

В. І. Перепелиця  
Л. Г. Козлов

## СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ НА БАЗІ КОНТРОЛЕРА ДЛЯ КЕРУВАННЯ ШВИДКІСТЮ РУХУ КАРЕТКИ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ

Вінницький національний технічний університет

Сьогодні, під час проектування систем із гідроприводом, використання контролерів значно зросло. Однією з основних причин такого росту є потреба в точності управління. Для забезпечення необхідної швидкості руху, потрібно забезпечити пропорційний за величиною потік рідини до гідропривода. Актуальним завданням при проектуванні таких систем є вибір алгоритму роботи контролера для підвищення точності гідропривода. В статті проведено аналіз досліджень присвячених проблемі застосування контролерів для системи керування рухом каретки установки для формування заготовок цегли. Розроблено схему установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера та описано принцип її роботи. Складено математичну модель динаміки руху каретки установки з керуванням від контролера. Математична модель представлена системою нелінійних диференціальних рівнянь, розв'язаних методом Розенброка. Залежність зміни напруги на виході контролера від часу під час руху каретки установки було представлено у вигляді дробово-кускової функції та поділено на три ділянки. Проведено імітаційне дослідження динаміки руху каретки установки в середовищі MATLAB-Simulink. В результаті якого, для визначено вплив кожної з ділянок на зміну швидкості руху каретки від зміни напруги на виході контролера. Рекомендовані діапазони зміни значень напруги на виході контролера при яких похибка швидкості руху каретки та глиняного бруса буде рівна  $0,71 \cdot 10^{-3}$  м. Отримано залежності швидкості від часу переміщення каретки для схеми установки із використанням контролера та без нього. Знайдено діапазон значень зміни напруги на виході контролера  $U_a$ , який забезпечує аперіодичний закон зміни руху каретки. Порівняно величину похибки між швидкостями руху каретки установки та глиняного бруса для схеми установки із використанням контролера та без нього.

**Ключові слова:** гідропривід, контролер, математична модель, регульований дросель, похибка швидкості, установка для формування заготовок цегли.

### Вступ

Сьогодні, переважна більшість промислових процесів вимагають точного управління і позиціонування декількох виконавчих елементів. Для багатьох виробничих процесів з використанням гідравлічного приводу, таких як операції переміщення, складальні операції, операції різання або формування готових виробів, проблема синхронізації декількох робочих рухів має актуальне значення. Від точності роботи гідропривода напряду залежить якість виготовленої продукції. Часто, навіть невеликі відхилення від встановленої швидкості руху можуть призвести до браку продукції, простоїв в роботі, збільшенню енерговитрат, підвищенню зносу компонентів системи та інших негативних наслідків. Вирішення даної проблеми за допомогою передових методів управління, таких як використання контролера, може підвищити точність та ефективність системи із використанням гідропривода, що призведе до збільшення продуктивності і зниженню експлуатаційних витрат в широкому спектрі промислових пристроїв.

### Аналіз останніх досліджень

Проблемі застосування контролерів для систем із гідравлічним приводом присвячена велика кількість зарубіжних і вітчизняних праць. Наприклад в роботі [1] представлено методику розімкненого керування одноступінчастим гідравлічними пропорційними розподільником. Розглянута методика дозволила підсилити ШІМ-сигнал, покращивши при цьому динаміку розподільника без додавання дорогих компонентів. Авторами [2] статті запропоновано нову схему гідросистеми з пропорційним електрогідравлічним обладнанням та контролером для мобільної бурильної машини. В результаті проведених досліджень сформовано алгоритм керування, який забезпечує необхідне співвідношення між подачею та швидкістю шнека. В роботі [3] проведено експериментальні дослідження та визначено динамічні характеристики роботи контролера і підсилювача електромагніту адаптивної гідросистеми. Сформовано рівняння аперіодичної ланки першого порядку, що описує роботу контролера та електричної частини системи керування. В роботі [4] розроблений новий ПД-регулятор для пропорційних клапанів. Він складається з чотирьох частин: пропорційного інтегрально-похідного регулятора, елемента зворотного зв'язку, механізму захисту та регулятора типу Bang-Bang. Така система управління збільшила пропускну здатність системи та покращила крок і реакцію системи на команду. В статті [5] за допомогою моделі Simulink досліджувалось нечітке керування синхронізацією з перехресним зв'язком.

Запропонована схема має хороші показники управління та зменшує похибку синхронізації. В роботі [6] розроблено регулятор з перехресним зв'язком на основі компенсаторів збурення та синхронізації, який застосовано до електрогідравлічної сервосистеми. Проведене моделювання показало підвищення надійності системи в цілому, а також збільшення швидкості усунення похибки синхронізації в порівнянні з використанням контролера без компенсатора. В статті [7] досліджено один з різновидів пропорційного дросельного клапану зі зворотнім зв'язком. Аналіз математичної моделі продемонстрував, що площа прохідного перерізу регульованої заслінки та об'єм регульованої ємності мають найбільший вплив на динамічні характеристики клапана. Провівши оптимізацію авторам вдалося суттєво покращити продуктивність пропорційного дросельного клапана. Метою роботи [8] є розробка електрогідравлічного пропорційного регулятора витрат із найменшою вартістю. В розробленому регуляторі, для лінеаризації характеристик, використовується нечіткий логічний контролер. Основна ідея полягає у використанні чисельно оціненої сили як сигналу зворотного зв'язку. Розроблений електромагніт успішно застосований для нетрадиційного пропорційного дільника потоку для гідравлічного пресу. Розробникам вдалося суттєво зменшити вартість перемикаючого електромагніту, проте дещо зменшилась доступна швидкість потоку через нього. В статті [9] автори досягають синхронного позиціонування в двоциліндровій електрогідравлічній системі. Система контролює обидва циліндри та генерує відповідний керуючий сигнал. Проведене моделювання та експериментальні дослідження показали, що така система може підтримувати похибку відстеження синхронізації в межах подвійної роздільної здатності без модифікації конструкції та її компонентів. В дослідженні [10] автори запропонували математичну модель дросельного дільника потоку діафрагмового типу. За допомогою розробленої моделі були розраховані статичні характеристики синхронної гідросистеми.

Система синхронізації швидкості руху двох гідроциліндрів може бути ефективно використана в автоматизованих установках для формування заготовок цегли. Основна увагу в цій статті приділена управлінню витратами в гідроциліндрі каретки установки для формування заготовок цегли. Регулювання витрат в гідроциліндрі каретки здійснюється за допомогою регульованого дроселя керованого контролером.

Метою дослідження є досягнення мінімальної похибки між швидкістю руху каретки та швидкістю подачі глиняного бруса під час його різання.

Виклад основного матеріалу

Розроблена гідравлічна схема установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера представлена на рис. 1.

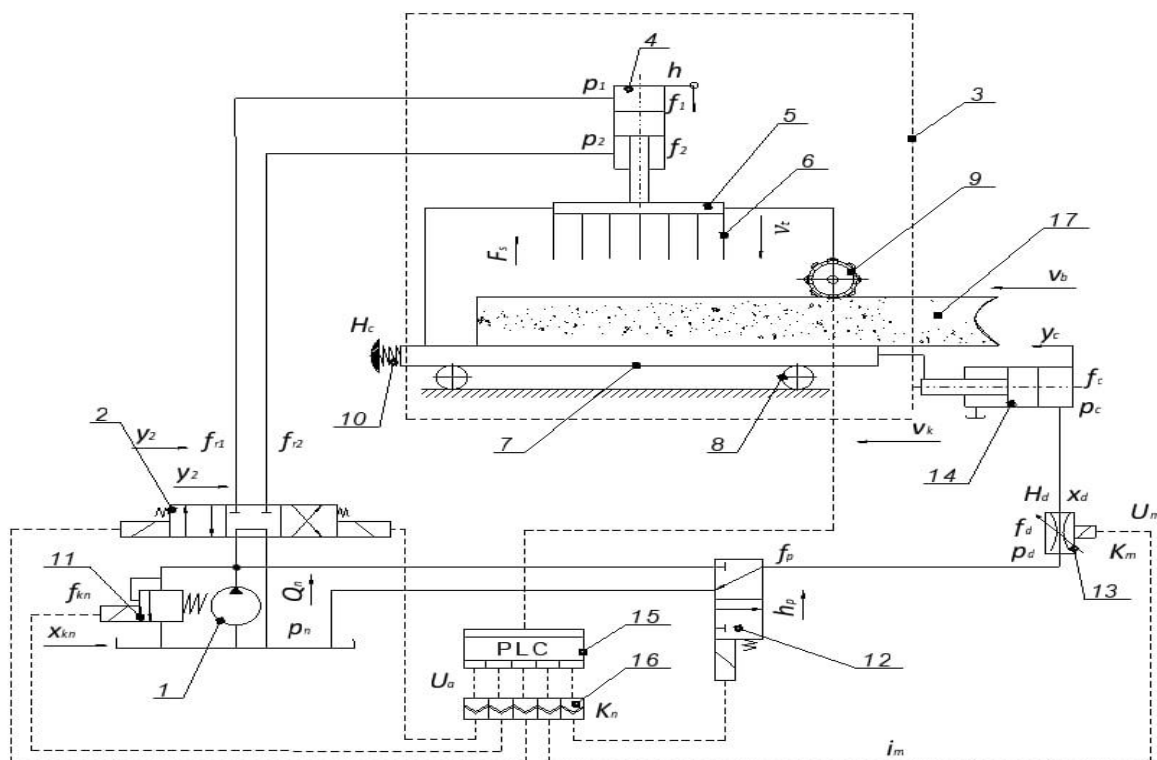


Рисунок 1 – Схема установки для формування заготовки цегли з керуванням від контролера

Установка складається з таких елементів: 1 – шестеренний насос; 2 – 3-х позиційний гідророзподільник з електромагнітним керуванням; 3 – каретка; 4 – гідроциліндр траверси; 5 – траверса; 6 – різальні струни; 7 – рухомий стіл; 8 – опори кочення; 9 – датчик переміщення; 10 – пружина; 11 – запобіжно-переливний клапан; 12 – 2-х позиційний гідророзподільник з електромагнітним керуванням; 13 – регульований дросель з електромагнітним керуванням; 14 – гідроциліндр каретки; 15 – контролер; 16 – підсилювач; 17 – глиняний брус.

Установка працює наступним чином. Глиняний брус 17 рухається по робочому столі 7 розташованому на опорах кочення 8. Датчик переміщення 9 відраховує розмір n-ої кількості заготовок в залежності від кількості різальних струн 6 і подає електричний сигнал на контролер 15. Контролер 15 вмикає електромагніт запобіжно-переливного клапана 11, правий електромагніт гідророзподільника 2 при прямому ході траверси 5 або лівий електромагніт гідророзподільника 2 при зворотньому ході траверси 5, а також електромагніт гідророзподільника 12. Запобіжно-переливний клапан 11 переходить в робочий режим, після чого потік робочої рідини від насоса 1 направляється через гідророзподільника траверси 2 до штокової порожнини гідроциліндра траверси 4, а також через гідророзподільника каретки 12 та регульований дросель 13 до штокової порожнини гідроциліндра каретки 14. При цьому робоча рідина із поршневої порожнини гідроциліндра 4 через гідророзподільник траверси 2, а також робоча рідина із поршневої порожнини гідроциліндра каретки 14 зливаються в бак. Гідроциліндр траверси 4 приводить в рух траверсу 5 разом із різальними струнами 6. Гідроциліндр каретки 14 приводить в рух каретку 3. В цей час контролер 15, через підсилювач 16, змінює площу поперечного перерізу регульованого дроселя 13 для забезпечує синхронізацію швидкості руху каретки 3 із швидкістю руху глиняного бруса 17. Після завершення розрізання глиняного бруса відбувається відключення електромагніту гідророзподільника каретки 12, в результаті чого він перемикається в положення зливу. Після чого під дією пружини 10 каретка 3 із прикріпленим до неї поршнем гідроциліндра каретки 14 повертається у вихідне положення. Робоча рідина при цьому через регульований дросель 13 та гідророзподільник каретки 12 зливається у бак.

Математична модель установки для формування заготовок цегли з управлінням від контролера представляє собою системою диференційних рівнянь 1-14. До якої входять: рівняння (1) нерозривності потоку для гідроліній між насосом 1, клапаном 11, і гідророзподільниками 2 та 12; рівняння (2) нерозривності потоку між гідророзподільником 2 та гідроциліндром траверси 4; рівняння (3) сил, що діють на клапан 11; рівняння (4) сил, що діють на гідророзподільник 2, рівняння (5) сил, що діють на траверсу 5; рівняння (6) нерозривності потоку між гідроциліндром траверси 4 та гідророзподільником 2; рівняння (7) нерозривності потоку між гідророзподільником 12 та регульованим дроселем 13; рівняння (8) нерозривності потоку між регульованим дроселем 13 та гідроциліндром каретки 14; рівняння (9) сил, що діють на гідророзподільник 12; рівняння (10) сил, що діють на пружину каретки 3; рівняння (11) сили струму, що діє на електромагніт регульованого дроселя; рівняння (12) напруги на виході із контролера 15; рівняння (13) залежності, яка визначає скоригований потік рідини через регульований дросель; рівняння (14) падіння напруги в колі електромагніту регульованого дроселя; рівняння (15) коефіцієнтів підсилення напруги на контролері.

$$Q_n = \mu f_{kn} \sqrt{\frac{2p_n}{\rho}} + \mu f_r \sqrt{\frac{2|p_n - p_1|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_1) + \mu f_p \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_c) + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}; \quad (1)$$

$$\mu f_{r1} \sqrt{\frac{2|p_n - p_1|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_1) = f_1 \frac{dh}{dt} + \beta_s W_1 \frac{dp_1}{dt}; \quad (2)$$

$$m_{kn} \frac{d^2 x_{kn}}{dt^2} = p_n f_{kn} - c_x (H_{kn} + x_{kn}) - R_{rg} - b_{kn} \frac{dx_{kn}}{dt}; \quad (3)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = F_2 - c_2 H_2 - b_2 \frac{dy_2}{dt}; \quad (4)$$

$$m_t \frac{d^2 h}{dt^2} = p_1 f_1 - p_2 f_2 - F_s^* + m_t g; \quad (5)$$

$$f_2 \frac{dh}{dt} = \mu f_{r2} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} + \beta_s W_2 \frac{dp_2}{dt}; \quad (6)$$

$$\mu f_p \sqrt{\frac{2|p_n - p_d|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_d) = \mu f_d \sqrt{\frac{2|p_d - p_c|}{\rho}} \text{sign}(p_d - p_c) + \beta W_d \frac{dp_d}{dt}; \quad (7)$$

$$\mu f_d \sqrt{\frac{2|p_d - p_c|}{\rho}} \text{sign}(p_d - p_c) = f_c \frac{dy_c}{dt} + \beta_s W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (8)$$

$$m_p \frac{d^2 h_p}{dt^2} = F_m - c_p (H_p + h_p) - b_p \frac{dh_p}{dt}; \quad (9)$$

$$(m_c + m_k) \frac{d^2 y_c}{dt^2} = p_c f_c - c_c (H_c + y_c) + b_c \left( v_b - \frac{dy_c}{dt} \right); \quad (10)$$

$$U_a(t) \frac{K_n}{T_n s + 1} = i_m; \quad (11)$$

$$U_m = L_e \frac{di_m}{dt} + R_e i_m; \quad (12)$$

$$U_m K_m = c_d (H_d + x_d); \quad (13)$$

$$U_a(t) = \begin{cases} U_{a1} = \Delta t k_a, & \text{при } 0 \leq t < t_1; \\ U_{a2} = U_{a1} - \Delta t k_b, & \text{при } t_1 \leq t < t_2; \\ U_{a3} = U_{a2} + \Delta t k_c, & \text{при } t_2 \leq t < t_3; \end{cases} \quad (14)$$

$$k = \begin{cases} k_a = \tan \alpha_a; \\ k_b = \tan \alpha_b; \\ k_c = \tan \alpha_c. \end{cases} \quad (15)$$

де,  $Q_n$  – витрата насоса;  $\mu$  – коефіцієнт витрат;  $f_{kn}, f_1, f_2, f_p, f_{r1}, f_{r2}, f_d, f_c$  – площі запобіжно-переливного клапана, поршневої та штокової частини гідроциліндра траверси, розподільників 12 та 2, дроселя та гідроциліндра каретки;  $\rho$  – густина робочої рідини,  $p_n, p_1, p_2, p_b, p_c$  – тиски на виході насоса, вході та виході гідроциліндра траверси, виході дроселя, вході гідроциліндра каретки;  $\beta$  – коефіцієнт податливості робочої рідини;  $W_n, W_1, W_2, W_d, W_c$  – об’єми напірної магістралі, гнучкого рукава поршневої та штокової порожнини гідроциліндра траверси, гнучкого рукава дроселя, гідроциліндра каретки;  $m_{kn}, m_2, m_p, m_b, m_c, m_k$  – маси запобіжно-переливного клапана, розподільників 2 та 12, траверси, гідроциліндра каретки та каретки;  $x_{kn}, x_d$  – хід золотників запобіжно-переливного клапана та регульованого дроселя;  $c_s, c_2, c_p, c_d, c_c$  – жорсткості пружин електромагнітів запобіжно-переливного клапана, розподільників 2 та 12, регульованого дроселя та жорсткість пружини каретки 10;  $H_{kn}, H_2, H_p, H_c, H_d$  – довжини пружини запобіжно-переливного клапана, пружин розподільників 2 та 12, пружини 16, пружини регульованого дроселя;  $R_{rg}$  – гідродинамічна сила;  $b_{kn}, b_2, b_p, b_c$  – коефіцієнти в’язкого тертя запобіжно-переливного клапана, розподільників 2 та 12, гідроциліндра каретки;  $y_2$  – хід золотника розподільника 2;  $F_2, F_m$  – зусилля електромагнітів розподільників 2 та 12;  $h$  – хід траверси;  $F_s$  – сила опору траверси;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $y_c$  – хід гідроциліндра каретки;  $h_p$  – хід золотника розподільника 12;  $v_b$  – швидкість руху глиняного бруса,  $t_1 = 0.05$  с;  $t_2 = 0.3$  с;  $t_3 = 0.7$  с.;  $L_e, R_e$  – індуктивність та активний опір електромагніту регульованого дроселя;  $U_m, i_m$  – напруга та струм на обмотках електромагніту регульованого дроселя;  $K_m, K_n$  – коефіцієнти пропорційності зусилля, підсилення струму електромагніту регульованого дроселя;  $U_a$  – напруга на виході із контролера;  $k$  – коефіцієнт підсилення дробово-кускової функції;  $\alpha_a$  – кут між прямою  $a$  та віссю  $t$ ;  $\alpha_b$  – кут між прямою  $b$  та віссю  $t$ ;  $\alpha_c$  – кут між прямою  $c$  та віссю  $t$ ;  $T_n$  – постійний час підсилювача.

Математичну модель було складено при наступних припущеннях та вимогах: розглянуті зосереджені параметри; швидкість подачі глиняного бруса приймається за постійну величину; різання бруса починається в момент часу  $t_0 = 0,1$  с; температуру та в’язкість робочої рідини приймаємо як постійну величину; тиск рідини в зливних гідролініях – постійна величина; втрати тиску в гідролініях не враховувалися; дію тиску зливу не враховуємо; перетікання робочої рідини в щілинах насоса та гідроциліндрах траверси і каретки не враховувалися.

Дослідження моделі проводили в середовищі MATLAB Simulink. Оскільки розроблена система нелінійних диференціальних рівнянь є жорсткою, для її розв’язування використовувався чисельний метод Розенброка з абсолютною точністю  $\varepsilon_a = 10^{-6}$  і відносною точністю  $\varepsilon_r = 10^{-3}$ .

Дослідженнями виявлено доцільність зміни напруги контролера від часу у вигляді дробово-кускової представлені на рис. 2. Дробово-кускова функція залежності площі регульованого дроселя  $f_d$  від часу  $t$  забезпечувалася шляхом формування контролером залежності напруги  $U_a$  від часу  $t$ , представлені рівнянням 14.

На протязі руху каретки було виділено три періоди. Під час періоду  $a$  ( $0 \dots t_1$ ) напруга на виході контролера представлена зростаючою прямою з коефіцієнтом підсилення  $k_a$  прямої  $a$  до осі  $t$ , в діапазоні значень 1...4 В. Під час періоду  $b$  ( $t_1 \dots t_2$ ) напруга представлена падаючою прямою з коефіцієнтом підсилення  $k_b$  прямої  $b$  до осі  $t$ , в діапазоні значень 2...3.5 В. Під час періоду  $c$  ( $t_2 \dots t_3$ ) напруга представлена зростаючою прямою з коефіцієнтом підсилення  $k_c$  прямої  $c$  до осі  $t$ , в діапазоні значень 2...4 В. Це дало змогу детально дослідити вплив коефіцієнтів підсилення ( $k_a, k_b$  та  $k_c$ ) дробово-кускової функції на показник синхронності руху каретки та глиняного бруса. Результати досліджень показані в таб. 1.

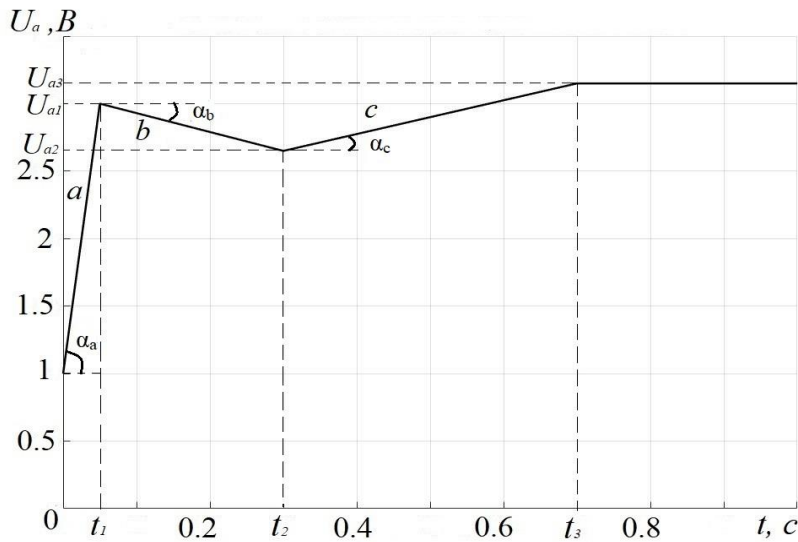


Рисунок 2 – Залежність зміни  $U_a$  від часу під час руху каретки установки

Таблиця 1

**Вплив коефіцієнтів підсилення ( $k_a, k_b, k_c$ ) дробово-кускової функції на  $\delta$ .**

№	$k_a (0 \dots t_1)$	$k_b (t_1 \dots t_2)$	$k_c (t_2 \dots t_3)$	$\delta \cdot 10^{-3}, \text{ м}$
1	5,67	0,14	0,09	1,55
2		0,19		1,42
3		0,25		1,37
4	1,73	0,14	0,13	1,14
5		0,19		0,71
6		0,25		0,83
7	0,36	0,14	0,18	1,22
8		0,19		1,45
9		0,25		1,67

З отриманих залежностей випливає, що вплив ділянки  $a$  на похибку майже відсутній, проте вдалося зменшити коливання під час початку руху каретки за рахунок низького початкового значення  $U_a = 1 \text{ В}$  та поступового його зростання до  $U_a = 3 \text{ В}$  див. рис. 3.

Ділянка  $b$  забезпечує стрімкий ріст швидкості каретки до потрібного значення. Оптимальним варіантом для цього є високе стартове значення  $U_a = 3 \text{ В}$  на початку ділянки і поступове його зменшення до  $U_a = 2,65 \text{ В}$  кінці.

Ділянка  $c$  компенсує дію сили пружини 10 на динаміку руху каретки. Чим більше стиснення пружини 10 буде відбуватися, тим більшу протидію вона буде створювати для руху каретки. Тому, на даній ділянці,  $U_a$  необхідно збільшувати від  $2,65 \text{ В}$  до  $3,15 \text{ В}$ .

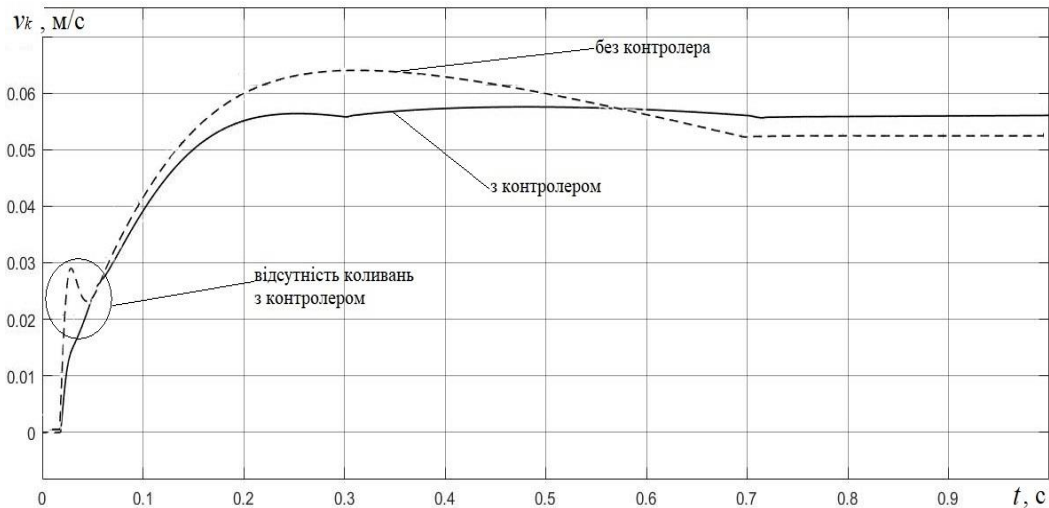


Рисунок 3 – Залежність швидкості від часу переміщення каретки

На рис. 3. показано залежності швидкості від часу переміщення каретки установки для схеми із застосуванням контролера та без нього.

Величина похибки  $\delta$  визначалась як сума модулів різниці швидкостей руху каретки та глиняного бруса від початку різання до кінця руху каретки з кроком  $t_k$ .

$$\delta = \sum_1^n \frac{|v_k - v_b|}{t_k}, \quad (16)$$

де  $t_k = 0.05$  с.,  $v_b = 0.057$  м/с.

В результаті дослідження визначено, що величину  $\delta$  вдалося зменшити з  $1,55 \cdot 10^{-3}$  м для схеми без використання контролера до  $0,71 \cdot 10^{-3}$  м для схеми із застосуванням контролера.

### Висновки

В роботі запропоновано схему установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера та розроблено її математичну модель.

Залежність зміни напруги на виході контролера  $U_a$  із змінними коефіцієнтами підсилення ( $k_a$ ,  $k_b$ ,  $k_c$ ) від часу  $t$  було представлено у вигляді дробово-кускової функції.

Рекомендовано набір коефіцієнтів підсилення, що формують передавальну функцію контролера, при яких  $\delta$  між швидкістю руху каретки і глиняного бруса буде  $0,71 \cdot 10^{-3}$  м. Для ділянки  $a$  напругу на контролері рекомендовано збільшувати від 1 В до 3 В, для ділянки  $b$  – зменшувати від 3 В до 2,65 В, для ділянки  $c$  – збільшувати від 2,65 В до 3,15 В.

У знайденому діапазоні значень зміни напруги на виході контролера  $U_a$ , вдалося забезпечити аперіодичний закон зміни руху каретки.

За рахунок використання керування від контролера, величину похибки  $\delta$  між швидкостями руху каретки та глиняного бруса вдалося зменшити з  $1,55 \cdot 10^{-3}$  м до  $0,71 \cdot 10^{-3}$  м.

### ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРИ

1. R. Amirante, A. Innone, L. Catalano, "Boosted PWM open loop control of hydraulic proportional valves", *Energy Conversion and Management*, vol. 49, iss. 8, pp. 2225-2236, August. 2008. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.02.001>.
2. L. Kozlov, Y. Buriennikov, O. Rusu, V. Pyliavets, V. Kovalchuk, O. Petrov, I. Rusu, "Algorithm of controlling an adaptive hydraulic circuit for mobile machines", *International Journal of Modern Manufacturing Technologies*, vol. XIII, no. 3, pp. 79-86, Desember. 2021. <https://doi.org/10.54684/ijmmt.2021.13.3.79>
3. Л. Козлов, Ю. Буряніков, В. Пилявець, А. Товкач, Д. Проценко, "Визначення динамічних характеристик контролера та підсилювача пропорційного електромагніта", *Матеріали II Міжнародної науково-технічної конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту»*, Вінниця, 13-15 травня 2021 р. – Електрон. текст. дані. – Вінниця, 2021. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2021/paper/viewFile/13385>
4. M. Hamdan, Z. Gao, "A novel PID controller for pneumatic proportional valves with hysteresis", *Conference Record of the 2000 IEEE Industry Applications Conference. Thirty-Fifth IAS Annual Meeting and World Conference on Industrial Applications of Electrical Energy (Cat. No.00CH37129)*, vol. 2, Rome, Italy, 2000, pp. 1198-1201. doi: 10.1109/IAS.2000.881984.
5. L. Baoren, L. Fa, S. Bangkai and D. Haifeng, "Research on cross-coupled synchronization fuzzy control of double valve", 2015 *International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM)*, Harbin, China, 2015, pp. 148-151, doi: 10.1109/FPM.2015.7337102.
6. Y. Liu, Q. Wu, W. Jing and L. Zhu, "Cross-Coupled Synchronized Control for Bi-Cylinder Servo System" *Applied Mechanics and Materials*, vol. 44-47, Trans Tech Publications, Ltd., pp. 1646-1650, Desember. 2010. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.44-47.1646>
7. W. Liu, J. Wei, B. Hu, "Analysis and Optimization of a Hydraulic-Feedback Proportional Throttlecartridge Valve", *Applied Mechanics and Materials*. Trans Tech Publications, Ltd., vol. 481, pp. 162-170, Desember. 2013. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.481.162>
8. J. Renn, C. Tsai, "Development of an unconventional electro-hydraulic proportional valve with fuzzy-logic controller for hydraulic presses", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 26, pp. 10-16, July. 2005. <https://doi.org/10.1007/s00170-003-1973-7>
9. C. Chen, L. Liu, C. Cheng, G. Chiu, "Fuzzy controller design for synchronous motion in a dual-cylinder electro-hydraulic system", *Control Engineering Practice*, vol. 16, pp. 658-673, June. 2008. doi:10.1016/j.conengprac.2007.08.005.
10. A. Rybak, R. Gorbunov, A. Olshevskaya, N. Ugrekhelidze, M. Egyan, "Mathematical Model of a Throttle Flow Divider with an Elastic Regulating Element", *XIV International Scientific Conference "INTERAGROMASH 2021"*, *Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 246, pp. 207-2016, October. 2021. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-81619-3\\_23](https://doi.org/10.1007/978-3-030-81619-3_23)

### REFERENCES

1. R. Amirante, A. Innone, L. Catalano, "Boosted PWM open loop control of hydraulic proportional valves", *Energy Conversion and Management*, vol. 49, iss. 8, pp. 2225-2236, August. 2008. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.02.001>.
2. L. Kozlov, Y. Buriennikov, O. Rusu, V. Pyliavets, V. Kovalchuk, O. Petrov, I. Rusu, "Algorithm of controlling an adaptive hydraulic circuit for mobile machines", *International Journal of Modern Manufacturing Technologies*, vol. XIII, no. 3, pp. 79-86, Desember. 2021. <https://doi.org/10.54684/ijmmt.2021.13.3.79>

3. L. Kozlov, YU. Buryennikov, V. Pylyavets', A. Tovkach, D. Protsenko, "Vyznachennya dynamichnykh kharakterystyk kontrolera ta pidsylyuvacha proporsiyonoho elektromahnit", Materialy II Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi «Perspektyvy rozvytku mashynobuduvannya ta transportu», Vinnytsya, 13-15 travnya 2021 r. – Elektron. tekst. dani. – Vinnytsya, 2021. – Rezhym dostupu: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2021/paper/viewFile/13385>
4. M. Hamdan, Z. Gao, "A novel PID controller for pneumatic proportional valves with hysteresis", Conference Record of the 2000 IEEE Industry Applications Conference. Thirty-Fifth IAS Annual Meeting and World Conference on Industrial Applications of Electrical Energy (Cat. No.00CH37129), vol. 2, Rome, Italy, 2000, pp. 1198-1201. doi: 10.1109/IAS.2000.881984.
5. L. Baoren, L. Fa, S. Bangkai and D. Haifeng, "Research on cross-coupled synchronization fuzzy control of double valve", 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM), Harbin, China, 2015, pp. 148-151, doi: 10.1109/FPM.2015.7337102.
6. Y. Liu, Q. Wu, W. Jing and L. Zhu, "Cross-Coupled Synchronized Control for Bi-Cylinder Servo System" Applied Mechanics and Materials, vol. 44-47, Trans Tech Publications, Ltd., pp. 1646-1650, December. 2010. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.44-47.1646>
7. W. Liu, J. Wei, B. Hu, "Analysis and Optimization of a Hydraulic-Feedback Proportional Throttlecartridge Valve", Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications, Ltd., vol. 481, pp. 162-170, December. 2013. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.481.162>
8. J. Renn, C. Tsai, "Development of an unconventional electro-hydraulic proportional valve with fuzzy-logic controller for hydraulic presses", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 26, pp. 10-16, July. 2005. <https://doi.org/10.1007/s00170-003-1973-7>
9. C. Chen, L. Liu, C. Cheng, G. Chiu, "Fuzzy controller design for synchronous motion in a dual-cylinder electro-hydraulic system", Control Engineering Practice, vol. 16, pp. 658-673, June. 2008. doi:10.1016/j.conengprac.2007.08.005.
11. A. Rybak, R. Gorbunov, A. Olshevskaya, N. Ugrekheldidze, M. Egyan, "Mathematical Model of a Throttle Flow Divider with an Elastic Regulating Element", XIV International Scientific Conference "INTERAGROMASH 2021", Lecture Notes in Networks and Systems, vol 246, pp. 207-2016, October. 2021. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-81619-3\\_23](https://doi.org/10.1007/978-3-030-81619-3_23)

**Перепелиця В'ячеслав Ігорович** – аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: pvi\_92@ukr.net, Вінницький національний технічний університет, Вінниця;

**Козлов Леонід Геннадійович** – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, Вінниця

**V. I. Perepelytsia**  
**L. G. Kozlov**

## CONTROL SYSTEM BASED ON A CONTROLLER FOR CONTROLLING THE SPEED OF THE CARRIAGE OF THE BRICK MOULDING MACHINE

Vinnytsia National Technical University

*Today, when designing hydraulic systems, the use of controllers has increased significantly. One of the main reasons for this growth is the need for precision management. To ensure the required movement speed, it is necessary to ensure a proportional flow of liquid to the hydraulic drive. An urgent task in the design of such systems is the choice of the algorithm of the controller to increase the accuracy of the hydraulic drive. The article analyzes studies devoted to the problem of using controllers for the control system of the movement of the carriage of the unit for forming brick blanks. The scheme of the installation for forming brick blanks with control from the controller was developed and the principle of its operation was described. A mathematical model of the movement dynamics of the installation carriage with control from the controller was made. The mathematical model is represented by a system of nonlinear differential equations solved by the Rosenbrock method. The dependence of the voltage change at the output of the controller on time during the movement of the installation carriage was presented in the form of a fractional-piecewise function and was divided into three sections. A simulation study of the movement dynamics of the installation carriage was carried out in the MATLAB-Simulink environment. As a result, the influence of each of the areas on the change in the speed of the carriage due to the change in the voltage at the output of the controller is determined. The recommended ranges of changes in voltage values at the output of the controller in which the error of the movement speed of the carriage and the clay bar will be equal to  $0.71 \cdot 10^{-3}$  m. The dependence of the speed on the movement time of the carriage for the installation scheme with the use of the controller and without it was obtained. The range of values of the voltage change at the output of the controller  $U_a$ , which ensures the aperiodic law of change of carriage movement, was found. The magnitude of the error between the movement speeds of the installation carriage and the clay bar for the installation scheme with and without the use of the controller was compared.*

**Keywords:** hydraulic drive, controller, mathematical model, adjustable throttle, speed error, brick moulding machine.

**Perepelitsya Vyacheslav I.** – PHD student of the Chair of Machine-building technology and Automation, e-mail: pvi\_92@ukr.net; Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia;

**Kozlov Leonid G.** – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Chair of Machine-building technology and Automation, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia.