

VII. АВТОМАТИЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

УДК 621.22

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ РЕГУЛЯТОРІВ НА СТІЙКІСТЬ ТА ДИНАМІЧНІ
ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОЇ ГІДРОСИСТЕМИ

Козлов Леонід Геннадійович, д.т.н., доцент
Коріненко Микола Петрович, аспірант
Пилявець Володимир Георгійович, аспірант
Вінницький національний технічний університет

L. Kozlov, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor
M. Korinenko, Postgraduate Student
V. Pylyavets, Postgraduate Student
Vinnytsia National Technical University

Проведено аналіз мехатронних гідросистем, побудованих на основі регульованих насосів, електрогідравлічної гідроапаратури, датчиків та програмованих контролерів. Розроблено мехатронну гідросистему на основі регульованого насоса та контролера, а також визначено параметри регуляторів, що забезпечують стійкість та необхідні динамічні характеристики гідросистеми.

Ключові слова: мехатронна гідросистема, математичні моделі, динамічні характеристики, стійкість, параметри регулятора.

Ф. 18. Рис. 5. Табл. 1. Літ. 10.

1. Постановка проблеми

В сільському господарстві та на присадибних ділянках все ширше застосовуються малогабаритні бурові установки для свердлення водяних свердловин [1]. Такі установки забезпечують буріння на глибину до 150 м при діаметрі свердловини до 60 мм. Випускаються на власному шасі з активними колесами, гусеницями або в причіпному варіанті. Привод робочих органів бурової установки забезпечується від двигуна внутрішнього згорання. Переважна більшість установок такого типу оснащена гідравлічним приводом. За допомогою гідравлічного привода забезпечуються всі основні рухи бурової установки.

Від типу схеми гідравлічної системи бурової установки залежать продуктивність та економічність її роботи. Останнім часом ведеться пошук раціональної побудови схем гідросистем бурових установок з покращеними експлуатаційними властивостями [2].

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

В роботі [1] наведено ряд гідросистем, які використовуються в сучасних бурових верстатах та установках. Вони побудовані на основі нерегульованих насосів. Такі гідросистеми забезпечують роздільний привод бурового інструмента та його подачу. Для зміни швидкості буріння та подачі застосовують дросельне регулювання. В таких гідросистемах можливо оперативно змінювати швидкості руху робочих органів, але це потребує постійної корекції настройки гідросистеми з боку оператора. До того ж процес регулювання швидкостей руху робочих органів супроводжується значними втратами потужності в гідросистемах.

В гідросистемі наведеній в [2] застосовується регульований гідромотор для привода робочих органів, а також гідромеханічний датчик та апаратно-програмний модуль. В такій системі створюються можливості для підвищення ефективності процесу буріння за рахунок забезпечення раціональних параметрів руху робочого органа. Однак застосування нерегульованих насосів при регулюванні параметрів руху буде породжувати непродуктивні втрати потужності в гідросистемі.

Останнім часом набувають все більшого застосування мехатронні гідросистеми, побудовані на основі регульованих насосів, електрогідравлічної гідроапаратури, датчиків та програмованих контролерів [3, 4, 5, 6, 7]. В таких гідросистемах створені можливості для оперативного контролю параметрів руху робочих органів та забезпечення керування цими параметрами у відповідності до алгоритмів, на які запрограмовані контролери. Це забезпечує підвищення продуктивності роботи

машин. При цьому також створюється можливість зменшення непродуктивних втрат потужності в порівнянні з гідросистемами на основі нерегульованих насосів.

До складу мехатронних гідросистем, що включають регульовані насоси та пропорційну електрогідравлічну апаратуру входять аналогові та цифрові регулятори, які в значній мірі визначають статичні та динамічні характеристики гідросистеми. Вибір параметрів цих регуляторів повинен вестись на стадії проектування із застосуванням експериментальних досліджень та імітаційного моделювання на основі нелінійних математичних моделей та сучасних програмних засобів їх досліджень [8, 9, 10].

3. Мета дослідження

Метою дослідження є розробка мехатронної гідросистеми на основі регульованого насоса та контролера, а також визначення параметрів регуляторів, що забезпечують стійкість та необхідні динамічні характеристики гідросистеми.

4. Результати досліджень

У Вінницькому національному технічному університеті розроблена мехатронна гідросистема бурової установки. Застосування в розробленій схемі регульованих насосів, пропорційних гідроапаратів, датчиків та програмованих контролерів дозволяє підвищити продуктивність роботи бурової установки, знизити непродуктивні витрати потужності в гідросистемі, покращити умови роботи оператора.

На рис. 1 представлена схема мехатронної гідросистеми. Гідросистема включає: регульований насос 1, розподільники 2, 3, гідроциліндр 4, гідромотор 5, регульовані дроселі 6, 7 з електромагнітним керуванням, клапан 8, контролер 9, підсилювачі 10, 11, датчики тиску 12, 13, 14, 15, бак 16 та регулятор 17 з дроселями 18, 19.

Працює гідросистема таким чином. Регульований насос 1 подає робочу рідину через регульований дросель 6 та розподільник 2 до гідромотора 5, а через клапан 8, регульований дросель 7 та розподільник 3 до гідроциліндра 4.

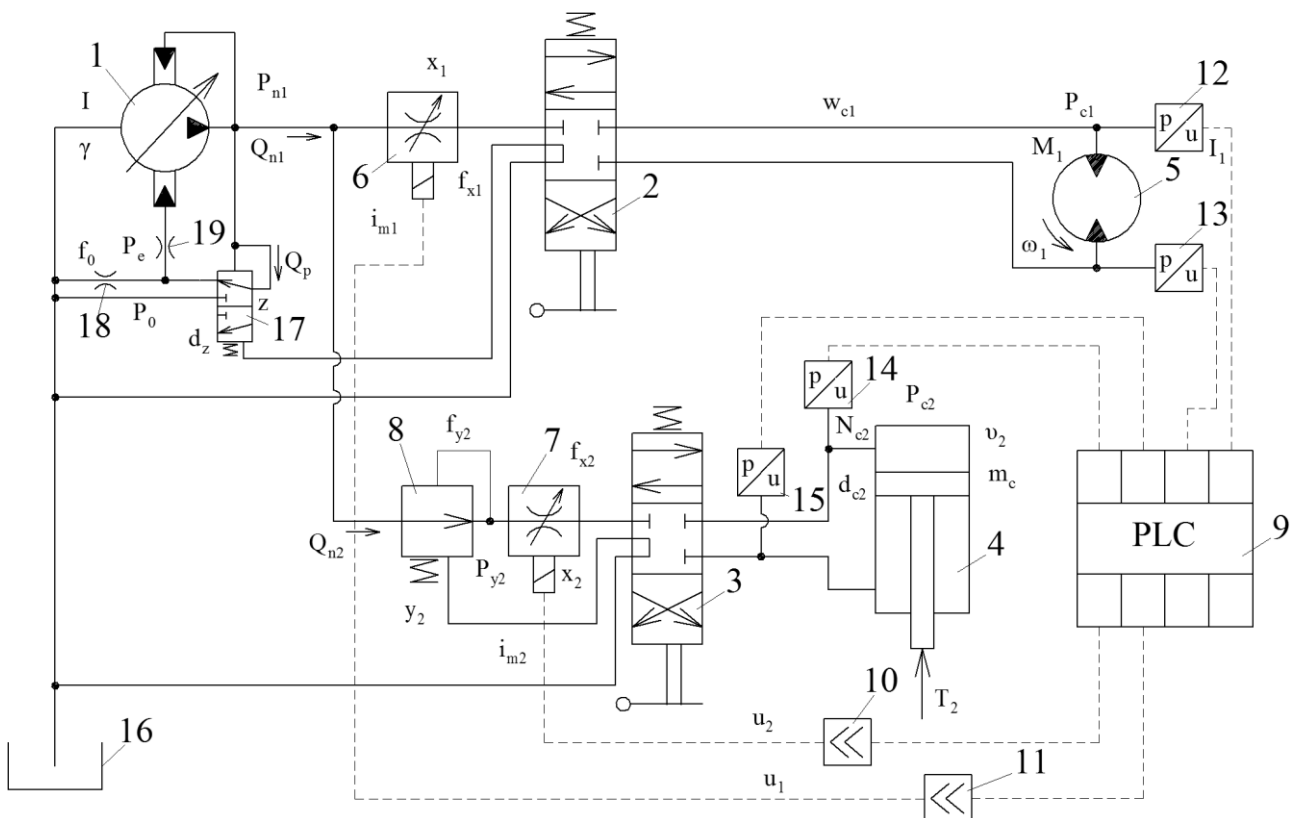
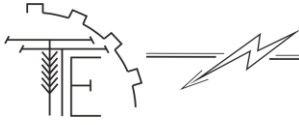


Рис. 1. Схема мехатронної гідросистеми



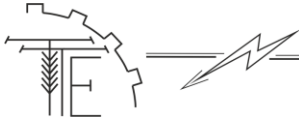
і приводить їх до руху в процесі буріння. Величина подачі Q_{n1} , що поступає від насоса 1 до гідромотора 5 і визначає швидкість різання ґрунту залежить від величини площі f_{x1} регульованого дроселя 6, а величина подачі Q_{n2} , що поступає від насоса 1 до гідроциліндра 4 і визначає величину подачі бурильного інструменту залежить від площі f_{x2} регульованого дроселя 7. Регульовані дроселі 6 та 7 керуються від контролера 9, який подає на них сигнали через підсилювачі 10 та 11. Контролер 9 отримує сигнали від датчиків тиску 12, 13, 14, 15 і залежності від їх величин формує певне співвідношення між подачами Q_{n1} та Q_{n2} , а відповідно і певне співвідношення між величиною швидкості різання ґрунту та подачею бурильного інструменту, з метою досягнення максимальної продуктивності роботи бурильної установки, або максимального використання потужності двигуна установки та мінімізації втрат потужності в гідросистемі. Регульований насос 1 оснащений регулятором 17, який забезпечує подачу насоса, що сумарно покриває подачі Q_{n1} та Q_{n2} з невеликим запасом Q_p , необхідним для забезпечення роботи регулятора 17. Подача насоса 1 пропорційна величині відкриття регульованих дроселів 6 та 7, що мінімізує непродуктивні втрати в гідросистемі. Клапан 8 забезпечує стабілізацію величини подачі Q_{n2} , що подається до гідроциліндра 4, а відповідно і незалежність величини швидкості руху поршня гідроциліндра 4 при незмінному сигналі керування U_2 від контролера 9. Регулятор 17 забезпечує стабілізацію величини подачі Q_{n1} , що поступає до гідромотора 5, а відповідно і незалежність частоти обертання його валу від навантаження при незмінному сигналі U_1 від контролера 9. Таким чином створено можливість встановлення співвідношення між частотою обертання валу гідромотора 5 та швидкістю руху поршня гідроциліндра 4 і підтримання цього співвідношення в залежності від алгоритму роботи контролера 9.

Робота гідросистеми бурової установки характеризується частою зміною навантаження на гідромоторі 5 та гідроциліндрі 4. Відповідно повинен змінюватися і режим роботи гідросистеми. Відповідні зміни забезпечуються контролером 9 через регульовані дроселі 6 та 7. При цьому клапан 8 та регулятор 17 в автоматичному режимі повинні змінити величини тисків p_{n1} та p_{y2} , щоб забезпечити необхідне співвідношення частоти обертання вала гідромотора 5 та швидкості руху поршня гідроциліндра 4. Від величини конструктивних параметрів регулятора насоса 17 та клапана 8 в значній мірі залежить стійкість роботи, швидкодія та перерегулювання в гідросистемі.

Вплив параметрів клапана 8 та регулятора 17 на динамічні характеристики мехатронної гідросистеми визначався на основі досліджень в гідросистемі робочих процесів із використанням її математичної моделі. Математична модель мехатронної гідросистеми складена з урахуванням таких припущень та спрощень. Розглядаються зосередженні параметри елементів приводів, температуру робочої рідини за час протікання перехідного процесу прийнято постійною, хвильові процеси в гідросистемі не враховувались, коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними, режими роботи – безкавітаційними, об'єм гідроліній за час перехідного процесу не змінюється, втрати тиску в гідролініях не враховуються, блоки підсилювачів моделювались пропорційною ланкою, сигнал на виході контролера розглядався як аналоговий, втрати тиску на робочих вікнах розподільників не враховувались.

Математична модель мехатронної гідросистеми включає рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 1 (рівняння 1), що діють на вал гідромотора 5 (рівняння 2), рівняння нерозривності потоку між насосом 1, регулятором 17, регульованим дроселем 6 та клапаном 8 (рівняння 3), між регулятором 17 та дроселями 18 і 19 (рівняння 4), між дроселем 19 та сервоциліндром насоса (рівняння 5), між регульованим дроселем 6 та гідромотором 5 (рівняння 6), між клапаном 8 та регульованим дроселем 7 (рівняння 7), між регульованим дроселем 7 та гідроциліндром 4 (рівняння 8), рівняння сил, що діють на шток гідроциліндра 4 (рівняння 9), сил, що діють на золотник регулятора 17 (рівняння 10), сил, що діють на клапан 8 (рівняння 11), рівняння падіння напруги на електромагнітах регульованих дроселів 6 та 7 (рівняння 12 та 13), залежності переміщення регульованих дроселів від величини напруги на електромагнітах (рівняння 14 та 15).

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



$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = p_{c1} q - M_1 - b_M \omega_1; \quad (2)$$

$$F_7 d_8 k_1 n_t g \gamma =$$

$$\mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_e) + \mu \pi d_{y2} y_2 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) +$$

$$\beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt} + \mu k_{zZ} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_0); \quad (3)$$

$$\mu k_{zZ} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_0) = \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) +$$

$$\mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_p W_0 \frac{dp_0}{dt}; \quad (4)$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p W_e \frac{dp_e}{dt} - f_4 \frac{dy}{dt} l \cdot \cos \gamma; \quad (5)$$

$$\mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{c1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{c1}) = q \omega_1 + \beta_n W_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt}; \quad (6)$$

$$\mu \pi d_{y2} y_2 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) = \mu \pi d_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \cdot$$

$$\text{sign}(p_{y2} - p_{c2}) + \beta_p W_{y2} \frac{dp_{y2}}{dt}; \quad (7)$$

$$\mu \pi d_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y2} - p_{c2}) = v_2 \frac{\pi d_{c2}^2}{4} + \beta_n W_{c2} \frac{dp_{c2}}{dt}; \quad (8)$$

$$m_c \frac{dv_2}{dt} = p_{c2} \frac{\pi d_{c2}^2}{4} - T_2 - b_c v_2; \quad (9)$$

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

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

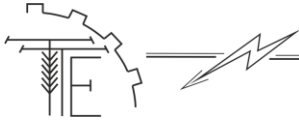
$$p_{c1} k_4 k_c F_k(i_{p1}) = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e; \quad (12)$$

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

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

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

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



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

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

$p_{n1}, p_{c1}, p_{c2}, p_{y2}, p_0, p_e$ – тиски на виході насоса 1, входах гідромотора 5 та гідроциліндра 4, виході клапана 8, в системі керування насосом 1, в сервоциліндрі насоса 1;

z, x_1, x_2, y_2 – координати положення регулятора 17, регульованих дроселів 6, 7, клапана 8;

ω_1, v_2 – частота обертання валу гідромотора 5 та швидкість руху поршня гідроциліндра 4;

γ – кут повороту планшайби насоса 1;

$f_0, f_e, f_{x1}, f_{x2}, F_7$ – площі дроселів 18 та 19, площі золотників регульованих дроселів 6 та 7, площа поршнів насоса;

$d_{c2}, d_{x1}, d_{x2}, d_{y2}, d_z, d_8$ – діаметри гідроциліндра 4, золотників регульованих дроселів 6, 7, клапана 8, регулятора 17, діаметр кола контакту поршнів насоса з планшайбою насоса;

$i_{m1}, i_{m2}, i_{p1}, i_{p2}$ – величини струмів в обмотках електромагнітів та на 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 електромагніта;

c_z, c_y – жорсткість пружин регулятора 17 та клапана 8;

T_2, M_1 – сили приведених навантажень на штоці гідроциліндра 4 та валу гідромотора 5;

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 5;

m_c – маса рухомих елементів, приведена до штока гідроциліндра 4;

$W_{n1}, W_0, W_{c1}, W_{y2}, W_{c2}, W_e$ – об'єми гідроліній на виході насоса 1, між регулятором 17 та дроселем 18, на вході гідромотора 5, на виході клапана 8, на вході в гідроциліндр 4, між дроселем 19 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 11 та 12;

H_z, H_y – попередні стискання пружин регулятора 17 та клапана 8;

$m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$ – 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;

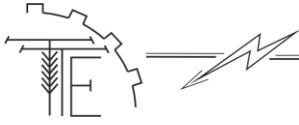
q – робочий об'єм гідромотора 5;

b_c, b_z, b_y – коефіцієнти в'язкого тертя в гідроциліндрі 4, демпфування золотника регулятора 17 та клапана 8;

$E_{p0}, E_p, E_{mp}(p)$ – 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.

По математичній моделі із застосуванням програмного засобу MATLAB-Simulink методом Розенброка визначені перехідні процеси в мехатронній гідросистемі. Зразок розрахунку перехідного процесу представлено на рис. 2. Перехідний процес розраховано при ступінчастій зміні величини моменту на валу гідромотора з 50 Н·м до 200 Н·м.

Перехідні процеси в мехатронній гідросистемі носять коливальний характер внаслідок наявності інерційних сил та значних моментів інерції рухомих елементів гідросистеми, податливості робочої рідини та гумо-металевих трубопроводів а також наявності регулятора насоса та клапана, що працюють в автоматичному режимі. Перехідні процеси визначають при таких значеннях основних параметрів мехатронної гідросистеми:

$$m_c = 300 \text{ кг};$$

$$T_2 = 8000 \text{ Н};$$

$$M_1 = 200 \text{ Н·м};$$

$$q = 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$d_{c2} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_z = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_y = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

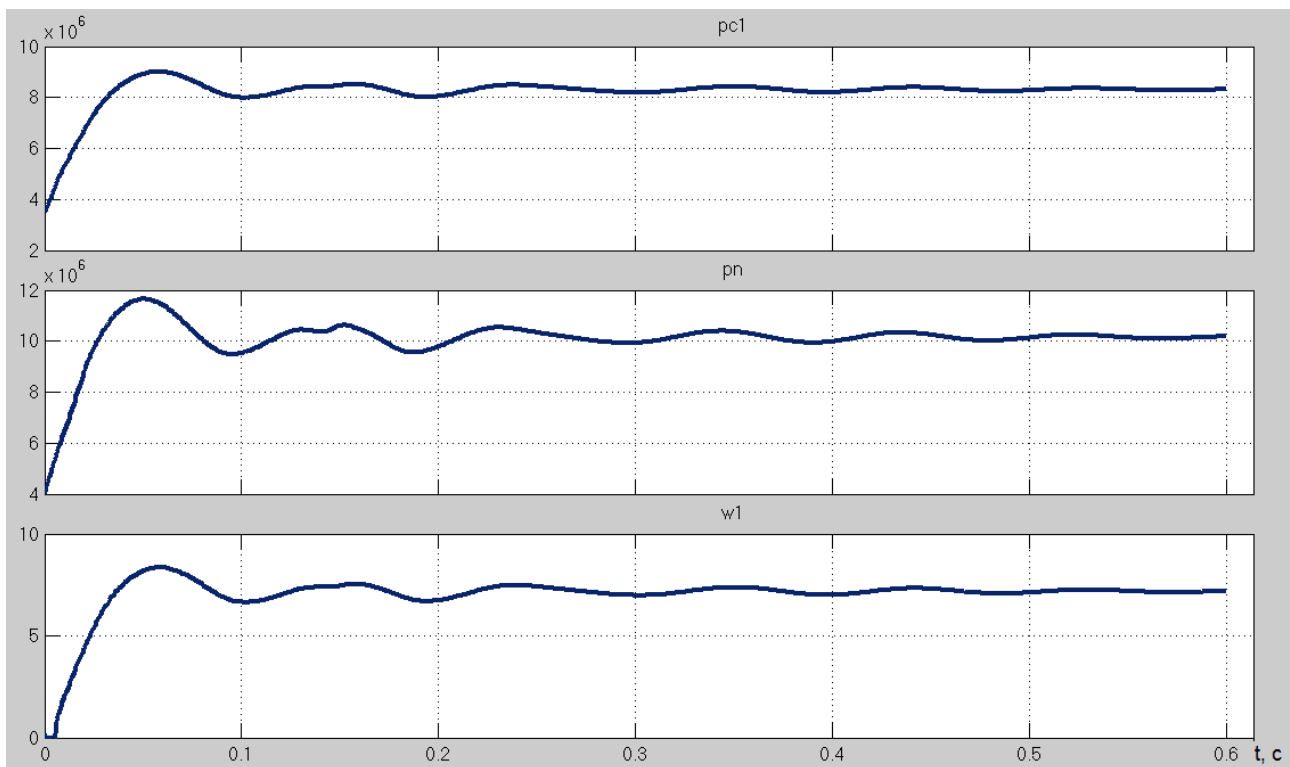


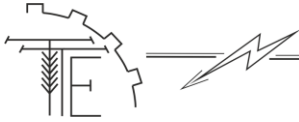
Рис. 2. Перехідний процес в мехатронній гідросистемі при ступінчастій зміні моменту на валу гідромотора

При проектуванні мехатронної гідросистеми виникає проблема вибору параметрів, які будуть забезпечувати необхідні характеристики. Однією з основних задач є вибір параметрів регуляторів насоса та клапана, які в значній мірі визначають можливості забезпечення необхідних характеристик мехатронної гідросистеми.

В якості конструктивних параметрів регуляторів розглянуті наступні величини, що змінювались у вказаних діапазонах:

$$b_z = (5 \dots 200) \text{ кг/с};$$

$$k_z = (1 \dots 7) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$



$$f_o = (1 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_e = (1 \dots 3) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$d_z = (5 \dots 8) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$b_{y2} = (5 \dots 1000) \text{ кг/с};$$

$$k_{y2} = (0,5 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_{y2} = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Розраховувались перехідні процеси в мехатронній гідросистемі при зміні певного конструктивного параметра в розглянутому діапазоні, при цьому всі інші параметри не змінювались. По перехідним процесам визначались величина часу регулювання та величина перерегулювання. Час регулювання t_p визначався, як момент входження змінної, що описує стан мехатронної гідросистеми в коридор $\pm 5\%$ від усталеного значення цієї змінної. Величина перерегулювання σ визначалась за формулою

$$\sigma = \frac{A_{max} - A_c}{A_c},$$

де

A_{max} – максимальне значення змінної в перехідному процесі;

A_c – усталене значення змінної по завершенню перехідного процесу.

Ступінь впливу параметрів клапана та регулятора насоса на t_p та σ представлено в табл. 1.

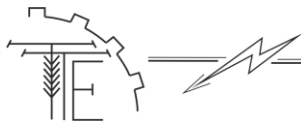
Таблиця 1

Ступінь впливу параметрів клапана та регулятора насоса на величини часу регулювання t_p та перерегулювання σ

Параметр	Час регулювання t_p	Час регулювання t_p
b_z	+	++
k_z	++	+++
f_o	+++	+++
f_e	++	++
d_z	+	+
b_{y2}	++	+
k_{y2}	++	+
d_{y2}	++	++

Зміна параметра в розглянутому діапазоні змінює час регулювання у відсотках: «+» - до 30 %; «++» - до 60 %; «+++» - більше 60 %, змінює величину перерегулювання у відсотках: «+» - до 30 %; «++» - до 50 %; «+++» - до 100 %.

На основі аналізу результатів досліджень відібрано три параметри насоса, k_z , f_o , f_e та три параметра клапана b_{y2} , k_{y2} , d_{y2} , які в найбільшій ступені впливають на динамічні характеристики мехатронної гідросистеми.



Проведено дослідження впливу параметрів регулятора насоса та клапана на стійкість гідросистеми. В залежності від сполучення величин параметрів мають місце стійкі або не стійкі режими роботи. Не стійкі режими роботи характеризуються автоколиваннями в гідросистемі з певною та сталою амплітудою (межа стійкості) або рухом гідромотора та гідроциліндра з коливаннями, при якому амплітуда коливань збільшується. Частоти коливань змінюються в залежності сполучення значень параметрів клапана та регулятора насоса. Стійкі процеси в гідросистемі характеризуються згасаючим коливальним перехідним процесом з подальшим усталеним рухом гідромотора та гідроциліндра.

В розглянутих діапазонах зміни параметрів гідросистеми певні їх сполучення дають як стійкі так і не стійкі режими роботи. Сполучення більших значень параметрів k_z , f_0 та менших значень f_e розширюють зону стійкої роботи мехатронної гідросистеми (рис. 3, а).

При $f_0 < 1,5 \cdot 10^{-6}$ м² гідросистема завжди не стійка при інших сполученнях параметрів k_z та f_e . Зменшення величини параметра b_{y2} та збільшення значень параметрів k_{y2} , d_{y2} розширює зону стійкої роботи мехатронної гідросистеми (рис. 3, б).

При проектуванні гідросистеми важливим є вибір параметрів, сполучення яких забезпечує високу, швидкодію (невеликий час регулювання). Вибір значень параметрів необхідно вести з урахуванням результатів досліджень представлених на рис. 4. Підвищення швидкодії механотронної гідросистеми

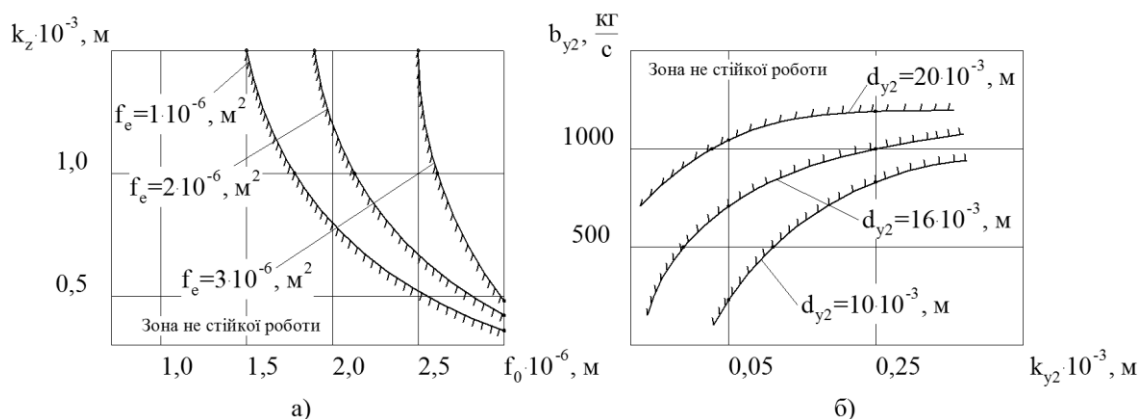


Рис. 3. Вплив параметрів регулятора насоса а) та клапана б) на стійкість мехатронної гідросистеми

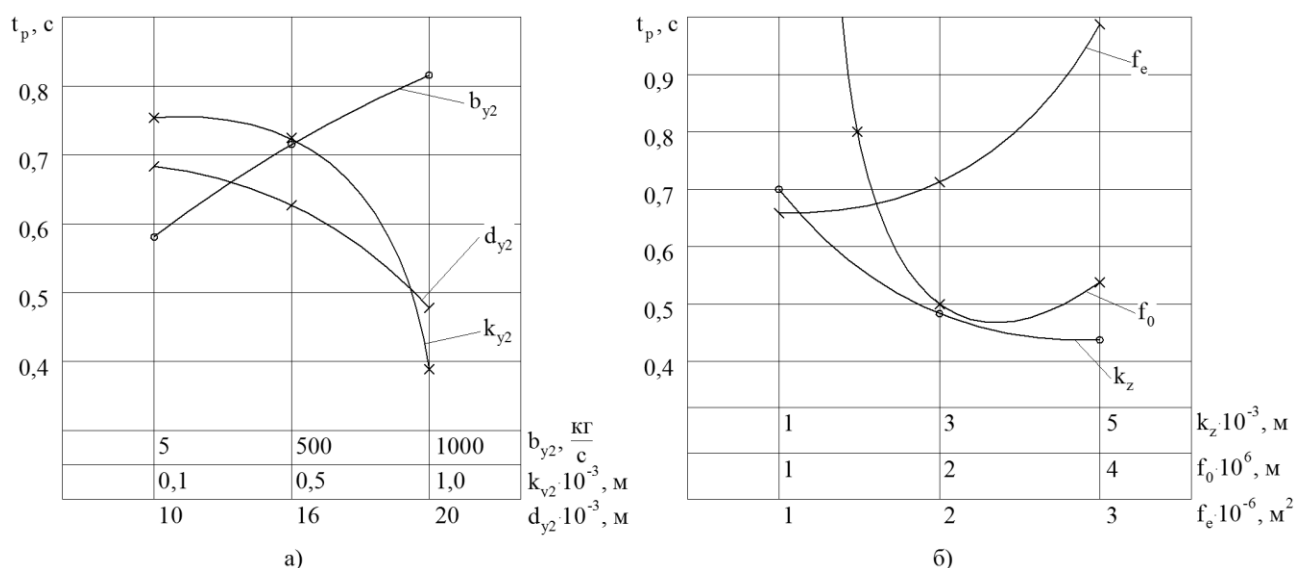
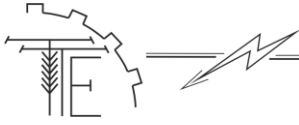


Рис. 4. Вплив параметрів клапанів а) та регулятора насоса б) на час регулювання в мехатронній гідросистемі



досягається за рахунок збільшення таких параметрів клапана як k_{y2} до значень, що перевищують $0,5 \cdot 10^{-3}$ м, та d_{y2} до значень, що перевищують $16 \cdot 10^{-3}$ м, а також зменшення демпфування b_{y2} до 5 кг/с (рис. 4, а). Підвищення швидкодії мехатронної гідросистеми досягається також за рахунок раціонального вибору таких параметрів регулятора насоса як зменшення величини f_e до значень менших $2 \cdot 10^{-6}$ м², збільшення величини k_z та оптимального вибору величини f_0 , що лежить в діапазоні $(2 \dots 4) \cdot 10^{-6}$ м² (рис. 4, б).

При проектуванні мехатронної гідросистеми важливим є також забезпечення невеликих значень величини перерегулювання, що зменшує динамічні навантаження на елементи гідросистеми. Зменшення величини перерегулювання σ визначалось по величині тиску p_{n1} в розглянутих діапазонах зміни параметрів клапана та регулятора потоку. На рис. 5, а представлено вплив параметрів клапана на величину перерегулювання σ .

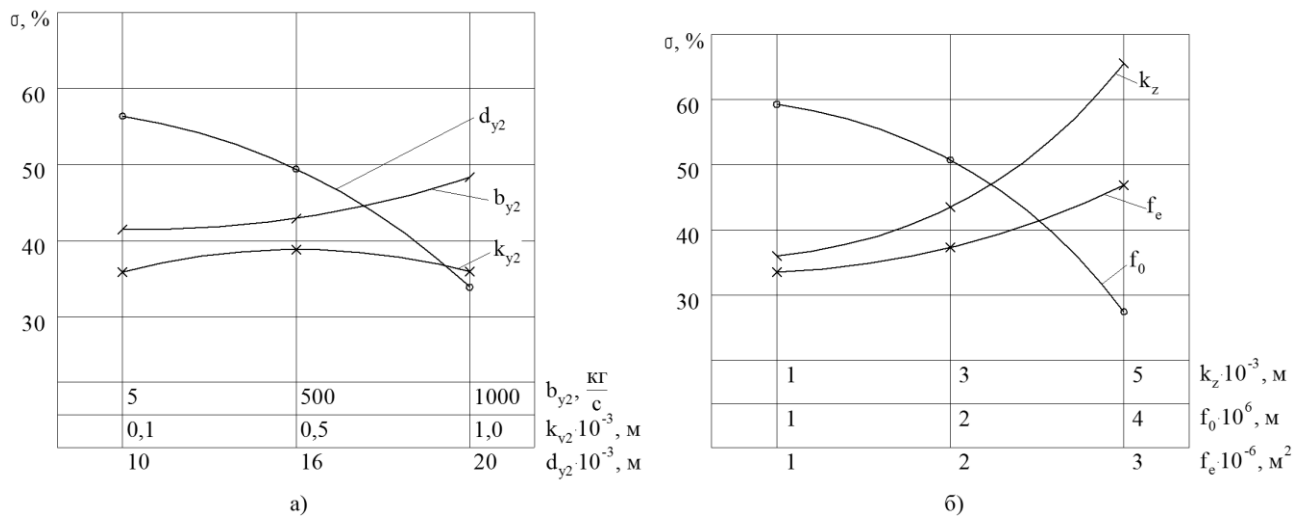


Рис. 5. Вплив параметрів клапана а) та регулятора насоса б) на величину перерегулювання в мехатронній гідросистемі

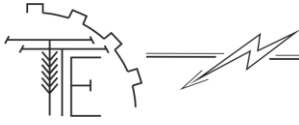
Зменшення величини σ досягається за рахунок вибору більших по величині значень d_{y2} з розглянутого діапазону. Вплив параметрів b_{y2} та k_{y2} на величину перерегулювання σ по величині p_{n1} незначний.

На рис. 5, б представлено вплив параметрів регулятора насоса на величину перерегулювання σ . Зменшення величини перерегулювання можна досягти за рахунок вибору величини f_0 більших ніж $2 \cdot 10^{-6}$ м², а також менших значень k_z та f_e з розглянутого діапазону.

5. Висновки

На основі математичного моделювання динамічних процесів в мехатронній гідросистемі визначено:

1. Для забезпечення стійкої роботи гідросистеми величина дроселя f_0 повинна бути більшою за $1,5 \cdot 10^{-6}$ м². Для розширення зони стійкої роботи необхідно вибирати більші значення k_z, k_{y2}, d_{y2} та менші значення f_e, b_{y2} .
2. Підвищення швидкодії гідросистеми (зменшення часу регулювання t_p) досягається за рахунок вибору більших значень k_{y2}, d_{y2}, k_z та менших значень b_{y2}, f_e . Величина f_0 має бути вибрана з діапазону $(2 \dots 4) \cdot 10^{-6}$ м².
3. Зменшення величини перерегулювання σ в гідросистемі досягається при виборі більших значень d_{y2} , значення $f_0 > 2 \cdot 10^{-6}$ м², а також k_z та f_e з розглянутих діапазонів.

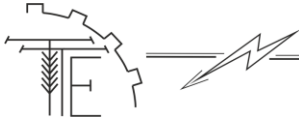


Список літератури

1. Каракозов А. А. Буровое оборудование. Гидравлические системы буровых станков и установок : учебное пособие / А. А. Каракозов, И. А. Юшков, М. С. Попова, С. Н. Парфенюк, И. Д. Сагайдак – Донецк: ДонНТУ, 2011. – 116с.
2. Сидоренко В. С. Адаптивный гидропривод с объемным регулированием подачи инструмента технологической машины / В. С. Сидоренко, В. И. Грищенко, С. В. Ракуленко, М. С. Полешкин // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2017. — № 2. — С. 88-98.
3. Busquets E. Toward Supervisory-Level Control for the Energy Consumption and Performance Optimization of Displacement-Controlled Hydraulic Hybrid Machines / E. Busquets, M. Ivantysynova // Mobile Hydraulics Paper 10-2: Purdue University, Dresden 2016. – P. 163 - 174.
4. Scherer M. Contribution on Control Strategies of Flow-On-Demand Hydraulic Circuits / M. Scherer, M. Geimer, B. Weis // The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power: June 3-5, 2013 – Sweden – P. 531 - 540.
5. Stamm von Baumgarten T. A novel system layout for extended functionality of mobile machines / T. Stamm von Baumgarten, B. Grösbrink, T. Lang, H-H. Harms // Fluid Power and Motion Control. 2008 – United Kingdom – P. 13 - 25.
6. 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 / Can Du // University of Bath: November 2014 – 221p.
7. Finzel R. New Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery / R. Finzel, S. Helduser // Fluid Power and Motion Control. 2008 – United Kingdom – P. 311 – 321.
8. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин : дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук : 05.02.02 / Козлов Леонід Геннадійович. – К., 2015. – 421 с.
9. Козлов Л. Г. Адаптивний регулятор з динамічною Fuzzy-корекцією настройки для мехатронного привода мобільної машини / Л. Г. Козлов // Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». – 2014. – № 5. – С. 29 – 35.
10. Товкач А. О. Характеристики гідропривода з електрогидравлічним регулятором подачі насоса / А. О. Товкач, В. В. Богачук, Л. Г. Козлов // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. - 2015. - № 6. – С. 67 – 72.

References

- [1]. Karakozov A. A.(2011) *Burovye oborudovaniye. Hydravlycheskiye systemy burovikh stankov yustanovok*[Drilling equipment. Hydraulic systems of drilling machines and installations] : uchebnoe posobyie. Donetsk: DonNTU [in Ukraine]
- [2]. Sydorenko V. S.(2017) *Adaptyvnii hydropryvod s obemnim rehulyrovanyem podachy ynstrumenta tekhnolohycheskoi mashyni*[Adaptive hydraulic drive with volumetric regulation of the tool feed of a technological machine] 2, 88-89 Donetsk; Vestnyk Don. hos. tekhn. un-ta. [in Ukraine]
- [3]. Busquets E. *Do kontroliu na nahliadovomu rivni dlia spozhyvannia enerhii ta optymizatsii produktyvnosti hidravlichnykh hibrydnykh mashyn, kerovanykh peremishchenniam.*[Toward Supervisory-Level Control for the Energy Consumption and Performance Optimization of Displacement-Controlled Hydraulic Hybrid Machines] 10-2, 163-174. Dresden: Mobile Hydraulics Paper 10-2: Purdue University, [in Germany]
- [4]. Scherer M.(2013) *Vnesok u stratehii upravlinnia hidravlichnymy konturamy potoku na vymohu* [Contribution on Control Strategies of Flow-On-Demand Hydraulic Circuits] The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power: [in Sweden]
- [5]. Stamm von Baumgarten T.(2008) *Novyi maket systemy dlia rozshyrenoi funktsionalnosti mobilnykh mashyn* [A novel system layout for extended functionality of mobile machines] Fluid Power and Motion Control.[United Kingdom]
- [6]. Du C.(2014) *Elektrohidravlichna systema zminnoho tysku zhyvlennia dlia efektyvnoho bahatoosnoho upravlinnia rukhom: dysertatsiia na zdobuttia vchenoho stupenia doktora filosofii Universytetu vannoi fakultetu mashynobuduvannia* [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:
- [7]. Finzel R.(2008) *Novi elektrohidravlični systemy upravlinnia dlia mobilnykh mashyn [New Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery]* Fluid Power and Motion Control. [United Kingdom]
- [8]. Kozlov L. H.(2015) *Naukovi osnovy rozrobky system hidropriyvodiv manipulatoriv z adaptivnymy rehuliatoramy na osnovi neironmerzkh dlia mobilnykh robochykh mashyn.[Scientific bases of development of systems of hydraulic manipulators with adaptive regulators on the basis of neural networks for mobile working machines.]* : Dysertatsiia na zdobuttia naukovooho stupenia doktora tekhnichnykh nauk.
- [9]. Kozlov L. H.(2014) *Adaptivnyi rehulator z dynamichnoiu Fuzzy-korektsiie nastroiiky dlia mekhatronnoho priyvoda mobilnoi mashyny [Adaptive Regulator with Dynamic Fuzzy Correction Settings for Mechatronic Drive of a Mobile Machine]* 5, 29–35. Khmelnytskyi: Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Seriiia «Tekhnichni nauky». [in Ukraine]
- [10]. Tovkach A. O.(2015) *Kharakterystyky hidropriyvoda z elektrohidravlichnym rehuliatorom podachi nasosa [Characteristics of the hydraulic drive with the electrohydraulic regulator of the pump feed]* 6, 67-72. Khmelnytskyi:Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky. [in Ukraine]

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА НА УСТОЙЧИВОСТЬ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОЙ ГИДРОСИСТЕМЫ

Проведен анализ мехатронных гидросистем, построенных на основе регулируемых насосов, электрогидравлической гидроаппаратуры, датчиков и программируемых контроллеров. Разработана мехатронная гидросистема на основе регулируемого насоса и контроллера, а также определены параметры регуляторов, обеспечивающих устойчивость и необходимые динамические характеристики гидросистемы.

Ключевые слова: мехатронная гидросистема, математические модели, динамические характеристики, устойчивость, параметры регулятора.

Ф. 18. Рис. 5. Табл. 1. Лит. 10.

INFLUENCE OF THE PARAMETERS OF THE REGULATOR ON STABILITY AND DYNAMIC CHARACTERISTICS MECHATRONIC HYDROSYSTEMS

The analysis of mechatronic hydraulic systems based on adjustable pumps, electrohydraulic hydraulic equipment, sensors and programmable controllers is conducted. A mechatronic hydraulic system based on a regulated pump and controller has been developed, and the parameters of regulators providing stability and necessary dynamic characteristics of the hydraulic system have been determined.

Keywords: mechatronic hydraulic system, mathematical models, dynamic characteristics, stability, regulator parameters.

F. 18. Fig. 5. Tab. 1. Лит. 10.

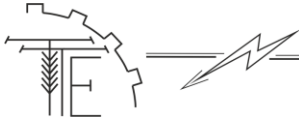
ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Козлов Леонід Геннадійович – доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри «Технологій та автоматизації машинобудування» Вінницького національного технічного університету (вул. Хмельницьке шосе, 95, к. 1112, м. Вінниця, 21021, Україна, e-mail: osna2030@gmail.com).

Коріненко Микола Петрович – аспірант кафедри «Технологій та автоматизації машинобудування» Вінницького національного технічного університету (вул. Хмельницьке шосе, 95, к. 1112, м. Вінниця, 21021, Україна, e-mail: k_n_p@ukr.net).

Пилявець Володимир Георгійович – аспірант кафедри «Технологій та автоматизації машинобудування» Вінницького національного технічного університету (вул. Хмельницьке шосе, 95, к. 1112, м. Вінниця, 21021, Україна, e-mail: volodymyr.pyliavets@gmail.com).

Козлов Леонид Геннадиевич – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Технологий и автоматизации машиностроения» Винницкого национального технического



университета (ул. Хмельницькое шоссе, 95, к. 1112, г. Винница, 21021, Украина, e-mail: osna2030@gmail.com).

Кориненко Николай Петрович – аспирант кафедры «Технологии и автоматизации машиностроения» Винницкого национального технического университета (ул. Хмельницькое шоссе, 95, к. 1112, г. Винница, 21021, Украина, e-mail: k_n_p@ukr.net).

Пилявец Владимир Георгиевич – аспирант кафедры «Технологии и автоматизации машиностроения» Винницкого национального технического университета (ул. Хмельницькое шоссе, 95, к. 1112, г. Винница, 21021, Украина, e-mail: volodymyr.pyliavets@gmail.com).

Kozlov Leonid – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of “Technology and Automation of Machine Engineering” in Vinnytsia National Technical University (95, Khmeltsky shose str., room 1112, Vinnytsia, 21021, Ukraine, e-mail: osna2030@gmail.com).

Korinenko Mykola – Postgraduate Student of the Department of “Technology and Automation of Machine Engineering” in Vinnytsia National Technical University (95, Khmeltsky shose str., room 1112, Vinnytsia, 21021, Ukraine, e-mail: k_n_p@ukr.net).

Pylyavets Volodymyr – Postgraduate Student of the Department of “Technology and Automation of Machine Engineering” in Vinnytsia National Technical University (95, Khmeltsky shose str., room 1112, Vinnytsia, 21021, Ukraine, e-mail: volodymyr.pyliavets@gmail.com).