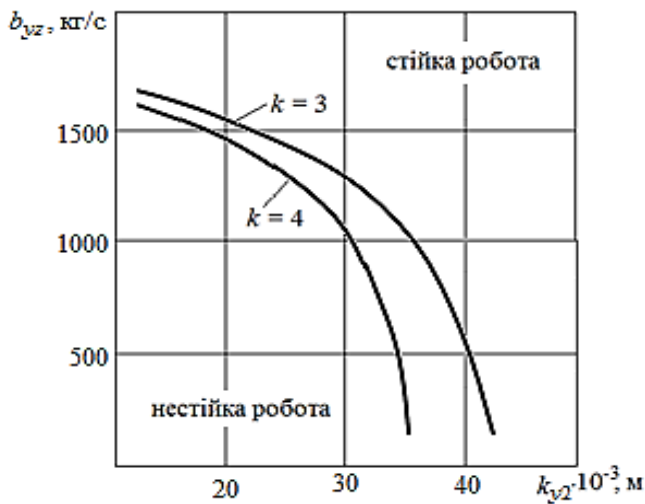


Рис. 8. Вплив параметрів b_{y2} та k_z на показник коливальності в мехатронному гідроприводі

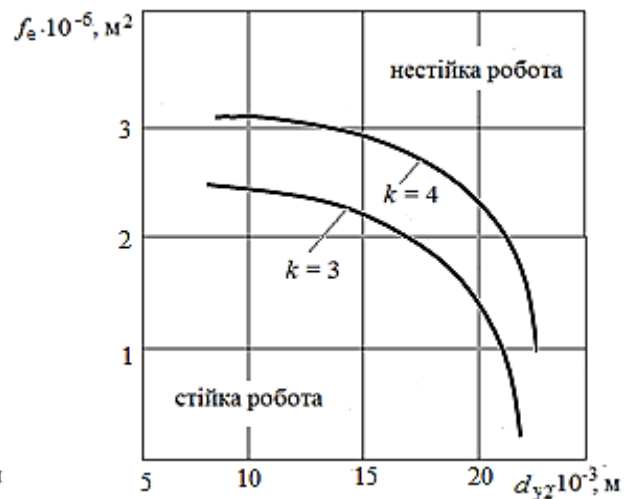


Рис. 9. Вплив параметрів f_e та d_{y2} на показник коливальності в мехатронному гідроприводі

На рис. 9 показано вплив на коливальність в мехатронному приводі параметрів f_e та d_{y2} . Коливальність в приводі зменшується при зменшенні f_e та зменшенні d_{y2} .

Висновки

1. Причиною виникнення нестійких режимів роботи в мехатронному гідроприводі є недостатня сила демпфування на золотниках регулятора насоса та клапана, планшайбі насоса, валу гідромотора та в гідроциліндрі, наявність сил сухого тертя в рухомих елементах приводу, значні коефіцієнти підсилення робочих вікон регулятора насоса та клапана, планшайбі насоса, валу гідромотора та в гідроциліндрі, наявність сил сухого тертя в рухомих елементах приводу, значні коефіцієнти підсилення робочих вікон регулятора насоса та клапана, податливості робочої рідини та трубопроводів.

2. На стійкість роботи мехатронного гідроприводу впливають параметри, що характеризують умови його роботи: d_{c2} – діаметр поршня гідроциліндра, q_1 – робочий об'єм гідромотора, Q_n – максимальна подача насоса, об'єми гідроліній W_n , W_{c1} , W_{c2} . Для зменшення коливальності в гідроприводі слід рекомендувати менші значення d_{c2} та Q_n , більші значення q_1 , W_{c2} , та менші значення W_n та W_{c1} з діапазонів: $d_{c2} = (40 \dots 80) \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $Q_n = (0,4 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $q = (10 \dots 50) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $W = (1 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $W_{c1} = (1 \dots 3) \times 10^{-3} \text{ м}^3$; $W_{c2} = (1 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

3. На стійкість роботи мехатронного гідроприводу впливають параметри, що характеризують режими його роботи: i_1 – приведений момент інерції на валу гідромотора, m_c – приведена маса на штоці гідроциліндра, Q_{n1} , Q_{n2} – витрати, що надходять до гідромотора та гідроциліндра, m – момент навантаження на валу гідромотора, T_2 – зусилля, що діє на шток гідроциліндра. Для зменшення коливальності в мехатронному гідроприводі слід рекомендувати менші значення Q_{n2} , більші значення Q_{n1} , більші значення i_1 та m_c , менші значення m та T_2 з діапазонів: $i_1 = (0,02 \dots 1,0) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $m_c = (100 \dots 600) \text{ кг}$; $Q_{n1} = (0,01 \dots 0,35) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $Q_{n2} = (0,01 \dots 0,35) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $T_2 = (20 \dots 60) \text{ кН}$; $m = (300 \dots 900) \text{ Н} \cdot \text{м}$.

4. Підвищити стійкість роботи мехатронного гідроприводу та зменшити коливальність можливо за рахунок раціонального вибору параметрів регуляторів: f_0 – площі дроселя 3, f_e – площі дроселя 4, k_z – коефіцієнта підсилення золотника регулятора насоса, k_{y2} – коефіцієнта підсилення клапана 17, b_{y2} – коефіцієнта демпфування клапана 17, d_{y2} – діаметра клапана 17. Коливальність можливо зменшити за рахунок менших значень k_z , f_0 , f_e та d_{y2} , а також при більших значеннях b_{y2} та k_{y2} з діапазонів $k_z = (0,4 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $f_0 = (0,9 \dots 1,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_e = (0,8 \dots 3,2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $d_{y2} = (8 \dots 22) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $b_{y2} = (200 \dots 1800) \text{ кг/с}$; $k_{y2} = (5,0 \dots 40,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

[1] Du C. Variable Supply Pressure Electrohydraulic System for Efficient Multi-axis Motion Control : A thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy University of Bath Department of Mechanical Engineering. University of Bath, November 2014. – 221p.

- [2] Finzel R., Helduser S. New Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery. *Fluid Power and Motion Control*. – United Kingdom, 2008. – P. 311–321.
- [3] Scherer M., Geimer M., Weis B. Contribution on Control Strategies of Flow-On-Demand Hydraulic Circuits. *The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power*: June 3–5, 2013. – Sweden, 2013. – P. 531–540.
- [4] Stamm von Baumgarten T. Grösbrink B., Lang, T., Harms H-H. A novel system layout for extended functionality of mobile machines. *Fluid Power and Motion Control*. – United Kingdom, 2008. – P. 13–25.
- [5] Busquets E. Ivantysynova M. Toward Supervisory-Level Control for the Energy Consumption and Performance Optimization of Displacement-Controlled Hydraulic Hybrid Machines. *Mobile Hydraulics Paper 10-2*: Purdue University, Dresden, 2016. – P. 163–174.
- [6] Kozlov L. Energy-saving mechatronic drive of the manipulator. *Buletinul institutului politehnic Din Iasi*. – Tomul LVII (LXI), Fasc. 3, 2011, – P. 231–239.
- [7] Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини. *Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля*. – 2012. – № 6. – С. 22–30.
- [8] В. С. Сидоренко, В. И. Грищенко, С. В. Ракулєнко, М. С. Полєшкін. Адаптивний гідропривод с об'ємним регулюванням подачі інструмента технологічної машини. *Вестник Дон. гос. техн. ун-та*. – 2017. – № 2. – С. 88–98.
- [9] Козлов Л. Г. *Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейронної мережі для мобільних робочих машин* : дис. ... доктора техн. наук : 05.02.02. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»; МОН України. – Київ, 2015.
- [10] Halanay, A., Safta, C. A., Ursu, F., & Ursu, I. Stability analysis for a nonlinear model of a hydraulic servomechanism in a servoelectric framework. published 2009/4/1, *Nonlinear Analysis: Real World Applications*, number 10/2, pages 1197-1209, Pergamon.
- [11] Leonid K. Polishchuk, Leonid G. Kozlov, Oleh V. Piontkevych, Konrad Gromaszek, Assel Mussabekova, "Study of the dynamic stability of the conveyor belt adaptive drive", in *Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018*, Ryszard S. Romaniuk; Maciej Linczuk, Editors, Proceedings of SPIE Vol. 10808 (SPIE, Bellingham, WA 2018), 1080862 .
- [12] Chentouf B. Smaoui N. Stability analysis and numerical simulations of a one dimensional open channel hydraulic. *Applied Mathematics and Computation*. – 2018. – T. 321. – С. 498–11.
- [13] Halanay A. Safta C. A., Ursu F., Ursu I. Stability of equilibria in a four-dimensional model of a hydraulic servomechanism. *Engineering Mathematics*. – 2004. № 49. – P. 391–406.

Козлов Леонід Геннадійович – д-р техн. наук, доцент, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: osna2030@gmail.com;

Бурєнніков Юрій Анатолійович – канд. техн. наук, професор, декан факультету машинобудування та транспорту;

Пилівець Володимир Георгійович – аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: volodymyr.pyliavets@gmail.com;

Корієнєнєко Микола Петрович – аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: k_n_p@ukr.net;

Лижєв Олексій Вікторович – підприємець, м. Вінниця, e-mail: info@minidiger.com.ua.

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця.

L. Kozlov¹
Yu. Burennikov¹
V. Pylyavets¹
M. Korinenko¹
O. Lyzhov¹

Stability of mechatronic hydraulic drive

¹Vinnitsia National Technical University

In mobile and technological machines, the use of mechatronic hydraulic drives is expanded on the basis of regulated pumps, proportional valves and controllers. In such hydraulic actuators there is the use of several regulators. They operate in conditions characterized by load variations and high-speed modes in wide ranges. In such hydraulic drives, frictional forces are applied to the working bodies and valve spools, and the working fluid and pipelines are supplemented. This raises the problem of ensuring the stability of mechatronic hydraulic drives at the design stage.

The scheme of the mechatronic hydraulic drive on the basis of the regulated pump is presented. Hydraulic drive also includes directional valves, throttles, hydraulic cylinder, hydromotor, pressure sensors and controller. The hydraulic actuator ensures the simultaneous operation of the hydraulic cylinder and the hydraulic motor. The speed of the hydraulic cylinder and the hydromotor are regulated in wide ranges. The controller provides a change in the speed of the hydraulic cylinder when changing the load on the hydraulic motor. Such a mode of operation of the mechatronic actuator provides adaptation to the change of external conditions. The article presents a mathematical model of a mechatronic hydraulic drive and studies the stability of its work. The influence on the stability of the parameters characterizing conditions and operating modes of the hydraulic drive has been revealed. The stability of the mechatronic hydraulic actuator is influenced by the moment of inertia on the hydromotor shaft, the mass of the working mechanism, the flow of the working fluid, the effort on the hydraulic cylinder, the

moment on the hydraulic motor. It is also determined the influence on the stability of the hydraulic drive parameters of the regulators included in its composition. Increase the stability of the hydraulic drive is possible due to the choice of throttle regulator pump, the coefficient of amplification of the valve spool of the pump, the gain of the valve, damping the valve, the values of the diameter of the valve.

Keywords: mechanotron hydraulic drive, mathematical model, stability of hydraulic drive, modes and conditions of operation, parameters of regulators.

Kozlov Leonid – Dr. Sc. (Eng.), Associate Professor, Head of the Chair of Technological Automation of Machine Engineering, e-mail: osna2030@gmail.com;

Buriennikov Yurii – Cand. Sc. (Eng), Professor, Dean of the Faculty of Mechanical Engineering and Transport;

Pylyavets Volodymyr – Postgraduate Student of the chair of technology for automation of machine engineering, e-mail: volodymyr.pyliavets@gmail.com;

Korinenko Mykola – Postgraduate Student of the department of technology and automation of machine, e-mail: k_n_p@ukr.net

Oleksiy Lyzhov – Businessman, Vinnitsa, e-mail: info@minidiger.com.ua.

Л. Г. Козлов¹
Ю. А. Буренников¹
В. Г. Пилявец¹
Н. П. Кориненко¹
А. В. Лыжов¹

Обеспечение устойчивости механотронного гидропривода

¹Винницкий национальный технический университет

В мобильных и технологических машинах расширяются применения механотронных гидроприводов на основе регулируемых насосов, пропорциональной аппаратуры и контроллеров. В таких гидроприводах имеет место использование нескольких регуляторов. Они работают в условиях, характеризующихся изменением нагрузок и скоростных режимов в широких диапазонах. В таких гидроприводах на рабочие органы и золотники регуляторов действуют силы трения, а рабочая жидкость и трубопроводы являются податливыми. Все это порождает проблему обеспечения устойчивости механотронных гидроприводов на стадии проектирования.

Представленная схема механотронного гидропривода на основе регулируемого насоса. Гидропривод включает также распределители, дроссели, гидроцилиндр, гидромотор, датчики давления и контроллер. Гидропривод обеспечивает одновременную работу гидроцилиндра и гидромотора. Скорости движения гидроцилиндра и гидромотора регулируются в широких диапазонах. Контроллер обеспечивает изменение скорости гидроцилиндра при изменении нагрузки на гидромоторе. Такой режим работы механотронного гидропривода обеспечивает адаптацию к изменению внешних условий. В статье приведена математическая модель механотронного гидропривода и проведено исследование устойчивости его работы. Выявлено влияние на устойчивость работы параметров, характеризующих условия и режимы работы гидропривода. На устойчивость работы механотронного гидропривода влияют момент инерции на валу гидромотора, масса рабочего механизма, расход рабочей жидкости, усилие на гидроцилиндре, момент на гидромоторе. Повысить устойчивость работы гидропривода возможно за счет выбора дросселей регулятора насоса, коэффициента усиления золотника регулятора насоса, коэффициента усиления клапана, демпфирования клапана, величины диаметра клапана. Определено влияние на устойчивость работы гидропривода параметров регуляторов, входящих в его состав.

Разработаны рекомендации по выбору параметров, обеспечивающих устойчивость механотронного гидропривода.

Ключевые слова: механотронный гидропривод, математическая модель, устойчивость гидропривода, режимы и условия работы, параметры регуляторов.

Козлов Леонид Геннадиевич – д-р техн. наук, доцент, заведующий кафедрой технологий и автоматизации машиностроения, e-mail: osna2030@gmail.com;

Буренников Юрий Анатольевич – канд. техн. наук, профессор, декан факультета машиностроения и транспорта;

Пилявец Владимир Георгиевич – аспирант кафедры технологии и автоматизации машиностроения, e-mail: volodymyr.pyliavets@gmail.com;

Кориненко Николай Петрович – аспирант кафедры технологии и автоматизации машиностроения, e-mail: k_n_p@ukr.net;

Лыжов Алексей Викторович – предприниматель, г. Винница, e-mail: info@minidiger.com.ua.