ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

УДК: 621.87
DOI: 10.15276/pidtt.3.64.2020.05
Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Пилипенко А. П., Макарець В. В.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА РУХУ СИСТЕМИ «КРАН-ВАНТАЖ». ЧАСТИНА 1

Анотація. *Однією з проблем при експлуатації вантажопідйомних кранів, є усунення коливання вантажу на гнучкому підвісі, які виникають при переміщенні крана, а також при дії зовнішніх стохастичних впливів (вітрових поривів). Гасіння коливань вантажу супроводжуються затратами часу, що негативно позначається на продуктивності роботи крана, а також зумовлює додаткові витрати енергії.*

В роботі представлено спосіб розв'язку цієї задачі шляхом синтезу оптимального регулятора руху крана. Для синтезу регулятора була використана двомасова модель «кран-вантаж». У постановці задачі використано обмеження на величину рушійного зусилля, швидкість її зміни в часі та обмеження на швидкість руху крана. Було знайдено умови, які дали змогу отримати межі області пошуку коефіцієнтів регулятора і які відповідають стійкості руху системи. Для цього використано метод Рауса-Гурвіца.

Ключові слова: *коливання вантажу, регулятор, стійкість руху, синтез, оптимізація.*

Постановка проблеми. Вантажопідйомні крани прольотного типу часто використовуються в портах, на складах лісоматеріалів, цехах металургійних та машинобудівних підприємств. На роботу кранів, які розташовані на відкритому повітрі, впливають не тільки коливання вантажу, які виникають при переміщені вантажу, а й зовнішні стохастичні впливи, які не можна передбачити. Це значно знижує продуктивність роботи крана та може створювати небезпеку для працівників, які безпосередньо з ним працюють. Їх усунення пов'язано з додатковими витратами часу протягом, яких кранівник виконує керуючі впливи на кран. Вони зумовлюють усунення коливань вантажу ціною напруженої роботи кранівника, а також втрат енергії на виконання додаткових переміщень крана.

Аналіз публікацій по темі досліджень.

Над розробкою методів оптимізації роботи кранів працювало багато науковців. Для усунення коливання вантажу під час роботи крану А. Шестак із співавторам запропонували у статті [1] метод гасіння коливань вантажу шляхом керування моментом приводного асинхронного двигуна з використанням сучасних частотно-керованих електроприводів. Він дає змогу враховувати змінні параметри (наприклад, довжину гнучкого підвісу вантажу) при роботі системи.

Х. Селамат із співавторами обґрунтували у статті [2] використання онлайн-адаптивної техніки формування команд для ефективного зниження навантаження на кран. Даний метод дозволяє динамічно враховувати зміну довжини підвісу і відхилення вантажу від вертикалі.

В.С Щербаков із співаторами [3] запропонували метод гасіння маятникових коливань вантажу, переміщуваного краном мостового типу з релейним типом керування, при разовому включенні приводу на розгін і подальшому разовому гальмуванні до нульової швидкості з постійними прискореннями.

Х.І. Джафар із співавторами запропонували [4] метод зниження коливань вантажу на гнучкому за допомогою ПД- і ПІД-регуляторів. ПД-регулятор впливає на динаміку руху крану, а ПІД-регулятор – на рух вантажу. Для налаштування ПІД-регулятора використостані наступні критерії: інтеграл абсолютної похибки та інтеграл квадратичної похибки. Для пошуку оптимальних коефіцієнтів регуляторів використано метод рою часток (PSO).

А. Актас із співавторами у статті [5] запропонували процедуру налаштування ПІД-контролерів, яка дала змогу підвищити плавність руху крана.

Х. Чен із співавторами у дослідженні [6] запропонували новий оптимізований за часом метод планування траєкторій руху крана. Зокрема, на основі метода диференціальної площини спочатку визначається початок руху системи. Після цього розраховується траєкторія руху системи яка має вигляд кривої В-сплайну що забезпечує плавність руху системи.

Х. Лю із співавторами у роботі [7] запропонував метод планування траєкторії руху крану, який ґрунтується на кривих Безьє та методі оптимізації рою частинок (PSO-BC). В результаті його використання авторам вдалось отримати обмеження коливань вантажу.

Проведений аналіз показав значну зацікавленість наукової спільноти у вирішенні задачі коливання вантажу, що закріплений на гнучкому підвісі. У більшості наукових досліджень переважають методи багатомірної оптимізації. Запропоновані методи не були випробувані в реальних умовах і не відомо як зміна параметрів системи «кран-вантаж» вплине на усунення коливань вантажу. Крім того, більшість авторів у розрахунках не використовували обмежень на рух систем, наприклад на величину рушійного зусилля, швидкість його зміни в часі, швидкість руху крана тощо.

 ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

Мета дослідження

Метою роботи є синтез оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж» при врахуванні обмежень на рух системи та дії зовнішніх стохастичних впливів. Метою першої частини статті є постановка задачі оптимального керування рухом крана із вантажем на гнучкому підвісі та встановлення умов стійкості руху динамічної системи.

Для того, що досягнути поставленої мети необхідно виконати наступні задачі: 1) обґрунтувати обмеження, які накладаються на рух системи «кран-вантаж»; 2) запропонувати форму оптимального регулятора руху системи; 3) провести дослідження стійкості руху системи.

Виклад основного матеріалу

Для проведення досліджень використано двомасову динамічну модель крану з вантажем, яка зображена на рис. 1.

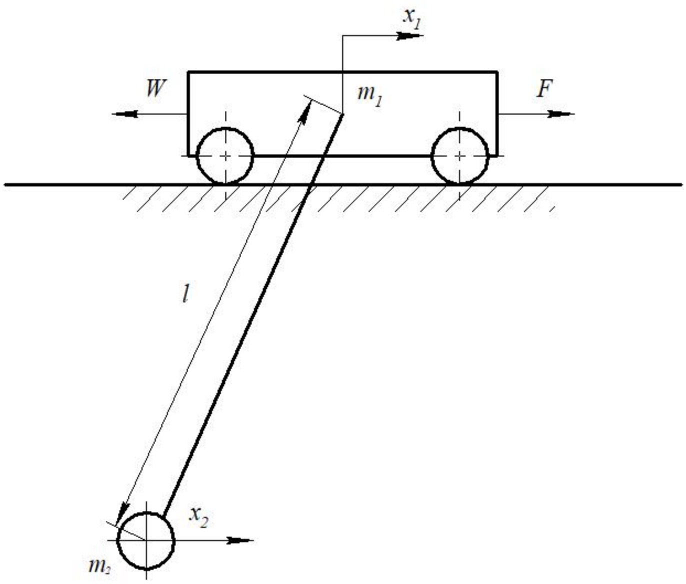

Рисунок 1 – Динамічна модель руху системи «кран-вантаж»

Динамічна модель, яка зображена на рис. 1, описується математичною моделлю:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_2 = F - W; \\ x_1 = x_2 + \dfrac{l}{g}\ddot{x}_2, \end{cases} \qquad (1)$$

де x_1 і x_2 – узагальнені координати зведених мас крана і вантажу відповідно; m_1 і m_2 – зведені маси крана і вантажу відповідно; F – зведене рушійне або гальмівне зусилля приводу крана; W – сила статичного опору переміщення крана (W=(m_1+m_2)g·0,01); l – довжина гнучкого підвісу вантажу; g – прискорення вільного падіння.

Для того, щоб виконати постановку задачі синтезу оптимального регулятора необхідно задати крайові умови руху зведених мас системи. Вони мають вигляд:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \\ x_1(T) = x_2(T) = x_T, \dot{x}_1(T) = \dot{x}_2(T) = V, \end{cases} \tag{2}$$

де T – тривалість розгону системи; x_T – відстань на яку переміститься кран у кінці розгону; V – усталена швидкість руху крана. Крайові умови (2) означають рух системи зі стану спокою, а термінальний (кінцевий) стан системи означає усталений рух із усуненням маятникових коливань вантажу.

Існує безліч способів (керувань) переведення системи «кран-вантаж» із початкового у кінцевий стан. Серед цієї множини необхідно обрати один, який би забезпечував мінімізацію критерію:

$$Int = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T P^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T (F \cdot \dot{x}_1)^2 dt} \to \min, \tag{3}$$

де P – потужність двигуна приводу крана. Критерій (3) відображає витрати енергії під час розгону крана. Бажано, щоб витрати енергії були мінімальними – це дозволить підвищити енергоефективність його роботи.

У даному дослідженні використаємо обмеження на величину рушійного зусилля та швидкість його зміни в часі, а також на реверс крана. Перше обмеження пов’язане із перевантажувальною здатністю приводу механізму переміщення крана, а друге – із обмеженням на швидкість наростання струму в частотному перетворювачі, який виступає джерелом живлення електроприводу крана.

Обмеження пов’язане із перевантажувальною здатністю приводу механізму переміщення крана представляється в наступному вигляді:

$$F_{\min} \le F \le F_{\max}, \tag{4}$$

де F_{min} та F_{max} – мінімально та максимально можливі значення рушійного зусилля приводу механізму переміщення крану. Також накладається обмеження на швидкість зміни рушійного зусилля:

$$\dot{F}_{\min} \le \dot{F} \le \dot{F}_{\max}, \tag{5}$$

де $\dot{F}_{min}$ та $\dot{F}_{max}$ – мінімально і максимально можливі швидкості наростання рушійного зусилля.

Окрім обмежень на величину та швидкість наростання (спадання) рушійного зусилля слід врахувати ще обмеження на реверс крана та неперевищення його номінальної швидкості:

$$0 \le \dot{x}_1 \le V, \quad t \in [0, T]. \tag{6}$$

Кінематичні обмеження (6) досягаються за рахунок регулювання рушійного зусилля. Як тільки швидкість крана виходить на обмеження, наприклад $\dot{x}_1 = V$, подальше збільшення рушійного зусилля, яке може викликати пришвидшення крана, припиняється. Аналогічна ситуація відбувається при $\dot{x}_1 = 0$ з тією лише різницею, що вводиться заборона гальмівного (від'ємного) зусилля приводу, яке змінює напрям руху крана після його зупинки (змінюється знак $\dot{x}_1$).

Таким чином, задача оптимального керування рухом системи «кран-вантаж» поставлена.

Однією із головних вимог при синтезі оптимального регулятора є забезпечення стійкості руху системи. Дослідження стійкості регулювання руху системи «кран-вантаж» проведемо використовуючи модель (1). Для цього із врахуванням другого рівняння моделі (1) подамо перше рівняння у наступному вигляді:

$$m_1(\ddot{x}_2 + \frac{l}{g} \cdot \overset{IV}{x_2}) + m_2 \cdot \ddot{x}_2 = F - W. \tag{7}$$

Виконаємо спрощення отриманого рівняння (7) та отримаємо:

$$(m_1 + m_2) \cdot \ddot{x}_2 + m_1 \cdot \frac{l}{g} \cdot \overset{IV}{x_2} = F - W. \tag{8}$$

Поділимо рівняння (8) на коефіцієнт який стоїть перед вищою похідною і отримаємо:

$$\overset{IV}{x_2} + \ddot{x}_2 \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l} = \frac{F - W}{m_1} \cdot \frac{g}{l}. \tag{9}$$

Введемо позначення: $\Omega = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l}}$ – частота коливань вантажу відносно рухомої точки підвісу; $\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$ – частота коливань математичного маятника; $\dot{x}_2 = y_2$ (ця заміна дасть змогу понизити порядок рівняння (9) на одиницю); $u = \frac{F - W}{m_1}$ – регулювання (функція регулювання руху системи). Тоді можемо математичну модель руху системи (9) представити у наступному вигляді:

$$\dddot{y}_2 + \Omega^2 \cdot \dot{y}_2 = u\Omega_0^2 \tag{10}$$

Регулятор руху динамічної системи «кран-вантаж» представимо у такому вигляді:

$$u = (x_1 - x_2)K_1 + (V - \dot{x}_1) \cdot K_2 + (V - \dot{x}_2) \cdot K_3, \quad (11)$$

де K_1, K_2, K_3 – коефіцієнти регулятора які необхідно визначити. Із врахуванням заміни $\dot{x}_2 = y_2$ та другого рівняння системи (1) вираз (11) можна записати у такому вигляді:

$$\begin{aligned} u &= K_1 \cdot \Omega_0^{-2} \cdot \ddot{x}_2 + (V - \dot{x}_2 - \Omega_0^{-2} \cdot \dddot{x}_2) \cdot K_2 + (V - \dot{x}_2) \cdot K_2 = \\ &= V(K_2 + K_3) - (K_2 + K_3)y_2 + K_1 \cdot \Omega_0^{-2} \dot{y}_2 - \Omega_0^{-2} \cdot K_2 \ddot{y}_2. \end{aligned} \quad (12)$$

З урахуванням виразу (12) модель (10) можемо представити у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} &\dddot{y}_2 + \Omega^2 \dot{y}_2 = \Omega_0^2 \cdot (V(K_2 + K_3) - (K_2 + K_3)y_2 + \\ &+ K_1 \cdot \Omega_0^{-2} \dot{y}_2 - \Omega_0^{-2} \cdot K_2 \ddot{y}_2). \end{aligned} \quad (13)$$

Спрощуючи рівняння (13), будемо мати:

$$\dddot{y}_2 + \ddot{y}_2 K_2 + \dot{y}_2(\Omega^2 - K_1) + y_2 \Omega_0^2 (K_2 + K_3) = V\Omega_0^2 (K_1 + K_3). \quad (14)$$

Характеристичне рівняння, що відповідає (14), має такий вигляд:

$$s^3 + s^2 K_2 + s(\Omega^2 - K_1) + \Omega_0^2 (K_2 + K_3) = 0. \quad (15)$$

Для того, щоб розв'язок диференційного рівняння (14) був стійкий необхідно, щоб корені його характеристичного рівняння (15) знаходились у лівій півплощині, тобто щоб вони мали від'ємні дійсні частини. Це досягається вибором значень коефіцієнтів регулятора K_1, K_2, K_3. Для того, щоб визначити ці значення коефіцієнтів, тобто для забезпечення стійкості руху системи «кран-вантаж», використаємо критерій стійкості Рауса-Гурвіца [8]. Для цього складемо матрицю Гурвіца:

$$H = \begin{bmatrix} K_2 & \Omega_0^2 (K_2 + K_3) & 0 \\ 1 & \Omega^2 - K_1 & 0 \\ 0 & K_2 & \Omega_0^2 (K_2 + K_3) \end{bmatrix}. \quad (16)$$

 ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

Тепер складемо діагональні мінори матриці (16):

$$\Delta_1 = K_2;$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} K_2 & \Omega_0^2(K_2 - K_3) \\ 1 & \Omega^2 - K_1 \end{vmatrix} = -K_1 \cdot K_2 + K_2 \cdot \Omega^2 - K_2 \cdot \Omega_0^2 - K_3 - \Omega_0^2;$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} K_2 & \Omega_0^2(K_2 + K_3) & 0 \\ 1 & \Omega^2 - K_1 & 0 \\ 0 & K_2 & \Omega_0^2(K_2 + K_3) \end{vmatrix} = (K_2 + K_3) \cdot \Omega_0^2 \cdot (-K_1 \cdot K_2 \cdot \Omega^2 -$$

$$- K_2 \Omega_0^2 - K_3 \cdot \Omega_0^2).$$

Необхідною і достатньою умовою стійкості руху системи «кран-вантаж», згідно критерія Рауса-Гурвіца, є система нерівностей:

$$\begin{cases} \Delta_1 \geq 0; \\ \Delta_2 \geq 0; \\ \Delta_3 \geq 0. \end{cases} \tag{17}$$

Із системи нерівностей (17) можемо отримати:

$$\begin{cases} K_2 \geq 0; \\ K_1 \leq \Omega^2; \\ -K_2 \leq K_3; \\ K_3 \leq \Omega_0^{-2}(-K_1 \cdot K_2 + K_2(\Omega^2 - \Omega_0^2)). \end{cases} \tag{18}$$

Отримані результати дають змогу встановити межі області пошуку коефіцієнтів K_1, K_2, K_3, які приведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Значення меж пошуку коефіцієнтів K_1, K_2, K_3 регулятора, які забезпечують стійкість руху системи «кран-вантаж»

Параметр	Область пошуку значень
K_1	$-5\cdot10^6 \ldots 0$
K_2	$0 \ldots 5\cdot10^6$
K_3	$0 \ldots 5\cdot10^6$

Області пошуку отримали проаналізувавши нерівності при різних комбінаціях зведених мас вантажу, крана та довжини гнучкого підвісу вантажу.

Отримані межі дають змогу виконати пошук невідомих коефіцієнтів регулятора при яких, за параметрів системи, що відповідають практиці експлуатації кранів, рух системи буде стійким.

Висновки

1. Проведено постановку задачі синтезу оптимального регулятора системи «кран-вантаж», яка включає: математичну модель руху системи, крайові умови, обмеження (на величину рушійного зусилля, швидкість його зміни в часі, на реверс приводу крана та неперевищення номінальної швидкості руху крана).
2. Запропоновано математичну форму регулятора руху системи, яка представляє собою зважену суму фазових координат системи.
3. Проведено дослідження стійкості руху системи «кран-вантаж» за допомогою критерія Раусса-Гурвіца. Це дало змогу знайти межі області пошуку оптимальних значень коефіцієнтів регулятора.

Список використаної літератури

1. Anatolii Shestaka. Proposals for a cargo anti-sway method using motor torque control. Anatolii Shestaka, Lubov Melnikova. Computational problems of electrical engineering. 2018, pp. 24-35.
2. V. S. Scherbakov. Suppression of load's pendular oscillations of a bridge crane with the relay drive at the minimum number of turning on/ V. S. Scherbakov, M. S. Korytov, E.O. Shershneva. Vestnik SibADI. 2015, pp. 44-57.
3. Menghua Zhang. An enhanced coupling nonlinear tracking controller for underactuated 3d overhead crane systems / Menghua Zhang, Xin Ma, Xuewen Rong, Rui Song, Xincheng Tian, and Yibin Li. Asian Journal of Control, 2018, pp. 1-16.
4. H. I. Jaafar. Efficient control of a nonlinear doublependulum overhead crane with sensorless payload motion using an improved PSO-tuned PID controller / H. I. Jaafar, Z. Mohamed, N. A. Mohd Subha, A. R. Husain, F. S. Ismail, Liyana Ramli, M. O. Tokhi, M. A. Shamsudin. Journal of Vibration and Control. 2018, pp. 1-15.
5. Ayhan Aktas. LMI-based design of an I-PD+PD type LPV state feedback controller for a gantry crane / Ayhan Aktas, Hakan Yazici, Mert Sever. Transactions of the Institute of Measurement and Control 2018, pp. 1-16.
6. He Chen. Optimal trajectory planning and tracking control method for overhead cranes / He Chen, Yongchun Fang, Ning Sun IET ControlTheoryAppl., 2016, pp. 692–699.
7. Huasen Liu. Using the Bezier Curve and Particle Swarm Optimization in Trajectory Planning for Overhead Cranes to Suppress the Payloads' Residual Swing / Huasen Liu, Wenming

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

Cheng. Mathematical Problems in Engineering Volume. 2018, pp. 1-13.

8. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Корн Г., Корн Т. М.: Наука, 1974. – 832 с.

SYNTHESIS OF THE OPTIMAL CONTROLLER OF THE „CRANE-LOAD" SYSTEM MOVEMENT. PART 1

Romasevych Yu. O., Loveikin V. S., Pilipenko A. P., Makarets V. V.
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Abstract. One of the problems in the operation of cranes is elimination of the oscillations of the load on the flexible suspension. They occur during crane movement, as well as under the action of external stochastic influences (wind gusts). The load oscillations are accompanied with increasing of duration of the crane movement cycle. It negatively affects the productivity of the crane, as well as causes additional energy losses.

The paper presents a method of the mentioned problem solving by synthesizing the optimal controller of crane movement. A two-mass crane-load model was used to synthesize the optimal controller. The problem statement uses constraints on the driving force, which is associated with the overload capacity of the drive mechanism, the rate of driving force change (it is related to the constraint on the rate of the current increasing in the frequency converter, which acts as a power source for the drive) and the constraint on the speed of the crane. In the article the optimal controller firm was proposed.

In addition, domain boundaries of the coefficients of the controller, which allowed ensuring the stability of the control, were found. In order to determine these domain boundaries, the Raus-Hurwitz stability criterion was used.

Key words: load oscillations, control device, motion stability, synthesis, optimization.