

В. О. Діденко<sup>1</sup>  
 О. Ф. Бондаренко<sup>1</sup>  
 О. М. Полєно<sup>2</sup>

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ХИТАННЯ КРИСТАЛІЗАТОРА МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОГО ЛИТТЯ ЗАГОТОВОК

<sup>1</sup> Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»;

<sup>2</sup> Донбаський державний технічний університет, Лисичанськ

*Розроблено математичну модель електрогідравлічного приводу механізму хитання кристалізатора МБЛЗ як об'єкта керування, що враховує його нелінійну структуру. Проведено наближену заміну нелінійної моделі приводу лінійною структурою. Виконано моделювання систем автоматичного керування такими об'єктами при відтворенні заданої траєкторії руху механізмом хитання кристалізатора машини безперервного лиття заготовок.*

**Ключові слова:** безперервне лиття, кристалізатор, електрогідравлічний привод, режими хитання, час випередження, точність позиціонування.

### Вступ

Точне встановлення технологічної осі машини безперервного лиття заготовок (МБЛЗ) і її відтворення в процесі розливання сталі має великий вплив на якість безперервно литих зливків [1]. Результати досліджень свідчать, що застосування механізмів хитання кристалізатора МБЛЗ з електрогідравлічним приводом (ЕГСП) відкриває ширші можливості керування параметрами процесу в порівнянні із застосуванням електромеханічного приводу і, відповідно, дозволяє забезпечувати вищу якість кінцевої продукції [2]. У зв'язку з цим заслуговують на увагу питання дослідження електрогідравлічного приводу як об'єкта керування та його математичне моделювання з урахуванням його нелінійних властивостей.

*Метою роботи* є розробка математичної моделі електрогідравлічного приводу механізму хитання кристалізатора МБЛЗ, яка на відміну від моделі, запропонованої в [3] враховувала б його нелінійні властивості як об'єкта керування: залежність коефіцієнтів диференціального рівняння від вихідної величини та нелінійний характер витратно-перепадної характеристики гідророзподільника.

На рис. 1 показана функціональна схема системи керування механізмом хитання слябової МБЛЗ [4], в якій ЕГСП є об'єктом керування. Блок 1 це сервопривід, який керує положенням заслінки гідророзподільника типу 4/3 електрогідроприводу 2. У свою чергу сервопривід керується електричним сигналом напруги  $U_y$ , що надходить з регулятора 3 промислового контролера після цифро-аналогового перетворення. Сигнал зворотного зв'язку за вертикальним положенням кристалізатора ( $y_m$ ) після перетворення в електричний сигнал надходить на аналого-цифровий перетворювач промислового контролера.

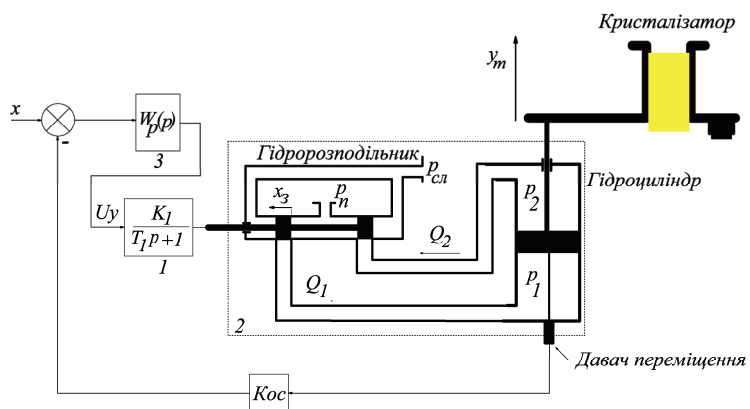


Рис. 1 Функціональна схема системи керування механізмом хитання слябової МБЛЗ

Формування сигналу задання  $x$ , його порівняння з сигналом зворотного зв'язку за положенням, визначення величини керуючого впливу  $U_y$  регулятором 3 — все це відбувається завдяки алгоритму роботи, який закладено в промисловий контролер.

### Математична модель електрогідравлічного приводу механізму хитання кристалізатора МБЛЗ

Для побудови математичної моделі структури електрогідроприводу зроблено припущення щодо відсутності впливу на сервопривод заслінки гідророзподільника як навантаження. Воно пояснюється тим, що сили гідродинамічного опору через конусності поясків гідророзподільника є малими [5]. Також вважалось, що гідроциліндр закріплений жорстко, відсутні втрати робочої рідини, зв'язок штока гідроциліндра з навантаженням є жорстким, об'єми трубопроводів значно менші у порівнянні з робочими, тобто відстань між гідроциліндром і золотником мала.

Для отримання повної інформації щодо об'єкта керування необхідно описати його структуру динамічними ланками з використанням методики, запропонованої в [5]. На рис. 1 кристалізатор як навантаження штока гідроциліндра є інерційною масою  $m_n$ . Рівняння динаміки руху інерційної маси  $m_n$ :

$$m_n \frac{d^2 y_m}{dt^2} = p_n S_n - m_n g - k_c \frac{dy_m}{dt}, \quad (1)$$

де  $p_n = p_1 - p_2$  — номінальний тиск, що рухає поршень гідроциліндра, який дорівнює різниці тисків в напірній та зливній магістралях;  $S_n$  — площа поршня гідроциліндра;  $m_n$  — маса навантаження що приводиться в рух;  $k_c$  — коефіцієнт опору руху.

Зі зміщенням золотника вліво від нейтрального положення через вікно у втулці в нижню порожнину гідроциліндра надходить рідина з масовою витратою, яку без урахування втрати рідини з порожнин можна представити у вигляді [5]

$$Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{B_1} \left( 1 + \frac{V_{1mp}}{V_1} \right) \frac{dp_1}{dt}, \quad (2)$$

де  $Q_1$  — об'ємна витрата рідини, що вливається в нижню порожнину гідроциліндра;  $V_1$  — об'єм рідини, що знаходиться в нижній порожнині гідроциліндра;  $V_{1mp}$  — об'єм рідини в трубопроводі, який з'єднує золотниковий розподільник з нижньою порожниною гідроциліндра;  $B_1$  — модуль об'ємної пружності рідини в нижній порожнині гідроциліндра.

Автор роботи [5] вважає, що шток гідроциліндра переміщається на малі відстані відносно середнього положення. Однак на практиці, згідно з технологічними умовами безперервного лиття на ПАТ «АМК» (м. Алчевськ) переміщення штока складають від 3 до 10 мм (хід від 6 до 20 мм, за максимально можливого ходу — 25 мм), що не дозволяє використовувати встановлені раніше допущення щодо постійності об'ємів нижньої та верхньої порожнин гідроциліндра.

Таким чином, рівняння витрат для нижньої та верхньої порожнин гідроциліндра з урахуванням зміни об'ємів  $V_1$  та  $V_2$  набудуть вигляду:

$$Q_1 = S_n \frac{dy_m}{dt} + \frac{S_n y_m}{B_1} \left( 1 + \frac{V_{1mp}}{S_n y_m} \right) \frac{dp_1}{dt}; \quad (3)$$

$$Q_2 = -S_n \frac{dy_m}{dt} + \frac{S_n (h - y_m)}{B_2} \left( 1 + \frac{V_{2mp}}{S_n (h - y_m)} \right) \frac{dp_2}{dt}, \quad (4)$$

де  $h$  — максимальний хід гідроциліндра;  $Q_2$  — об'ємна витрата рідини, що вливається в верхню порожнину гідроциліндра;  $V_2$  — об'єм рідини, що знаходиться у верхній порожнині гідроциліндра;  $V_{2mp}$  — об'єм рідини в трубопроводі, який з'єднує золотниковий розподільник з верхньою порожниною гідроциліндра;  $B_2$  — модуль об'ємної пружності рідини у верхній порожнині гідроциліндра.

В зв'язку з однаковою довжиною трубопроводів верхньої та нижньої порожнини і однакою робочою рідиною в них, згідно з [5] можна вважати, що  $V_{1mp} = V_{2mp} = V_{mp}$ ,  $B_1 = B_2 = B$ . За відсутністю витікань випливає, що  $|Q_1| = |Q_2| = Q$ .

Зважаючи на малість об'ємів рідини в трубопроводах в порівнянні з робочими об'ємами, ними можна знехтувати, спростивши вирази (3) і (4):

$$Q_1 = S_n \frac{dy_m}{dt} + \frac{S_n y_m}{B} \frac{dp_1}{dt}; \quad (5)$$

$$Q_2 = -S_n \frac{dy_m}{dt} + \frac{S_n (h - y_m)}{B} \frac{dp_2}{dt}. \quad (6)$$

З урахуванням умови відсутності витікань, після підсумовування виразів (5) і (6), а також після спрощення з урахуванням номінального тиску отримуємо:

$$\frac{dp_1}{dt} = \left(1 - \frac{y_m}{h}\right) \frac{dp_H}{dt}. \quad (7)$$

З урахуванням виразу (7) рівняння витрат (5) можна отримати у вигляді:

$$Q_1 = S_n \frac{dy_m}{dt} + \frac{S_n y_m}{B} \left(1 - \frac{y_m}{h}\right) \frac{dp_H}{dt}. \quad (8)$$

Величину номінального тиску отримуємо з виразу (1):

$$p_H = \frac{m_H}{S_n} \frac{d^2 y_m}{dt^2} + \frac{m_H}{S_n} g + \frac{k_c}{S_n} \frac{dy_m}{dt}. \quad (9)$$

Диференціюємо вираз (9) за часом:

$$\frac{dp_H}{dt} = \frac{m_H}{S_n} \frac{d^3 y_m}{dt^3} + \frac{k_c}{S_n} \frac{d^2 y_m}{dt^2}. \quad (10)$$

З урахуванням виразу (10) записуємо рівняння витрат (8):

$$Q_1 = S_n \frac{dy_m}{dt} + \frac{S_n y_m}{B} \left(1 - \frac{y_m}{h}\right) \left( \frac{m_H}{S_n} \frac{d^3 y_m}{dt^3} + \frac{k_c}{S_n} \frac{d^2 y_m}{dt^2} \right). \quad (11)$$

Виконуємо перетворення виразу (11) та отримуємо нелінійне диференціальне рівняння витрат:

$$Q_1 = a_3(y_m) \frac{d^3 y_m}{dt^3} + a_2(y_m) \frac{d^2 y_m}{dt^2} + a_1 \frac{dy_m}{dt}. \quad (12)$$

У виразі (12) коефіцієнти перед похідними вихідної координати за часом мають вигляд

$$a_3(y_m) = \frac{m_H}{B} y_m \left(1 - \frac{y_m}{h}\right); \quad (13)$$

$$a_2(y_m) = \frac{k_c}{B} y_m \left(1 - \frac{y_m}{h}\right); \quad (14)$$

$$a_1 = S_n. \quad (15)$$

де  $S_n$  — площа поршня гідроциліндра;  $m_H$  — маса навантаження що приводиться в рух;  $k_c$  — коефіцієнт опору руху;  $B$  — модуль об'ємної пружності робочої рідини в гідросистемі;  $h$  — максимальний хід гідроциліндра.

Витрата робочої рідини, що стоїть в лівій частині рівняння (12) є нелінійною функцією, залежною від перепаду тиску на золотнику і положення його заслінки. Аналіз технічної документації виробників гідророзподільників, в тому числі і документації фірми Моог [6], показав, що з урахуванням величин тисків у напірній  $p_n$  та зливній  $p_{сл}$  магістралях і напряму відкриття заслінки, її визначають таким чином:

$$Q_1(x_3, p_H) = Q_N x_3 \sqrt{\frac{p_n - p_{сл} - p_H \text{sign}(x_3)}{2\Delta p_N}}, \quad (16)$$

де  $x_3$  — відносне переміщення золотника гідророзподільника щодо його максимального значення;  $Q_N$  — номінальний розхід робочої рідини при максимальному відкритті золотника гідророзподільника;  $\Delta p_N$  — номінальний перепад тиску на золотнику гідророзподільника.

### Моделювання роботи ЕГСП механізму хитання кристалізатора МБЛЗ

Використовуючи співвідношення (9), (12), (16), створюємо функціональну модель електрогідроприводу з золотниковим гідророзподільником. Параметри ЕГСП такі: діаметр поршня гідроциліндра 125 мм;  $h = 25$  мм;  $p_n = 350$  Бар;  $p_{сл} = 50$  Бар;  $\Delta p_N = 35$  Бар;  $Q_N = 80$  л/хв;  $m_H = 5000$  кг;

$k_c = 7,1 \times 10^6 \text{ Н} \times \text{с} / \text{м}$ . На рис. 2 модель ЕГСП виокремлено в блок 2. Вхідна координата — відносне переміщення золотника  $x_3$  щодо максимального. Ця величина набуває значення в межах від  $-1$  до  $+1$  [6]. Вихідна координата  $y_m$  — вертикальне положення кристалізатора.

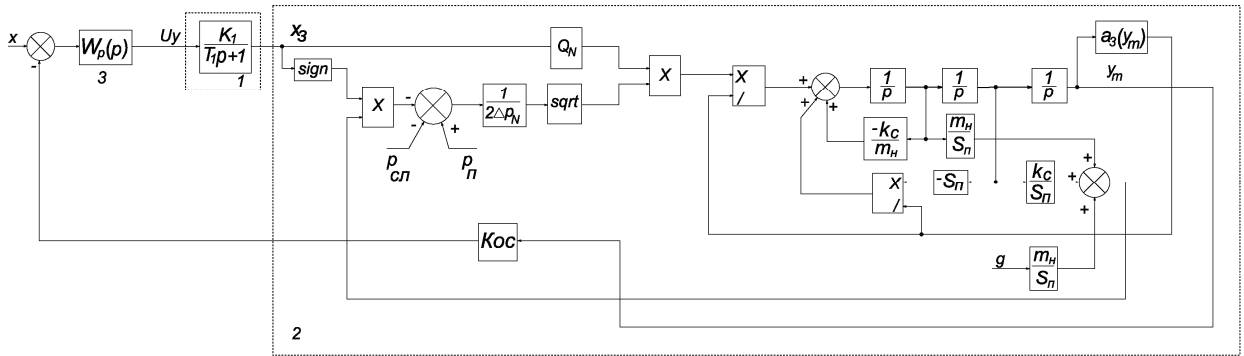


Рис. 2. Структура САК ЕГСП механізму хитання

На основі аналізу технічної документації на гідророзподільники, сервопривод представляється аперіодичною ланкою першого порядку з постійною часу  $T_1 = 0,01 \text{ с}$ , коефіцієнтом передачі  $K_1 = 0,1$ . На рис. 2 модель сервоприводу виокремлено в блок 1. Блоки 1 і 2 є об'єктом керування. Функцію стабілізації положення штока гідроциліндра виконує регулятор 3 на основі негативного зворотного зв'язку за положенням. Замкнена структура на рис. 2 представляє систему автоматичного керування (САК) електрогідроприводом механізму хитання кристалізатора МБЛЗ. Під час її побудови не враховувались процеси дискретизації сигналів за часом, оскільки період дискретизації набагато менший за найменшої постійної часу в об'єкті керування.

Засобами Simulink була виконана лінеаризація блоку 2 послідовно з'єднаними інтегрувальною ланкою та ланкою другого порядку. Це дозволило представити об'єкт керування як лінійну систему і попередньо вибрати коефіцієнт підсилення П-регулятора 3 за умови забезпечення стійкості замкнутого контуру стабілізації переміщення. Також можливе застосування методів оптимізації налаштувань ПД регуляторів, але, зважаючи на наявність в об'єкті змінних параметрів, потрібно проводити додаткове дослідження, яке дозволить врахувати ці особливості об'єкта під час налаштування регулятора.

В результаті моделювання роботи системи отримано сімейство залежностей перехідних характеристик нелінійної системи (рис. 3а) та криву переміщення (рис. 3б) при відтворенні закону хитання з роботи [7].

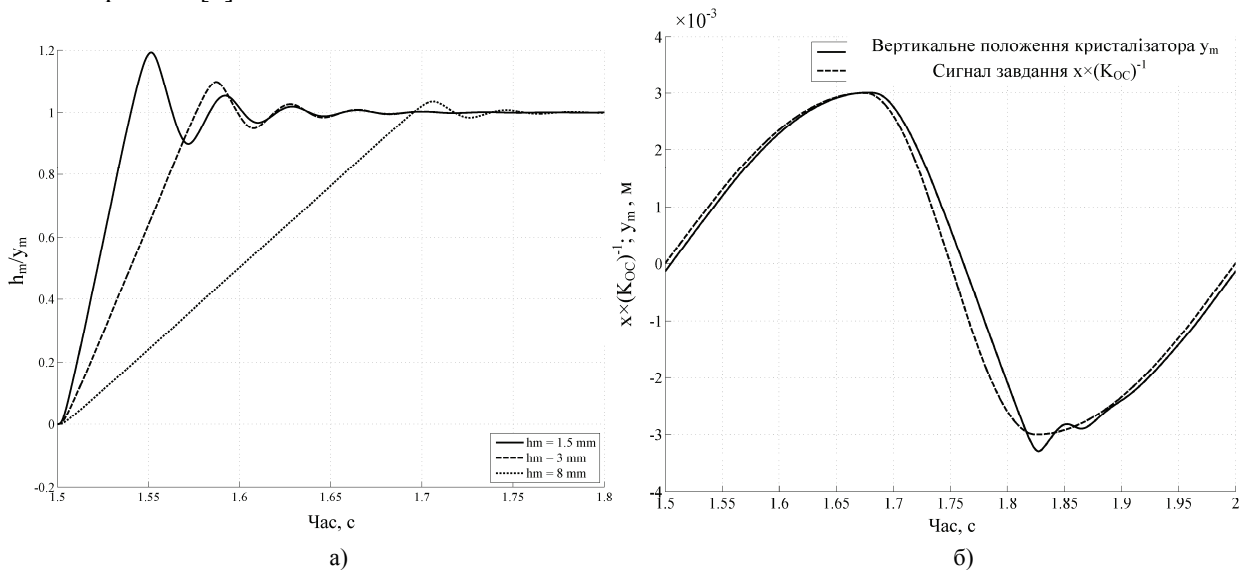


Рис. 3. Результати моделювання роботи електрогідралічного приводу механізму хитання кристалізатора МБЛЗ

Вхідний сигнал  $x$  отримано шляхом масштабування (множення на коефіцієнт  $K_{oc}$ , що враховує механіко-електричне та аналого-цифрове перетворення) необхідного закону вертикального руху кристалізатора. Необхідно зауважити, що для зручності порівняння на рис. 3б сигнал вертикально-

го положення кристалізатора  $y_m$  та вхідний сигнал  $x$  представлені в однакових одиницях. Перехідні характеристики визначені за різних амплітуд ступінчастого сигналу: 1,5 мм — суцільна, 3 мм — штрихова, 8 мм — пунктирна. Характеристики представлені у відносних одиницях у відношенні до амплітуди сигналу необхідного закону руху. З аналізу цих характеристик випливає, що об'єкт керування являє собою систему зі змінними параметрами, які залежать від амплітуди вихідного сигналу. Це пояснюється залежністю величин (13) і (14) від вихідного сигналу. Тому синтез регуляторів в таких системах потрібно проводити з урахуванням цих особливостей об'єкта керування.

### Висновки

Розроблено математичну модель електрогидравлічного приводу механізму хитання кристалізатора МБЛЗ, яка враховує як статичні так і динамічні нелінійності в структурі об'єкта керування і дозволяє виконувати оцінку точності відтворення заданого технологічного режиму хитання кристалізатора. В подальшому перспективним вбачається розробка керування процесом хитання за критерієм мінімуму інтегрального показника якості з урахуванням в моделі нелінійних властивостей сервоприводу і за умови забезпечення працездатності системи в широкому діапазоні зміни параметрів технологічного режиму хитання кристалізатора МБЛЗ.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Усовершенствование технологии и оборудования машин непрерывного литья заготовок / [М. Бровман, И. Марченко, Ю. Кан, В. Иванов]. — К. : Техника, 1976. — 165 с.
2. Особенности механизмов качания кристаллизатора с гидравлическим приводом / [А. Н. Смирнов, О. В. Антыкуз, А. Ю. Цупрун и др.] // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : темат. зб. наук. пр. — Краматорськ. : 2010. — № 1 (18). — С. 290—294.
3. Kim D. H. An Improved Linearized Model for Electrohydraulic Servovalves and its Usage for Robust Performance Control System Design / D. H. Kim, T. Tsao. // American Control Conference, 1997. Proceedings of the 1997. — 1997. — № 6. — С. 3807—3808.
4. Системы управления процессами и механизмами машин непрерывного литья заготовок / [А. Ю. Цупрун, А. Г. Редько, А. В. Колоколов и др.] // Украинская Ассоциация Сталеплавильщиков. — Режим доступу : <http://uas.su/conferences/2010/50let/32/00032.php>.
5. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. Н. Попов. — М. : Машиностроение, 1977. — 424 с.
6. Direct drive servovalves D633/D634: [Електронний ресурс]. — Режим доступу : [http://www.moog.com/literature/ICD/Moog-Valves-D633\\_D634-Catalog-en.pdf](http://www.moog.com/literature/ICD/Moog-Valves-D633_D634-Catalog-en.pdf).
7. Бондаренко О. Ф. Математична модель обробки даних в системі моніторингу параметрів хитання кристалізатора машини безперервного лиття заготовок / О. Ф. Бондаренко, О. М. Полено, В. О. Діденко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». — 2013. — № 18. — С. 70—76.

Рекомендована кафедрою технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 4.03.2015

**Діденко Віктор Олександрович** — аспірант кафедри промислової електроніки, e-mail: [didenko.viktor@gmail.com](mailto:didenko.viktor@gmail.com);

**Бондаренко Олександр Федорович** — канд. техн. наук, доцент, докторант кафедри промислової електроніки, e-mail: [bondarenkoaf@gmail.com](mailto:bondarenkoaf@gmail.com);

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», Київ;

**Полено Олександр Миколайович** — аспірант кафедри електронних систем, e-mail: [polyenoom@gmail.com](mailto:polyenoom@gmail.com);

Донбаський державний технічний університет, Лисичанськ

**V. O. Didenko<sup>1</sup>**  
**O. F. Bondarenko<sup>1</sup>**  
**O. M. Polieno<sup>2</sup>**

## Mathematical modeling of hydraulic drive of mold oscillation mechanism of continuous casting machine

<sup>1</sup>National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute»;

<sup>2</sup> Donbas State Technical University, Lysychansk

*There has been considered a mathematical model of the hydraulic drive of mold oscillation mechanism of continuous casting machine as an object of control, taking into account its nonlinear structure. There has been conducted its replacement with approximated linear structure. There has been carried out the modeling of automatic control systems with such objects during forming movement pattern of mold oscillation mechanism of continuous casting machine.*

**Keywords:** continuous casting, casting mold, hydraulic drive, oscillation modes, advance time, positioning precision.

**Didenko Viktor O.** — Post-Graduate Student of the Chair of Industrial Electronics, e-mail: didenko.viktor@gmail.com;

**Bondarenko Oleksandr F.** — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Post-Doctoral Student of the Chair of Industrial Electronics, e-mail: bondarenkoaf@gmail.com;

**Polieno Oleksandr M.** — Post-Graduate Student of the Chair of Electronic systems, e-mail: polyenoom@gmail.com

**В. А. Диденко<sup>1</sup>**  
**А. Ф. Бондаренко<sup>1</sup>**  
**А. Н. Полено<sup>2</sup>**

## **Математическое моделирование электрогидравлического привода механизма качания кристаллизатора машины непрерывного литья заготовок**

<sup>1</sup>Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»;

<sup>2</sup>Донбасский государственный технический университет, Лисичанск

*Разработана математическая модель гидропривода механизма качания кристаллизатора МНЛЗ как объекта управления, учитывающая его нелинейную структуру. Проведена его приближенная замена линейной структурой. Выполнено моделирование систем автоматического управления такими объектами при воспроизведении заданной траектории движения механизмом качания кристаллизатора МНЛЗ.*

**Ключевые слова:** непрерывное литье, кристаллизатор, гидравлический привод, режимы качания, время опережения, точность позиционирования.

**Диденко Виктор Александрович** — аспирант кафедры промышленной электроники, e-mail: didenko.viktor@gmail.com;

**Бондаренко Александр Федорович** — канд. техн. наук, доцент, докторант кафедры промышленной электроники, e-mail: bondarenkoaf@gmail.com;

**Полено Александр Николаевич** — аспирант кафедры электронных систем, e-mail: polyenoom@gmail.com