

УДК 624.87

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОГО ЗНАЧЕННЯ ПРУЖНОГО МОМЕНТУ В ПРИВОДІ

Вячеслав Ловейкін, Іван Кадикало

Національний університет біоресурсів і природокористування України,
вул. Героїв Оборони, 12 в, Київ, Україна, e-mail: lovvs@ukr.net

OPTIMIZATION OF THE MODE OF THE START OF THE MECHANISM OF THE TURN-BASED CRANE UNDER THE CRITERIA OF THE MIDDLE-CURVED VALUE OF THE ELASTIC MOMENT IN THE DRIVER

Vyacheslav Loveykin, Ivan Kadykalo

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine,
Heroyiv Oborony st., 12v, Kyiv, Ukrain, e-mail: lovvs@ukr.net

АНОТАЦІЯ. Стаття присвячена оптимізації режиму пуску механізму повороту стрілового крана за критерієм середньоквадратичного значення пружного моменту в приводі. На основі побудованої математичної моделі динаміки руху механізму повороту виявлено, що в елементах приводу під час перехідних режимів виникають значні динамічні навантаження. Тому для їх мінімізації проведено оптимізацію процесу пуску механізму повороту баштового крана. Представлений спосіб мінімізації коливань показує, як за допомогою методів варіаційного числення вирішується поставлена задача. Розв'язки задачі представлені графіками залежностей, котрі характеризують суть оптимального закону руху – прикладання моментів та зусиль таким чином, щоб навантаження в приводі були мінімальними, що, в свою чергу, підвищить продуктивність та надійність механізму повороту та конструкції крана в цілому.

Ключові слова: баштовий кран, механізм повороту, динамічні навантаження, критерій, оптимізація, мінімізація, коливання, пружний момент.

АННОТАЦИЯ. Статья посвящена оптимизации режима пуска механизма поворота стрелового крана по критерию среднеквадратического значения упругого момента в приводе. На основе составленной математической модели динамики движения механизма поворота установлено, что в элементах привода при переходных режимах возникают значительные динамические нагрузки. Поэтому для их минимизации проведено оптимизацию процесса пуска механизма поворота башенного крана. Представленный способ минимизации колебаний показывает, как с помощью методов вариационного исчисления решается поставленная задача. Решения задачи представлены графиками зависимостей, которые характеризуют суть оптимального закона движения – приложения моментов и усилий таким образом, чтобы нагрузки в приводе были минимальными, что, в свою очередь, повысит производительность и надежность механизма поворота и конструкции крана в целом.

Ключевые слова: башенный кран, механизм поворота, динамические нагрузки, критерий, оптимизация, минимизация, колебания, упругий момент.

ABSTRACT. Purpose. The article is devoted to the optimization of the starting mode of the jib-crane slewing mechanism upon criterion of the root-mean-square value of the elastic torque in the drive. It has been found out, on the basis of the constructed dynamic mathematical model of the slewing-mechanism motion, that considerable dynamic loads occur in the elements of the drive during transient modes. The optimization of the starting process of the tower-crane slewing mechanism has been carried out to minimize them. **Methodology.** The way represented in the research of the minimization of variations shows how the set problem is solved by the methods of the calculus of variations. **Findings.** The characteristic curves, which describe the essence of the optimal law of motion, are the solution of the problem; in other words, exerting torques and forces so that the loads in the drive can be minimum, **Originality/value** which, in turn, is going to enhance the productivity and reliability of the slewing mechanism and the crane structure in general. **Value.** The results obtained in this investigation may be used further in order to improve and to define more exactly engineering's methods for calculating the turning of cranes in transition mode of operation (starting, braking) at the stages of project/design and at the stage of real operation as well.

Keywords: tower crane, turning mechanism, dynamic load, criterion, optimization, minimization, fluctuation, elastic moment.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

З досліджень [1, 2] відомо, що при роботі механізму повороту баштових кранів мають місце коливання вантажу, які за характером дії схожі на маятникові коливання, котрі, в свою чергу, призводять до нерівномірного руху ланок (частин) механізму приводу та конструкції. Вони є небажаними, оскільки викликають додаткові динамічні навантаження, що знижують надійність приводу механізму повороту та конструкції крана в цілому і призводять до зменшення продуктивності, незручностей при експлуатації, а також збільшують імовірність виникнення аварійної ситуації.

Вирішення цієї проблеми дасть можливість зменшити динамічні навантаження за рахунок зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі під час перехідних процесів, що, в свою чергу, забезпечить більш надійну, продуктивну і ефективнішу експлуатацію баштових кранів.

АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як відомо, при експлуатації вантажопідійомних машин існує проблема коливань вантажу на гнучкому підвісі та динамічних навантажень у приводах та конструкції. Ці проблеми набувають особливої ваги в останні роки, коли продуктивність кранів значно збільшилась. Дослідженням проблеми усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі та зменшенням динамічних навантажень присвячено ряд робіт [1-6]. Більшість цих досліджень ґрунтуються на використанні математичних теорій оптимальних процесів, таких як принцип максимуму та варіаційне числення [7-12]. Слід зазначити, що в сучасних умовах усунення коливань вантажу пропонується реалізувати за допомогою деякої керуючої дії на механізм повороту під час перехідних режимів руху розгону та гальмування.

Із аналізу робіт [3, 4, 13] виявлено, що автори за керуючий параметр обирали силову дію на привідні механізми. Тобто, для того, щоб усунути коливання вантажу по-

трібно керувати моментом на валу електродвигуна механізму повороту крана. При цьому керуюча дія має, як правило, релейний характер, що призводить до додаткових динамічних навантажень на привід і конструкцію. Таким чином, даний підхід є неприйнятним з точки зору виникнення динамічних навантажень.

Однак, за допомогою використання математичних теорій оптимальних процесів, а саме теорії варіаційного числення [8, 14 -16], можна забезпечити плавну зміну кінематичних характеристик механізму повороту і звести коливання вантажу на гнучкому підвісі до мінімуму.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є оптимізація режиму руху механізму повороту баштового крана з вантажем на гнучкому підвісі під час перехідних процесів. Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити наступні задачі: обрати динамічну модель механізму повороту стрілового крана; побудувати математичну модель механізму повороту стрілового крана; обрати критерій оптимізації режиму повороту крана та встановити умови його мінімуму; визначити оптимальний режим розгону механізму повороту і провести аналіз отриманих результатів.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Для проведення досліджень прийнято тримасову динамічну модель механізму повороту крана (рис. 1), побудова якої передбачає наступні припущення:

- підвішений вантаж подібний до вільно висячого маятника;
- припускаємо відцентрові коливання вантажу в порівнянні з радіальними незначними і їх дію не враховуємо;
- усі елементи механізму повороту вважаємо абсолютно твердими тілами, окрім передавального механізму приводу.

Перераховані припущення дають досить малу похибку, що підтверджується практи-

чними дослідженнями конструкцій механізму повороту реальних кранів [2].

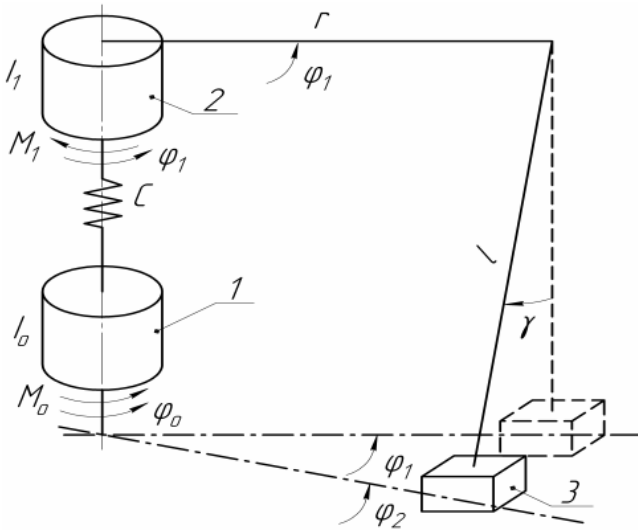


Рис.1. Динамічна модель механізму повороту крана

Fig.1. Dynamic model of the mechanism of turning the crane

За узагальнені координати динамічної моделі прийняті кутові координати повороту зведеної до осі повороту крана маси елементів приводу φ_o , поворотної башти зі стрілою відносно власної осі обертання φ_1 та вантажу φ_2 .

Динамічна модель (див. рис. 1) описується системою наступних диференціальних рівнянь руху другого порядку:

$$\begin{cases} I_o \ddot{\varphi} = M_o - C(\varphi_o - \varphi_1); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = C(\varphi_o - \varphi_1) - mr^2 g(\varphi_1 - \varphi_2)/l - M_1; \\ \ddot{\varphi}_2 = g(\varphi_1 - \varphi_2)/l, \end{cases} \quad (1)$$

де I_o – момент інерції привідного механізму, зведений до осі повороту крана; I_1 – момент інерції башти та стріли, зведений до осі повороту крана; m – маса вантажу; M_o – рушійний момент на валу привідного електродвигуна, зведений до осі повороту крана; M_1 – момент сил статичного опору, зведений до осі повороту крана; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; r – виліт вантажу; C – коефіцієнт жорстко-

сті привідного механізму, зведений до осі повороту крана; g – прискорення вільного падіння.

З рівнянь системи (1) знаходимо кінематичні характеристики башти, виражені через характеристики вантажу:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_2 + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}_2; \\ \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}_2; \\ \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + \frac{l}{g} \cdot \varphi_2. \end{cases} \quad (2)$$

Тоді пружний момент в привідному механізмі визначається такою залежністю:

$$M_{o1ck} = I_1 \frac{l}{g} \cdot \varphi_2 + (I_1 + mr^2) \cdot \ddot{\varphi}_2 + M_1. \quad (3)$$

За критерій оптимізації процесу пуску механізму повороту крана прийнято середньоквадратичне значення пружного моменту в приводі, оскільки саме цей момент в значній мірі визначає динамічні навантаження:

$$M_{o1ck} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_{o1ck}^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min; \quad (4)$$

$$f = M_{o1ck}^2 = \left[I_1 \frac{l}{g} \cdot \varphi_2 + (I_1 + mr^2) \cdot \ddot{\varphi}_2 + M_1 \right]^2. \quad (5)$$

Умова мінімуму критерію (4) з урахуванням виразу (5) визначається із рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f}{\partial \varphi_2} = 0. \quad (6)$$

Для механізму повороту крана складові рівняння (6) мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial \varphi_2} &= \frac{\partial f}{\partial \varphi_2} = \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} = 0; \\ \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} &= 2(I_1 + mr^2) \left[I_1 \frac{l}{g} \cdot \varphi_2 + (I_1 + mr^2) \ddot{\varphi}_2 + M_1 \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial \varphi_2} &= 2I_1 \frac{l}{g} \left[I_1 \frac{l}{g} \varphi_2^{(IV)} + (I_1 + mr^2) \ddot{\varphi}_2 + M_1 \right]; \\ \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} &= 2(I_1 + mr^2) \left[I_1 \frac{l}{g} \varphi_2^{(VI)} + (I_1 + mr^2) \varphi_2^{(IV)} \right]; \\ \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f}{\partial \varphi_2} &= 2I_1 \frac{l}{g} \left[I_1 \frac{l}{g} \varphi_2^{(VIII)} + (I_1 + mr^2) \varphi_2^{(VI)} \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Після підстановки виразів (7) в рівняння (6) маємо

$$\begin{aligned} \left(I_1 \frac{l}{g} \right)^2 \varphi_2^{(VIII)} + 2I_1 \frac{l}{g} (I_1 + mr^2) \varphi_2^{(VI)} + \\ + (I_1 + mr^2)^2 \varphi_2^{(IV)} = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Розділяємо всі члени рівняння (8) на коефіцієнт біля найстаршої похідної, в результаті чого отримуємо

$$\varphi_2^{(VIII)} + 2 \cdot k^2 \cdot \varphi_2^{(VI)} + k^4 \cdot \varphi_2^{(IV)} = 0, \quad (9)$$

де $k = \sqrt{\frac{I_1 + mr^2}{I_1 l/g}}$ – частота власних коливань системи.

Для розв'язку диференціального рівняння (9) складаємо характеристичне рівняння:

$$r^4 \cdot (r^4 + 2 \cdot k^2 \cdot r^2 + k^4) = 0; \quad (10)$$

$$r^4 = 0 \rightarrow r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = 0; \quad (11)$$

Зробимо заміну

$$r^2 = p. \quad (13)$$

Тоді

$$\begin{aligned} p^2 + 2 \cdot k^2 \cdot p + k^4 &= 0; \\ p_{1,2} &= -k^2 \pm \sqrt{k^4 - k^4} = -k^2; \\ r_{5,6} &= \sqrt{-k^2} = \pm k_i, \end{aligned} \quad (14)$$

$$r_{7,8} = \sqrt{-k^2} = \pm k_i, \quad (15)$$

Відповідно до розв'язків (12), (14) і (15) характеристичного рівняння (10) розв'язок диференціального рівняння (9) має вигляд

$$\begin{aligned} \varphi_2 = C_1 + C_2 t + C_3 t^2 + C_4 t^3 + \\ + (C_5 + C_6 t) \cdot \sin kt + (C_7 + C_8 t) \cdot \cos kt, \end{aligned} \quad (16)$$

де C_1, C_2, \dots, C_8 – постійні, які визначаються з крайових умов руху. Для процесу пуску ці умови мають вигляд

$$\begin{cases} t=0: \varphi_2 = \dot{\varphi}_1 = 0; \varphi_2 = \dot{\varphi}_1 = 0; \\ t=t_1: \varphi_2 = \dot{\varphi}_1 = \omega_y t_1 / 2; \varphi_2 = \dot{\varphi}_1 = \omega_y. \end{cases} \quad (17)$$

Виразимо крайові умови φ_1 і $\dot{\varphi}_1$ через координату φ_2 та її похідні за часом. Для цього скористаємося залежностями (2), які дають

$$\begin{cases} t=0: \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0; \\ t=t_1: \varphi_2 = \omega_y t_1 / 2; \dot{\varphi}_2 = \omega_y, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0. \end{cases} \quad (18)$$

Для визначення постійних C_1, C_2, \dots, C_8 візьмемо похідні від залежності (16) включно до третього порядку, в результаті чого отримаємо

$$\begin{aligned} \varphi_2 = C_2 + 2 \cdot C_3 t + 3 \cdot C_4 t^2 + (C_6 - C_7 k - C_8 k t) \cdot \\ \cdot \sin kt + (C_8 + C_5 k + C_6 k t) \cdot \cos kt; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_2 = 2 \cdot C_3 + 6 \cdot C_4 t - (2C_8 + C_5 k + C_6 k t) \cdot k \cdot \\ \cdot \sin kt + (2C_6 - C_7 k - C_8 k t) \cdot k \cdot \cos kt; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 = 6 \cdot C_4 - (3C_6 - C_7 k - C_8 k t) \cdot k^2 \sin kt - \\ - (3C_8 + C_5 k + C_6 k t) \cdot k^2 \cdot \cos kt. \end{aligned} \quad (19)$$

Після підстановки крайових умов (18) в залежності (16) і (19) будемо мати

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1 + C_7 = 0; C_2 + C_8 + C_5k = 0; \\ 2C_3 + (2C_6 - C_7k)k = 0; 6C_4 - \\ - (3C_8 + C_5k)k^2 = 0; \\ C_1 + C_2t_1 + C_3t_1^2 + C_4t_1^3 + (C_5 + C_6t_1)\sin kt_1 + \\ + (C_7 + C_8t_1)\cos kt_1 = \frac{\omega_y t_1}{2}; \\ C_2 + 2C_3t_1 + 3C_4t_1^2 + C_4t_1^3 + (C_6 - C_7k - C_8kt_1) \cdot \\ \cdot \sin kt_1 + (C_8 + C_5k + C_6kt_1)\cos kt_1 = \omega_y; \quad (20) \\ 2C_3 + 6C_4t_1 - (2C_8 + C_5k + C_6kt_1) \cdot \\ \cdot k \sin kt_1 + (2C_6 - C_7k - C_8kt_1)k \cos kt_1 = 0; \\ 6C_4 - (3C_6 - C_7k - C_8kt_1)k^2 \sin kt_1 - \\ - (3C_8 + C_5k + C_6kt_1)k^2 \cos kt_1 = 0. \end{array} \right.$$

Розв'язавши систему (20), знайдемо постійні C_1, C_2, \dots, C_8 . Підставивши їх в (16) та (19), отримаємо оптимальний режим повороту вантажу. Після цього за допомогою залежності (2) може бути визначений оптимальний режим повороту крана.

З системи (1) може бути визначений режим руху привідного механізму, який відповідає оптимальному режиму повороту крана:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_o = \varphi_1 + \frac{I_1}{C} \ddot{\varphi}_1 + \frac{mr^2}{C} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_1}{C}; \\ \dot{\varphi}_o = \dot{\varphi}_1 + \frac{I_1}{C} \dot{\ddot{\varphi}}_1 + \frac{mr^2}{C} \dot{\ddot{\varphi}}_2; \\ \ddot{\varphi}_o = \ddot{\varphi}_1 + \frac{I_1}{C} \ddot{\varphi}_1 + \frac{mr^2}{C} \ddot{\varphi}_2. \end{array} \right. \quad (21)$$

Для механізму повороту стрілової системи крана QTZ – 80 з параметрами $I_o = 7162615 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_1 = 492073885 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $C = 6626669,045 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}$; $m = 2000 \text{ кг}$; $r = 40 \text{ м}$; $l = 30 \text{ м}$; $M_{кр} = 85 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_H = 36,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$u = 1355,2$; $\eta = 0,86$; $\omega_o = 104,67 \text{ рад} / \text{с}$;

$\omega_H = 95,04 \text{ рад} / \text{с}$; $\lambda = 2,8$; $g = 9,81 \text{ м} / \text{с}^2$ побудовано кінематичні характеристики повороту вантажу, крана та привідного механізму (рис. 2 - рис. 4), а також пружного та рушійного моментів приводу (рис. 5).

З побудованих графіків кінематичних характеристик приводу, поворотної башти та вантажу, а також пружного та рушійного моментів приводу, отриманих в результаті оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення пружного моменту в приводі бачимо, що отриманий режим руху приводить до зниження динамічних навантажень в приводі та металоконструкції за рахунок того, що виконується плавний рух протягом перехідного процесу. Отриманий оптимальний закон керування буде у подальшому реалізований і експериментальним шляхом перевіреним для механізму повороту стрілового крана.

ВИСНОВКИ

В результаті проведеного дослідження на основі тримасової динамічної моделі та математичної моделі руху баштового крана була проведена оптимізація перехідних режимів руху за критерієм середньоквадратичного значення пружного моменту в приводі.

Встановлено, що задачу зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі доцільно вирішувати шляхом варіаційного числення, оскільки знайдена керуюча дія на механізм повороту задовольняє умови поставленої задачі. Обраний критерій оптимізації режиму руху механізму повороту дозволяє зменшити динамічні навантаження в приводі та конструкції за рахунок плавного прикладання пускового моменту при перехідних режимах руху. Реалізувати отримані оптимальні закони руху можна за допомогою мехатронної системи керування механізмом повороту стрілового крана.

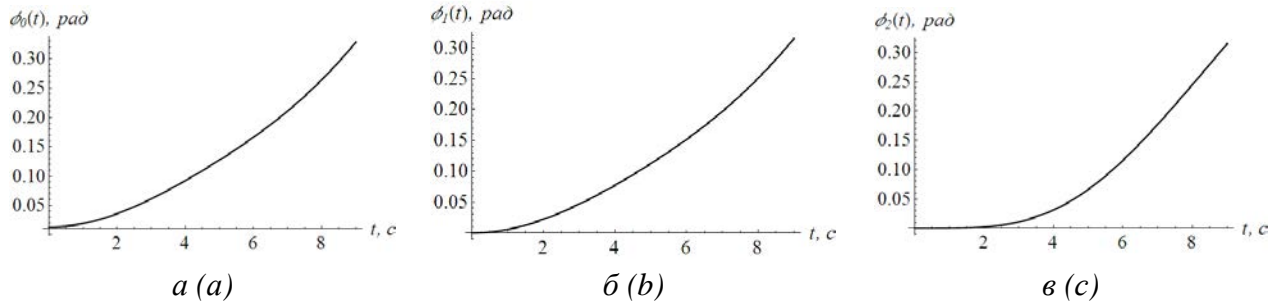


Рис. 2. Графіки зміни кутових координат ланок крана: *a* – приводу; *b* – поворотної башти; *в* – вантажу
Fig. 2. Chart changes in corner coordinates of crane links: *a* – drive; *b* – turning tower; *c* – cargo

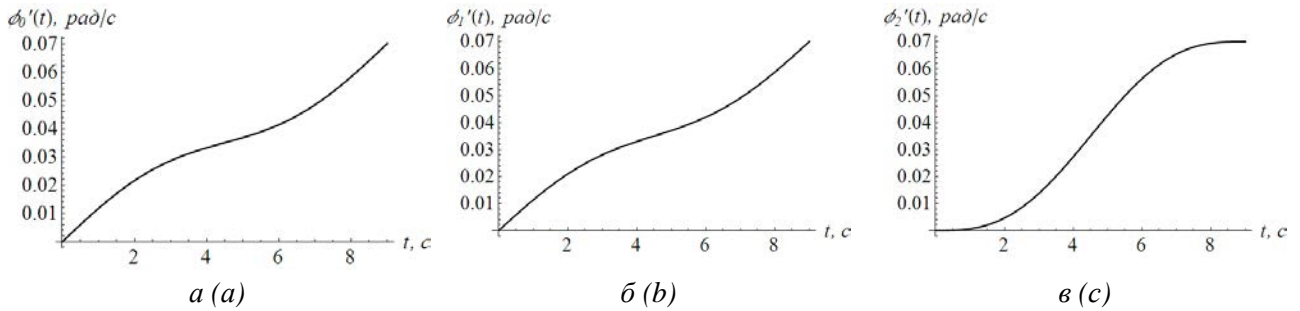


Рис. 3. Графіки зміни кутових швидкостей ланок крана: *a* – приводу; *b* – поворотної башти; *в* – вантажу
Fig. 3. Changes in angular speeds of crane links: *a* – drive; *b* – turning tower; *c* – cargo

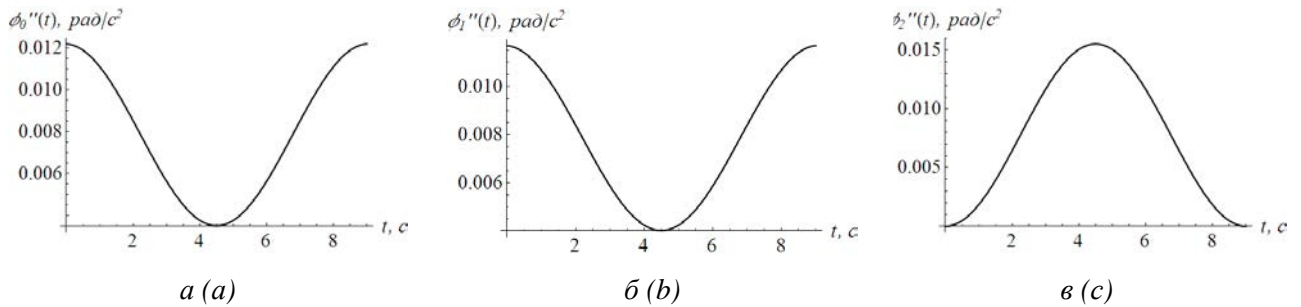


Рис. 4. Графіки зміни кутових прискорень ланок крана: *a* – приводу; *b* – поворотної башти; *в* – вантажу
Fig. 4. Changes in angular accelerations of crane links: *a* – drive; *b* – turning tower; *c* – cargo

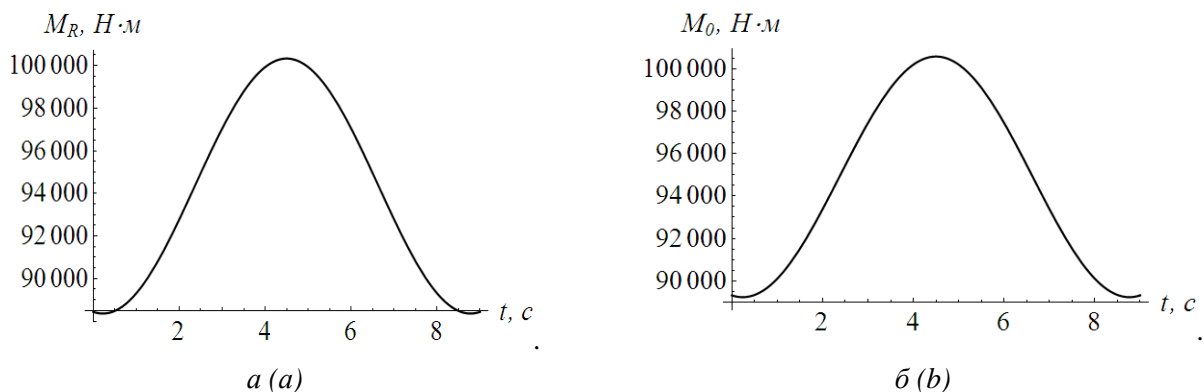


Рис. 5. Графіки зміни пружного моменту (*a*) та рушійного моменту (*b*) в приводі від часу при оптимальному режимі пуску

Fig. 5. Graphs of the change of the elastic moment (*a*) and the driving moment (the momentum) in the drive from time to optimal start mode (*b*)

ЛІТЕРАТУРА

1. *Лобов Н. А.* Динамика грузоподъемных кранов / Лобов Н. А. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
2. *Комаров М.С.* Динамика грузоподъемных машин / Комаров М.С. – М.: Машиностроение, 1953. – 187 с.
3. *Герасимьяк Р.П.* Электроприводы крановых механизмов / Герасимьяк Р.П., Параил В.А. – М.: Энергия, 1970. – 136 с.
4. *Григоров О.В.* Вантажопідйомні машини: навч. посібник / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Х.: НТУ „ХПІ”, 2006. – 304 с.
5. *Казак С.А.* Динамика мостовых кранов / С.А. Казак – М.: Машиностроение, 1968. – 472 с.
6. *Ловейкін В.С.* Аналіз коливань вантажу на гнучкому підвісі при повороті стріли вантажопідйомного крана / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, В.В. Мельниченко // Підйомно – транспортна техніка. – №4(40). – 2013. – С.4 – 16.
7. *Эльсгольц Л. Э.* Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Эльсгольц Л. Э. – М.: Наука, 1969. – 424 с.
8. *Ловейкин В. С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / Ловейкин В. С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
9. *Дьяконов В. П.* Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / Дьяконов В. П. – М.: СОЛОН - Пресс, 2004. – 696 с.
10. *Ловейкін В.С.* Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин/ В.С. Ловейкін //Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини – К., 1998 – Вип.52. – с. 63 – 68.
11. *Ловейкін В.С.* Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. Моногр. / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко.: Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт., Миколаїв. держ. аграр. ун-т. - К.; Миколаїв : Вид-во РВВ МДАУ, 2004. - 288 с.
12. *Зубко Н.Ф.* Прогнозирование коэффициентов динамичности в элементах крановых механизмов/Н.Ф. Зубко//Вестник Одесского национального морского университета. – Одесса: ОНМУ, 2013. - №2(38). – С. 63 – 71.
13. *Смехов А.А.* Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / Смехов А. А., Ерофеев Н. И. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
14. *Ловейкін В. С.* Оптимізація перехідних режимів руху механізму пересування візка вантажопідйомних машин / Ловейкін В. С., Ярошенко В.Ф., Ромасевич Ю. О. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2007. – №59, том 2. – С. 452-460.
15. *Romasevich Yu.A.* 2011: Optimization behavior of variation boom of hoisting crane for singular kinematical criterions / Yu.A. Romasevich, G.V. Shumilov // Motrol. Vol 13b. – 167-173.
16. *Loveykin V.S.* 2013: Optimizatsiya dinamicheskogo rezhima povorota strelovogo kрана / V.S. Loveykin, V.A. Mel'nichenko // Motrol. Vol 15. – №3. – 70-75.

REFERENCES

1. *Lobov, N. A.* 1987. Dinamika gruzopod'emnyh kranov [Dynamics of cranes]. Mashinostroenie Publ., 160. – (in Russian).
2. *Komarov. M.S.* 1953. Dinamika gruzopod'emnyh mashin [Dynamics of load-lifting machines]. Mashinostroenie Publ., 187.
3. *Gerasimyak, R.P., Parail, V.A.* 1970. EHlektroprivody kranovyh mekhanizmov [Electric drives of crane mechanisms]. Energiya Publ., 136. – (in Russian).
4. *Grigorov O. V., Petrenko, N. O.* 2006. Vantazhopidjomni mashini [Hoisting machines]: navch. posibnik. NTU „HPI”. 304.
5. *Kazak, S. A.,* 1968. Dinamika mostovyh kranov [Dynamics of bridge cranes]. Mashinostroenie Publ., 472. – (in Russian).
6. *Lovejkin, V.S., Chovnyuk, Yu.V., Melnichenko, V.V.* 2013. Analiz kolivan' vantazhu na gnuchkomu pidvisi pri povoroti strili vantazhopidjomnogo kрана [Analysis of the fluctuations of cargo on a flexible suspension when turning the boom of a load-lifting crane]. Hoisting and transport equipment, 4(40), 4-16.
7. *EHl'sgol'c, L.EH.* 1969. Differencial'nye uravneniya i variacionnoe ischislenie [Differential equations and variational calculus]. Nauka Publ., 424. – (in Russian).
8. *Lovejkin, V.S.* 1990. Raschety optimal'nyh rezhimov dvizheniya mekhanizmov stroitel'nyh mashin [Calculations of optimal modes of motion of machinery in construction machinery]. UMK VO Publ., 168. – (in Russian).
9. *D'yakonov, V.P.* 2004. Mathematica 4.1/4.2/5.0 v matematicheskikh i nauchno-tekhnicheskikh raschetah [Mathematica 4.1/4.2/5.0 in mathematical and scientific-technical calculations]. SOLON-Press Publ., 696.

10. *Lovejkin, V.S. 1998.* Minimizaciya dinamichnih navantazhen' v pruzhnikh elementah vantazhopidjornih mashin [Minimization of dynamic loads in elastic elements of load-lifting machines]. Mining, construction, road and land reclamation machines, 52, 63-68. – (in Russian).
11. *Lovejkin, V. S., CHovnyuk, Yu. V., Dikteruk, M. G., Pastushenko, S.I. 2004.* Modelyuvannya dinamiki mekhanizmiv vantazhopidjornih mashin. [Modeling of dynamics of mechanisms of load-lifting machines]. Mykolaiv, 288.
12. *Zubko, N.F. 2013.* Prognozirovanie koefitsientov dinamichnosti v ehlementah kranovykh mekhanizmov [Prediction of dynamic coefficients in elements of crane mechanisms]. Bulletin of the Odessa National Maritime University, 2(38). 63-71.
13. *Smekhov, A.A., Erofeev, N.I. 1975.* Optimal'noe upravlenie podemno-transportnymi mashinami [Optimum control of lifting and transporting machines]. Mashinostroenie Publ., 239.
14. *Lovejkin, V.S., Yaroshenko, V.F., Romasevich, Yu.O. 2007* Optimizaciya perekhidnih rezhimiv ruhu mekhanizma peresuvannya vizka vantazhopidjornih mashin [Optimization of transitional modes of movement of the mechanism of movement of the trolley of hoisting machines]. Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petr Vasilenko, 59 (2), 452-460.
15. *Romasevich, Yu.A., Shumilov, G.V., 2011.* Optimization behavior of variation boom of hoisting crane for singular kinematical criterions. Motrol. 13b, 167-173.
16. *Lovejkin, V.S., Melnichenko, V.A., 2013.* Optimizatsiya dinamicheskogo rezhima povorota strelovogo krana [Optimization of the dynamic rotation mode of the boom]. Motrol. 15 (3), 70-75.