

УДК: 621.87

**ІДЕНТИФІКАЦІЯ СИСТЕМИ І СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА
РУХУ СИСТЕМИ “КРАН-ВАНТАЖ”****Ю. О. РОМАСЕВИЧ**, доктор технічних наук, професор**В. С. ЛОВЕЙКІН**, доктор технічних наук, завідувач**В. В. МАКАРЕЦЬ**, аспірант**О. І. ЩЕРБАК**, студент

E-mail: romasevichyuriy@ukr.net, walera10100@gmail.com

<https://doi.org/10.31548/dopovidi2022.01.018>

Анотація. У роботі представлено підхід, який дає змогу синтезувати оптимальний регулятор руху динамічної системи. Він полягає в ідентифікації фізичної моделі динамічної системи. Це дало змогу поставити задачу синтезу регулятора. Для реалізації даного підходу не потрібна математична модель у вигляді системи диференціальних рівнянь, що спрощує розрахунки. Але для реалізації переваги цього методу необхідно на етапі ідентифікації системи виконувати оцінку її якості. Ці розрахунки показують обґрунтованість розробленого підходу. Синтез оптимального регулятора було проведено шляхом зведення вихідної задачі до задачі безумовної оптимізаційної функції зі складною топологією. Для цього було використано модифікований метод рою часточок.

Ключові слова: синтез регулятора, керування, ідентифікація, оптимізація, динамічна система

Актуальність. Роль вантажопідйомних кранів у сучасних виробничих процесах важко переоцінити. Тому для того, щоб підвищити кількісні і якісні показники виробництва необхідно забезпечити високу продуктивність роботи вантажопідйомних машин. Один із сучасних підходів до цієї проблеми полягає у використанні частотно-керованих приводів механізмів крана. Це дозволяє знизити рівень динамічних навантажень у металоконструкції крана та елементах приводів, забезпечити високу

енергоефективність роботи механізмів та збільшити їхню керованість.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Сучасний стан конструювання вантажопідйомної техніки включає застосування частотно-керованих приводів, у тому числі для механізму переміщення крана або/та кранового візка. Науково-прикладні задачі, які виникають у цьому напрямку, досліджувались багатьма вченими (Р. П. Герасимяк, В. А. Лещев [1], О. В. Григоров, В. В. Стрижак [2], К. С. Логвиненко [3], Kostic, B. Jeftenic [4], R. Javier [5]).

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Макарець В. В., Щербак О. І.

Наприклад, у роботі [1] автори розглядали єдину електромеханічну систему „частотно-керований привод – кран – вантаж”. Це дало їм змогу отримати закони керування для різних кранових механізмів за яких маятникові коливання вантажу усуваються. У роботі [2] автори досліджували вплив опційних налаштувань частотних перетворювачів на динамічні, енергетичні та кінематичні показники руху кранових механізмів під час їх розгону та гальмування. У цілому такі дослідження дали змогу напрацювати ряд цінних для практики рекомендацій. Застосування частотно-керованого приводу для механізму підйому вантажу досліджено у роботі [3]. Тут було показано, що раціональна форма механічної характеристики приводного двигуна дозволяє значно знизити коливні процеси під час підйому вантажу з підхватом.

У роботі [4] досліджено сумісну роботу декількох частотних перетворювачів для кранових

механізмів та наведено раціональні закони керування їхнім рухом. Переваги застосування частотного приводу перед приводом постійного струму наведено у роботі [5].

Мета. Метою є ідентифікація динамічної системи та синтез оптимальної системи керування динамічної системи „кран-вантаж”, яка приводиться в рух від частотно-керованого приводу.

Методи. Першим етапом дослідження є опис лабораторної установки та основного обладнання для проведення експерименту. Для проведення експериментальних досліджень було використано лабораторну установку, яка включає електроталь, що рухалась по металевій балці двотаврового перерізу. Довжина балки складає 5,57 м. Привод візка (електроталі) включає двигун змінного струму потужністю 80 Вт. Радіус колеса візка 0,042 м. Номінальна швидкість руху візка рівна 0,33 м/с. Зовнішній вигляд установки наведено на рис. 1.



Рис. 1. Лабораторна установка для проведення експериментальних досліджень

Керування приводом візка здійснювалось за допомогою перетворювача частоти Mitsubishi Electric FR-E740-060 по аналоговому каналу. Для цього використано вхід 2 перетворювача. Технічні характеристики перетворювача частоти наведені в табл 1.

1. Технічні характеристики перетворювача частоти Mitsubishi Electric FR-E740-060 [6]

Параметр	Значення
Діапазон напруг живлення, В	380-480
Частота напруги живлення, Гц	50/60
Діапазон вихідних частот, Гц	0,2-400
Вихідна потужність, кВА	4,6
Номінальна потужність двигуна, кВт	2,2
Номінальний вихідний струм перетворювача, А	6
Характеристика розгону/гальмування	S-подібна, лінійна

Частотний перетворювач живиться від мережі 380 В. У свою чергу, привід візка підключений до частотного перетворювача. Привід механізму підйому вантажу живиться від мережі 380 В та керується з пульта розміщеного в шафі частотного перетворювача. Маса вантажу

регулюється додаванням на гак тарованих вантажів (13 та 14 кг).

Для ідентифікації моделі динамічної системи було використано регресійний аналіз. Для цього з експериментальних даних було сформовано два масива даних наступного формату:

$$\begin{cases} A_1 \dot{\alpha}_i + A_2 \alpha_i + A_3 \dot{x}_i + A_4 f_i = \dot{\alpha}_{i+1}, \\ B_1 \alpha_i + B_2 \dot{x}_i + B_3 f_i = \dot{x}_{i+1}, \end{cases} \quad (1)$$

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Макарець В. В., Щербак О. І.

де i – порядковий номер i -того фрейма даних, $i \in (1, I_{train})$ (довжина даних для розрахунку коефіцієнтів регресійної залежності $I_{train}=186$); $\dot{x}$ – швидкість (м/с) візка; α та $\dot{\alpha}$ – кут (град) відхилення канату з вантажем від вертикалі та швидкість зміни цього кута (град/с); f – частота напруги живлення приводу візка, Гц; $A_1, \dots, A_4$ та

$B_1, \dots, B_3$ – коефіцієнти регресійних залежностей, які визначаються за методом найменших квадратів по всім даним I_{train} .

Отримавши регресійні вирази (1) можна виконати розрахунок лінійного положення візка та кутового положення відхилення канату від вертикалі. Для цього використані наступні вирази:

$$\begin{cases} \alpha_{i+1} = \alpha_i + \dot{\alpha}_i \Delta t; \\ x_{i+1} = x_i + \dot{x}_i \Delta t, \end{cases} \quad (2)$$

де Δt – часовий інтервал між окремими вимірюваннями ($\Delta t=0,1$ с).

Таким чином, вирази (1) та (2) дають змогу прогнозувати динаміку руху візка із вантажем на гнучкому підвісі без залучення у розгляд диференціальних рівнянь. Це є перевагою такого підходу. Однак, для того, щоб довести його адекватність необхідно виконати валідацію виразів (1) та (2) на іншій (тестовій) вибірці даних. Така вибірка була отримана при зміні напрямку руху візка.

Щоб підтвердити високу якість ідентифікації динамічної системи використаємо графічні залежності (рис. 1) та числові оцінки збіжності прогнозованих за допомогою виразів (1) та (2) даних і даних, що включені у тестові вибірку. Чорні точки представляють дані тестування, а сірі – відображають абсолютну похибку прогнозу (відхилення передбачуваного значення від тестового позначається як Δ).

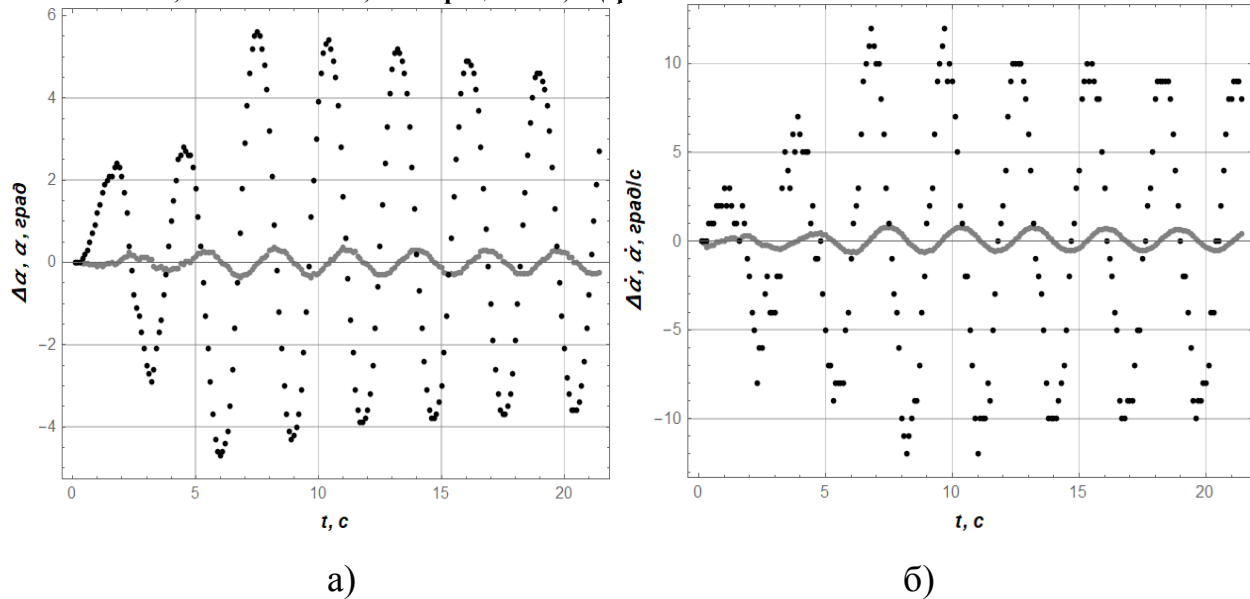


Рис. 2 Графіки тестових даних та похибки прогнозу, що отримані за допомогою виразів (1), (2): а) α ; б) $\dot{\alpha}$;

Числовими значеннями, які допомагають оцінити якість прогнозу,

є відповідні коефіцієнти варіації. Вони обчислюються за формулами:

$$E_{\alpha} = \sqrt{I_{test}^{-1} \sum_i^{I_{test}} (\alpha_i^{test} - \alpha_i^{pred})^2} I_{test} \left(\sum_i^{I_{test}} \alpha_i^{test} \right)^{-1} 100; \quad (3)$$

$$E_{\dot{\alpha}} = \sqrt{I_{test}^{-1} \sum_i^{I_{test}} (\dot{\alpha}_i^{test} - \dot{\alpha}_i^{pred})^2} I_{test} \left(\sum_i^{I_{test}} \dot{\alpha}_i^{test} \right)^{-1} 100; \quad (4)$$

$$E_x = \sqrt{I_{test}^{-1} \sum_i^{I_{test}} (x_{1,i}^{test} - x_{1,i}^{pred})^2} I_{test} \left(\sum_i^{I_{test}} x_{1,i}^{test} \right)^{-1} 100; \quad (5)$$

$$E_{\dot{x}} = \sqrt{I_{test}^{-1} \sum_i^{I_{test}} (\dot{x}_{1,i}^{test} - \dot{x}_{1,i}^{pred})^2} I_{test} \left(\sum_i^{I_{test}} \dot{x}_{1,i}^{test} \right)^{-1} 100. \quad (6)$$

Верхній індекс *pred* означає, що ці дані отримані за допомогою виразів (1) та (2). Розрахунки дають наступні величини: $E_{\alpha}=7,05\%$, $E_{\dot{\alpha}}=8,81\%$, $E_x=3,65\%$, $E_{\dot{x}}=6,66\%$.

Для того, щоб усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі при русі

крана необхідно задати форму регулятора, який формує сигнал за яким, у свою чергу, буде змінюватись частота і напруга живлення двигуна візка. Така форма регулятора повинна включати всі фазові координати руху

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Макарець В. В., Щербак О. І.
системи. Тому її представимо у
наступному вигляді:

$$f_{i+1} = \begin{cases} 0, \text{ якщо } K_1\alpha_i + K_2\dot{\alpha}_i + K_3(x_T - x_i) + K_4\dot{x}_i \leq 0; \\ K_1\alpha_i + K_2\dot{\alpha}_i + K_3(x_T - x_i) + K_4\dot{x}_i, \\ \text{якщо } 0 \leq K_1\alpha_i + K_2\dot{\alpha}_i + K_3(x_T - x_i) + K_4\dot{x}_i \leq 50; \\ 50, \text{ якщо } K_1\alpha_i + K_2\dot{\alpha}_i + K_3(x_T - x_i) + K_4\dot{x}_i \geq 0, \end{cases} \quad (7)$$

де K_1, K_2, K_3, K_4 – невідомі коефіцієнти, які необхідно визначити; x_T – відстань, на яку переміщується візок у кінці руху. Пошук коефіцієнтів регулятора

виконано за умови, що вони забезпечують мінімум наступного критерію:

$$Cr = S_f + 10^8 \cdot \begin{cases} \frac{\left| \frac{\alpha_T}{\Delta t} \right|}{\max(\alpha_i)} + \frac{\left| \frac{\dot{\alpha}_T}{\Delta t} \right|}{\max(\dot{\alpha}_i)} + \frac{\left| \frac{x_T - x_T}{\Delta t} \right|}{\max(x_T - x_T)} + \frac{\left| \frac{\dot{x}_T}{\Delta t} \right|}{\max(\dot{x}_i)}, \text{ якщо } \frac{\left| \frac{\alpha_T}{\Delta t} \right|}{\max(\alpha_i)} \geq 0,01 \text{ АБО} \\ \frac{\left| \frac{\dot{\alpha}_T}{\Delta t} \right|}{\max(\dot{\alpha}_i)} \geq 0,01 \text{ АБО } \frac{\left| \frac{x_T - x_T}{\Delta t} \right|}{\max(x_T - x_T)} \geq 0,01 \text{ АБО } \frac{\left| \frac{\dot{x}_T}{\Delta t} \right|}{\max(\dot{x}_i)} \geq 0,01; \\ 0, \text{ якщо } \frac{\left| \frac{\alpha_T}{\Delta t} \right|}{\max(\alpha_i)} < 0,01 \text{ І } \frac{\left| \frac{\dot{\alpha}_T}{\Delta t} \right|}{\max(\dot{\alpha}_i)} < 0,01 \text{ І } \frac{\left| \frac{x_T - x_T}{\Delta t} \right|}{\max(x_T - x_T)} \geq 0,01 \text{ І } \frac{\left| \frac{\dot{x}_T}{\Delta t} \right|}{\max(\dot{x}_i)} \geq 0,01, \end{cases} \quad (8)$$

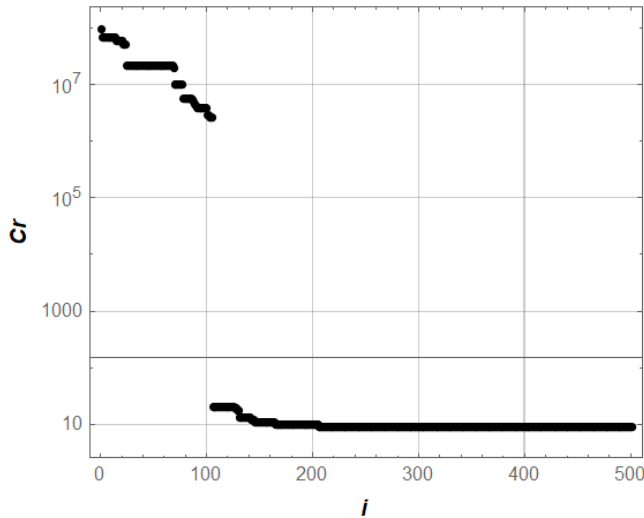
де T – тривалість регулювання; S_f – кількість перевищень вихідною частотою перетворювача частоти швидкості зміни частоти 2 Гц/с (цей показник введений для того, щоб забезпечити плавність наростання та спадання частоти). Всі доданки у виразі (8) є безрозмірними величинами, а сама величина (8) залежить виключно від коефіцієнтів K_1, K_2, K_3, K_4 , які формують стратегію керування рухом динамічної системи, та від тривалості регулювання T .

Пошук величин K_1, K_2, K_3, K_4 та T проведений на основі моделювання руху візка із вантажем, який проведено із використанням регресійних моделей (1) та (2). Для пошуку мінімуму критерію Cr використано модифікований метод рою часточок. У результаті отримано: $K_1=-35,5863$, $K_2=-4,8747$, $K_3=123,6963$, $K_4=108,5396$, $T=9,86$ – для першого випадку; $K_1=23,4245$, $K_2=1,8643$, $K_3=192,9940$, $K_4=-151,7931$, $T=7$ – для другого випадку. Графіки збіжності критеріїв

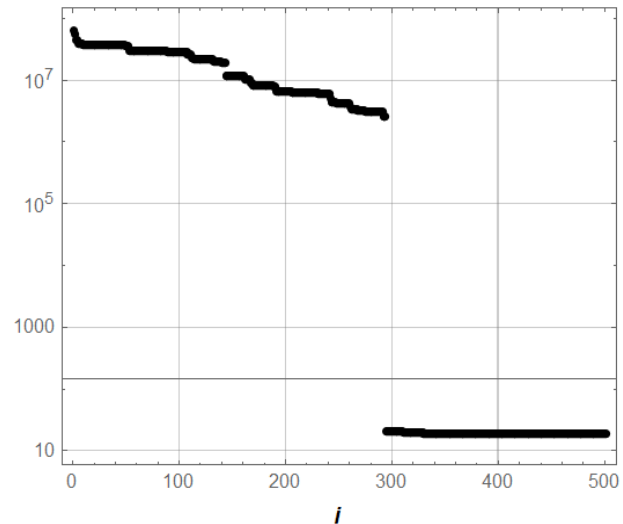
Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Макарець В. В., Щербак О. І.

(рис. 3) показують те, що забезпечується досягнення кінцевих

умов (термінальна частина критерія Cr рівна нулю).



а)

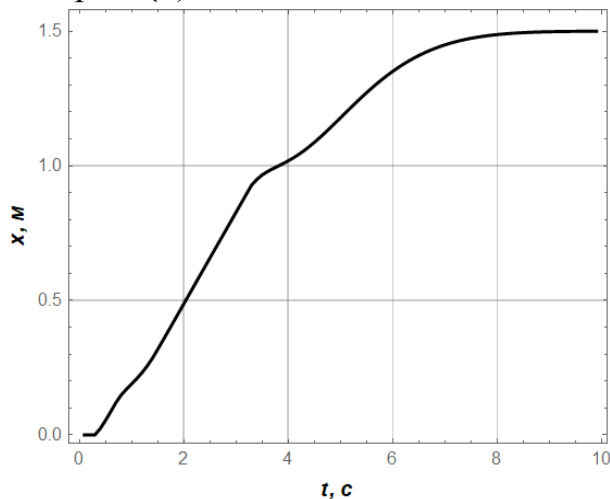


б)

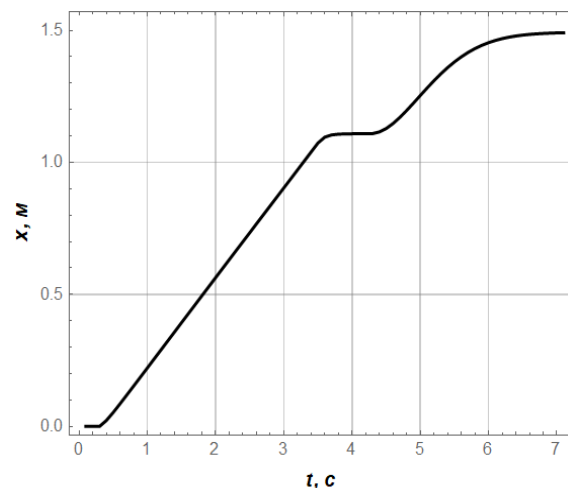
Рис. 3 Графіки збіжності критеріїв до мінімуму при використанні модифікованого методу рою часточок: а) для першого випадку; б) для другого випадку

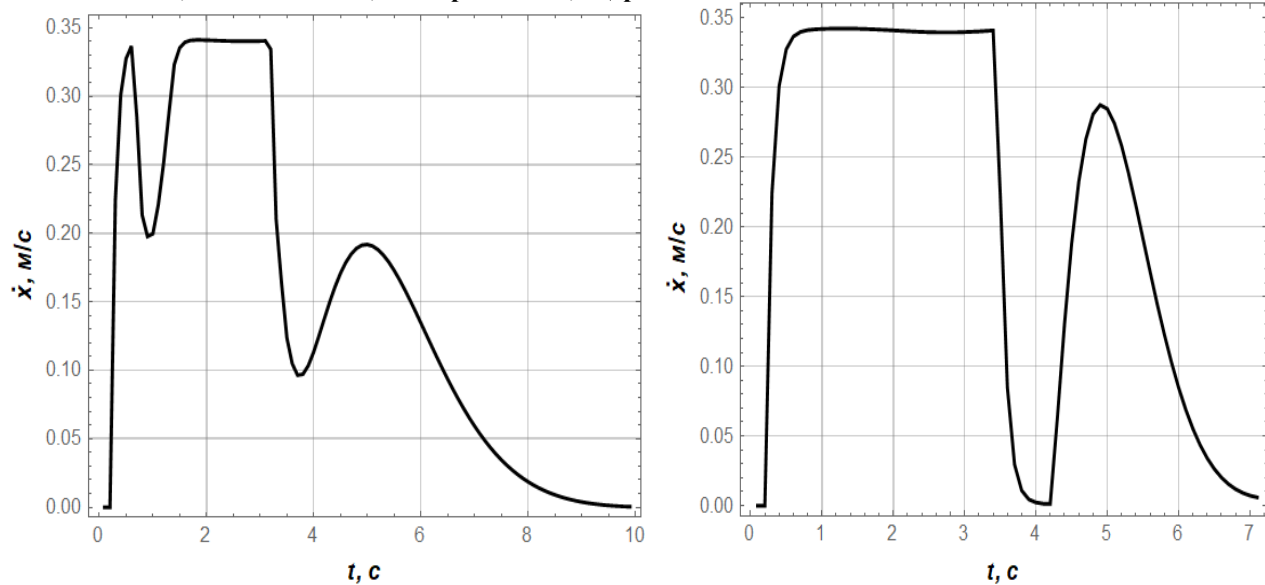
У результати проведених розрахунків отримано наступні графічні залежності, які ілюструють рух системи при керуванні від регулятора (7) з вказаними вище

коефіцієнтами (рис. 4). На рис. 4 графіки, що розміщені зліва відповідають першому випадку, а ті що справа – другому.



а)





б)

Рис. 4 Графіки фазових координат руху системи: а) x ; б) $\dot{x}$;

Аналіз графічних залежностей (рис. 4) для всіх випадків показує плавність руху візка. При цьому маятникові коливання вантажу усуваються у кінці руху системи. Різниця між першим і другим випадком проявляється у тому, що для другого керування рухом систем

проходить у більш інтенсивному режимі. Відповідно максимальні значення фазових координат також більші, і більше значення критерію (8), про що свідчить рис. 4, б. Для оцінки такого збільшення наведемо певні чисельні дані (табл. 2).

2. Максимальні значення деяких фазових координат для першого та другого випадків

Величина	Випадок		Відносне збільшення показника
	перший	другий	
Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі	3,2 град	4,4 град	37,5 %
Максимальна швидкість кута відхилення каната з вантажем від вертикалі	7,3 град/с	11,8 град/с	61,6 %
Кількість перевищень швидкості наростання частоти напруги живлення 2 Гц/с	9	19	111,1 %
Тривалість руху системи	9,86 с	7,00 с	-29,0%

Аналіз даних, які наведено у табл. 2 дозволяє стверджувати, що неможливо досягнути покращення всіх

(принаймні тих, що наведені у табл. 2) показників одночасно: за збільшення одних показників необхідно

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Макарець В. В., Щербак О. І.

„розплачуватись” зменшенням інших. Таким чином, можна сподіватись, що отриманий результат є оптимальним за Парето [7].

Висновки і перспективи подальших досліджень:

1) проведено розробку системи керування рухом лабораторної моделі динамічної системи „кран-вантаж”. Для цього обрано електротельфер із керуванням від частотного перетворювача, датчики лінійного положення візка та кутового положення канату з вантажем, мікроконтролер, ЦАП, блоки живлення тощо;

2) проведено розробку програмного забезпечення для керування рухом візка із вантажем на гнучкому підвісі за допомогою

Список використаних джерел:

1. Герасимьяк Р.П., Лещёв В.А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем, 2008. 192 с.

2. Григоров О.В., Стрижак В.В. Анализ пуско-гальмівних процесів кранових механізмів з частотно-регульованим приводом. Вестник ХНАДУ. 2012. №57. 249-256 с.

3. Логвиненко К.С. Підвищення якості перехідних процесів складних електромеханічних систем кранових механізмів: автореф. дис. на здоб. ступ. канд техн. наук: спец. 05.09.03, 2003. 24 с.

4. Nebojsa M., Petronijevic M., Kostic V., Jeftenic B. Electrical drives for crane application. Mechanical Engineering: URL: <http://www.intechopen.com/books/mechanical-engineering/electrical-drives-for-crane-application> (дата звернення 10.01.2022).

частотного перетворювача та збору експериментальних даних;

3) проведено ідентифікацію руху динамічної системи „кран-вантаж” та доведено, що отримані регресійні залежності адекватні (похибка прогнозу для всіх фазових координат знаходиться у діапазоні 3,65...8,81%);

4) виконано постановку задачі синтезу лінійного регулятора руху динамічної системи „кран-вантаж”. Діапазон зміни тривалості руху заданий рівним 7 та 10 с при переміщенні візка на 1,5 м. У результаті розв’язку задач отримано два набори коефіцієнтів лінійного регулятора (для обох варіантів тривалості руху).

5. R. Javier. AC versus DC in crane modernization projects. URL: https://www.tmeic.com/Repository/Brochures/P-T30-42_3-Final_1150740460.pdf (дата звернення 10.01.2022)

6. FR-E700. Преобразователь частоты. Инструкция по эксплуатации. URL: http://www.esspb.ru/Documents/FR-E700_SC_manual.pdf (дата звернення 10.01.2022)

7. Подиновский В.В., Ногин В.Д. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач. М.: Наука, 1982. 256 с.

References:

1. Gerasimyak R.P., Leshchev V.A. (2008). Analysis and synthesis of crane electromechanical systems, 192 p.

2. Grigorov O.V., Strizhak V.V. (2012). Analysis of starting and braking processes of crane mechanisms with frequency-adjustable

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Макарець В. В., Щербак О. І.

drive. Bulletin of the KhNADU. №57. 249-256 p.

3. Logvinenko K.S.(2003) Improving the quality of transients of complex electromechanical systems of crane mechanisms,. – 24 p.

4. Nebojsa M., Petronijevic M., Kostic V., Jeftenic B. Electrical drives for crane application. Mechanical Engineering: URL: <http://www.intechopen.com/books/mechanical-engineering/electrical-drives-for-crane-application> (accessed 10.01.2022).

5. R. Javier. AC versus DC in crane modernization projects. URL: https://www.tmeic.com/Repository/Brochures/P-T30-42_3-Final_1150740460.pdf (accessed 10.01.2022)

6. FR-E700. Frequency converter. Operating instructions. URL: http://www.esspb.com/Documents/FR-E700_SC_manual.pdf (accessed 10.01.2022)

7. Podinovsky VV, Nogin VD (1982). Pareto-optimal solutions of multicriteria problems. М.: Nauka, 256 s.

SYSTEM IDENTIFICATION AND SYNTHESIS OF THE OPTIMAL MOTION CONTROLLER OF THE CRANE-LOAD SYSTEM

Yu. A. Romasevich, V. S. Loveikin, V. V. Makarets, O. I. Shcherbak

Abstract. *The paper presents an approach that makes it possible to synthesize an optimal motion controller for a dynamic system. It is based on the identification of a physical model of a dynamic system. This made it possible to state the problem of controller synthesis. To implement this approach, a mathematical model in a form of a system of differential equations, is not required. It simplifies calculations. However, to realize the advantages of this method, it is necessary to estimate its quality at the stage of system identification. These calculations show the validity of the developed approach. The synthesis of the optimal controller was carried out by reducing the input problem to an unconstrained optimization of a complex topology objective function. For this, a modified particle swarm method was used.*

Key words: *controller synthesis, control, identification, optimization, dynamic system*