

УДК 621.87

В. Ловейкін, докт. техн. наук; П. Лимар,

Національний університет біоресурсів і природокористування

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА ЗІ ЗМІЩЕНИМ ЦЕНТРОМ МАС ВАНТАЖУ ВІДНОСНО ЗАХВАТУ

Резюме. Наведено динамічний аналіз руху системи, що складається з візка, захватного пристрою і вантажу зі зміщеним центром мас відносно захватного пристрою в процесі розгону. При цьому пуск крана здійснюється на природній механічній характеристиці електродвигуна. Вихідні дані для проведення динамічного аналізу руху системи «візок – захватний пристрій – вантаж» використані з крана ККУ – 10, що оснащений грейферним захватом на гнучкому підвісі з пачкою колод.

Ключові слова: динамічний аналіз, коливання, вантажний кран, крановий візок, механізм.

V. Loveykin, P Lyumar

DYNAMIC ANALYSIS OF MOVEMENT OF CARRIAGE HOISTING CRANE WITH A DISPLACED CENTER OF MASS CARGO FOR GRIPS

Summary. In the article the dynamic analysis of motion of the system consisting of a carriage, grip and cargo with a displaced center of mass over the gripper during acceleration is presented, starting of crane being the natural mechanical characteristics of the electric motor.

The data input for the dynamic motion analysis of system «carriage – grip – cargo» the crane KCU – 10, which is equipped with a grab on a flexible hanger with a bundle of logs, is used.

Mechanical characteristics of the induction motor (MT 112-6) carriage drive, is described by the Kloss, equation linking the electromagnetic torque with sliding

Basing on the developed dynamic model equations of motion are obtained, which are constructed using the Lagrange method of second order. These equations represent a system of nonlinear differential equations of second order, which are solved by the numerical methods. When constructing dynamic model of the movement of carriage with a cargo it is assumed that all elements of the crane carriage are moving in a vertical plane, all elements of carriage are perfectly solid, except the grip, that has an elastic connection with cargo and cargo rope, which deviates from the vertical. The linear coordinates of the center of mass of carriage x and angular coordinates deviation from the vertical rope cargo ψ and axis of timber φ are chosen as the generalized coordinates of the developed dynamic model. The graphs of change kinematic characteristics of carriage, grip and cargo are presented. The change of the driving torque of the drive motor during acceleration is investigated.

The results testify that after acceleration of carriage significant variations in gripping device and cargo appear. It results in the decrease of productivity and reliability of the crane, as well as to overload of the motor and its control device. Furthermore, minor variations are observed during the steady movement of the carriage with cargo, which then disappear.

Key words: dynamic analysis, oscillations, crane, crane carriage, mechanism.

Постановка проблеми. Робота підйомно-транспортних машин має циклічний характер, при цьому перехідні режими руху їх механізмів займають значну долю всієї тривалості робочого циклу. Неусталені (перехідні) режими руху кранових механізмів супроводжуються зміною у часі кінетичної та потенціальної енергії окремих елементів механізмів та крана в цілому. При цьому різні елементи крана взаємодіють між собою. Така взаємодія характеризується виникненням значних динамічних перевантажень в

окремих елементах і системи в цілому, що може викликати їх передчасне руйнування, а також зменшення продуктивності крана.

При перевантаженні вантажів, що мають зміщений центр мас відносно захватного пристрою, постає проблема динамічних навантажень та коливань вантажу, що впливає на такі показники, як продуктивність, надійність, зручність керування тощо. Тому актуальною є задача вивчення динамічних процесів, що протікають під час пуску кранового візка зі зміщеним центром мас вантажу відносно захвату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню причин виникнення динамічних навантажень присвячені роботи [1–11]. У роботі [2] розглянуто будову, принцип дії, призначення й основні напрями розвитку конструкцій кранів. Викладено основи розрахунків і конструювання найважливіших вузлів. Комаров М.С. [3] розглядає вантажопідйомні машини як пружні системи з кількома ступенями вільності. Дослідження проведено шляхом вираження руху елементів системи в диференціальній формі. Динамічні навантаження і параметри при підйманні вантажу і переміщенні крана, характерні режими навантажування, питання стійкості й системи стабілізації прямолінійного руху крана розглянуто в роботі [4]. В книзі [5] розглянуто ази електропривода, наведено матеріали управління автоматизованими електроприводами. Аналіз робіт цих дослідників показує, що більшість з них використовують найпростіші функції (постійні, кусково-постійні, складені з лінійних функцій тощо) зовнішнього зусилля, яке прикладається до візка. Звичайно, таке моделювання зовнішнього зусилля дає змогу отримати результати в аналітичному вигляді. У якості приводного двигуна кранових механізмів, особливо невеликої вантажопідйомності, дуже часто використовується асинхронний електродвигун. Механічна характеристика такого двигуна нелінійна. Тому при аналізі динаміки руху кранового візка з приводом від асинхронного електродвигуна необхідно використовувати чисельні методи розрахунку побудованих моделей.

Мета досліджень полягає в проведенні динамічного аналізу процесу розгону кранового візка на природній механічній характеристиці його приводного електродвигуна за умови зміщеного центра мас вантажу відносно захвату.

Результати досліджень. Для проведення динамічного аналізу руху системи «візок – захватний пристрій – вантаж» використано вантажний кран ККУ-10 [1], обладнаний грейферним захватом на гнучкому підвісі з пачкою колод. При зміні вильоту вантажу цього крана використано динамічну модель, яка представлена на рис.1. При цьому прийнято такі припущення, що всі елементи кранового візка рухаються у вертикальній площині та усі елементи візка є абсолютно твердими тілами, окрім захвату, який має пружний зв'язок з вантажем. За узагальнені координати такої динамічної моделі обрано лінійну координату центра мас візка x та кутові координати відхилення від вертикалі вантажного каната ψ та осі деревини φ .

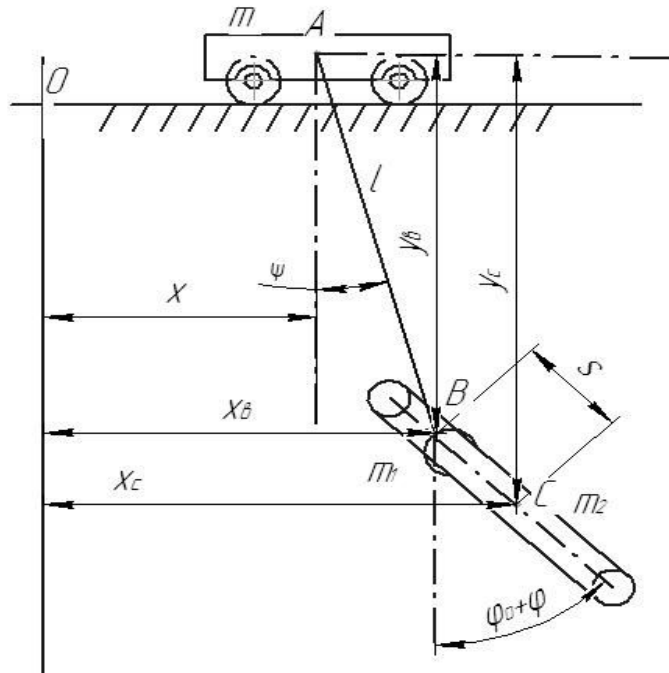


Рисунок 1. Розрахункова модель системи «візок – захватний пристрій – вантаж»

Figure 1. Calculation model of the system «carriage – grip – cargo»

Тут m – маса візка разом з приведеною масою приводного механізму; m_1 – маса захватного пристрою; m_2 – маса пачки деревини; J_c – момент інерції деревини відносно центра мас; s – зміщення центра мас деревини відносно точки захвату; l – довжина гнучкого підвісу захватного пристрою.

Визначимо координати центрів мас захватного пристрою та деревини

$$\begin{cases} x_b = x + l \sin \psi; \\ y_b = l \cos \psi \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_c = x + l \sin \psi + s \sin (\varphi_0 + \varphi) \\ y_c = l \cos \psi + s \cos (\varphi_0 + \varphi) \end{cases} \quad (2)$$

де φ_0 – початкова координата відхилення осі вантажу від вертикалі.

Вважаємо, що горизонтальні переміщення центрів мас захватного пристрою і деревини значно більші за їхні вертикальні переміщення, тому за абсолютні швидкості центрів мас захватного пристрою та деревини приймемо тільки горизонтальні складові, тобто

$$\begin{cases} \dot{x}_b = \dot{x} + \dot{\psi} l \cos \psi \\ \dot{x}_c = \dot{x} + \dot{\psi} l \cos \psi + \dot{\varphi} s \cos (\varphi_0 + \varphi) = \\ = \dot{x} + \dot{\psi} l \cos \psi + \dot{\varphi} s (\cos \varphi_0 \cos \varphi - \sin \varphi_0 \sin \varphi). \end{cases} \quad (3)$$

Оскільки кути ψ і φ змінюються в незначних межах, то можна прийняти $\sin \psi = \psi$, $\cos \psi = 1$, $\sin \varphi = \varphi$, $\cos \varphi = 1$. Тоді будемо мати

$$\begin{cases} \dot{x}_s = \dot{x} + \dot{\psi}l; \\ \dot{x}_c = \dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0). \end{cases} \quad (4)$$

Визначимо кінетичну та потенціальну енергію системи

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{x}_s^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}_c^2 + \frac{1}{2}J_c\dot{\varphi}^2 = \\ &= \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m_1(\dot{x} + \dot{\psi}l)^2 + \frac{m_2}{2}(\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0))^2 + \\ &+ \frac{1}{2}J_c\dot{\varphi}^2; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \Pi &= m_1gy_s + m_2gy_c + \frac{1}{2}c\varphi^2 = \\ &= m_1gl \cos \psi + m_2g(l \cos \psi + s \cos(\varphi_0 + \varphi)) + \frac{1}{2}c\varphi^2. \end{aligned} \quad (6)$$

Для складання рівнянь руху системи «візок – захватний пристрій – вантаж» використаємо рівняння Лагранжа другого роду [10]

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_\psi; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \end{cases} \quad (7)$$

де Q_x , Q_ψ , Q_φ – узагальнені сили, які відповідають узагальненим координатам відповідно x , ψ , φ .

$$\begin{aligned} Q_x &= F_p - F_o = 2Mu \frac{\eta}{D} - F_o; \\ Q_\psi &= -\frac{\partial \Pi}{\partial \psi} = m_1gl \sin \psi + m_2gl \sin \psi; \\ Q_\varphi &= -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = m_2gs \sin(\varphi_0 + \varphi) - c\varphi = m_2gs(\sin \varphi_0 \cos \varphi + \cos \varphi_0 \sin \varphi) - c\varphi, \end{aligned} \quad (8)$$

де M – рушійний момент приводного двигуна (описується рівнянням Клосса (9)); u – передаточне число приводного механізму; η – к.к.д. приводного механізму; D – діаметр приводного колеса візка; F_o – сила опору переміщенню візка; g – прискорення вільного падіння.

$$M = \frac{2M \max}{\frac{s_0}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s_0}}, \quad (9)$$

де s_0 – ковзання двигуна, яке визначається за формулою

$$s_0 = 1 - \frac{2u\dot{x}}{D\omega_0}. \quad (10)$$

Тут ω_0 – швидкість ідеального холостого ходу асинхронного двигуна; M_{\max} – максимальний момент на валу двигуна; s_{kp} – критичне ковзання двигуна.

Враховуючи малість кутів ψ і φ , вирази (8) можна подати в такому вигляді

$$\begin{aligned} Q_x &= Mu \frac{\eta}{D} - F_o; \\ Q_\psi &= (m_1 + m_2) gl\psi; \\ Q_\varphi &= m_2 gs (\sin \varphi_0 + \varphi \cos \varphi_0) - c\varphi. \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= -m_2 (\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s (\cos \varphi_0 - \varphi)) \dot{\varphi} \sin \varphi_0; \\ \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= -m_2 \dot{\varphi} (\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0)) s \sin \varphi_0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} &= m\dot{x} + m_1 (\dot{x} + \dot{\psi}l) + m_2 (\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0)); \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} &= m_1 (\dot{x} + \dot{\psi}l)l + m_2 (\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0))l; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = m_2 (\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0))s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) + J_c \dot{\varphi};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = (m + m_1 + m_2) \ddot{x} + (m_1 + m_2) l \ddot{\psi} + m_2 \ddot{\varphi} s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - m_2 s \dot{\varphi}^2 \sin \varphi_0;$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = (m_1 + m_2) \ddot{x}l + (m_1 + m_2) l^2 \ddot{\psi} + m_2 \ddot{\varphi} sl (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - m_2 \dot{\varphi}^2 ls \sin \varphi_0;$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= m_2 s ((\ddot{x} + \ddot{\psi}l + \ddot{\varphi}s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - \dot{\varphi}^2 s \sin \varphi_0) (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - \\ &- \dot{\varphi} (\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0)) \sin \varphi_0) + J_c \ddot{\varphi}. \end{aligned} \quad (12)$$

Після підстановки виразів (9), (10), (11), (12) у систему (7), будемо мати

$$\begin{aligned} (m + m_1 + m_2) \ddot{x} + (m_1 + m_2) l \ddot{\psi} + m_2 s \ddot{\varphi} (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - \\ - m_2 s \dot{\varphi}^2 \sin \varphi_0 = \frac{2M_{\max}}{1 - \frac{2u\dot{x}}{D\omega_0} + \frac{s_{kp}}{s_{kp}}} u \frac{\eta}{D} - F_o; \end{aligned} \quad (13)$$

$$(m_1 + m_2) \ddot{x} + (m_1 + m_2) l \ddot{\psi} + m_2 s \ddot{\phi} (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) -$$

$$- m_2 s \dot{\phi}^2 \sin \varphi_0 = - (m_1 + m_2) g \psi;$$

$$m_2 s ((\ddot{x} + \ddot{\psi} l + \ddot{\phi} s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - \dot{\phi}^2 s \sin \varphi_0) (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) -$$

$$- \dot{\phi} (\dot{x} + \dot{\psi} l + \dot{\phi} s (\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0)) \sin \varphi_0) + J_c \ddot{\phi} = - m_2 g s \sin \varphi_0 - (m_2 g s \cos \varphi_0 - c) \varphi.$$

Отримані рівняння являють собою систему трьох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які необхідно розв'язати чисельними методами.

Представимо графіки (рис.2) знайдених кінематичних функцій візка, вантажного пристрою та вантажу при таких параметрах: $m=5520\text{кг}$, $m_1=3400\text{кг}$, $m_2=6000\text{кг}$, $l=8\text{ м}$, $s=1\text{ м}$, $c=491800\text{ кН}\cdot\text{м/рад}$, $J_c=4500\text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $D=0,2\text{м}$, $u=20$, $\eta=0,8$. При розрахунках використано параметри асинхронного двигуна МТК 112-6: $P_n=5,0\text{ кВт}$, $M_{\text{max}}=120\text{ Нм}$, $\omega_0=104,6\text{ рад/с}$, $s_{\text{кр}}=0,85$.

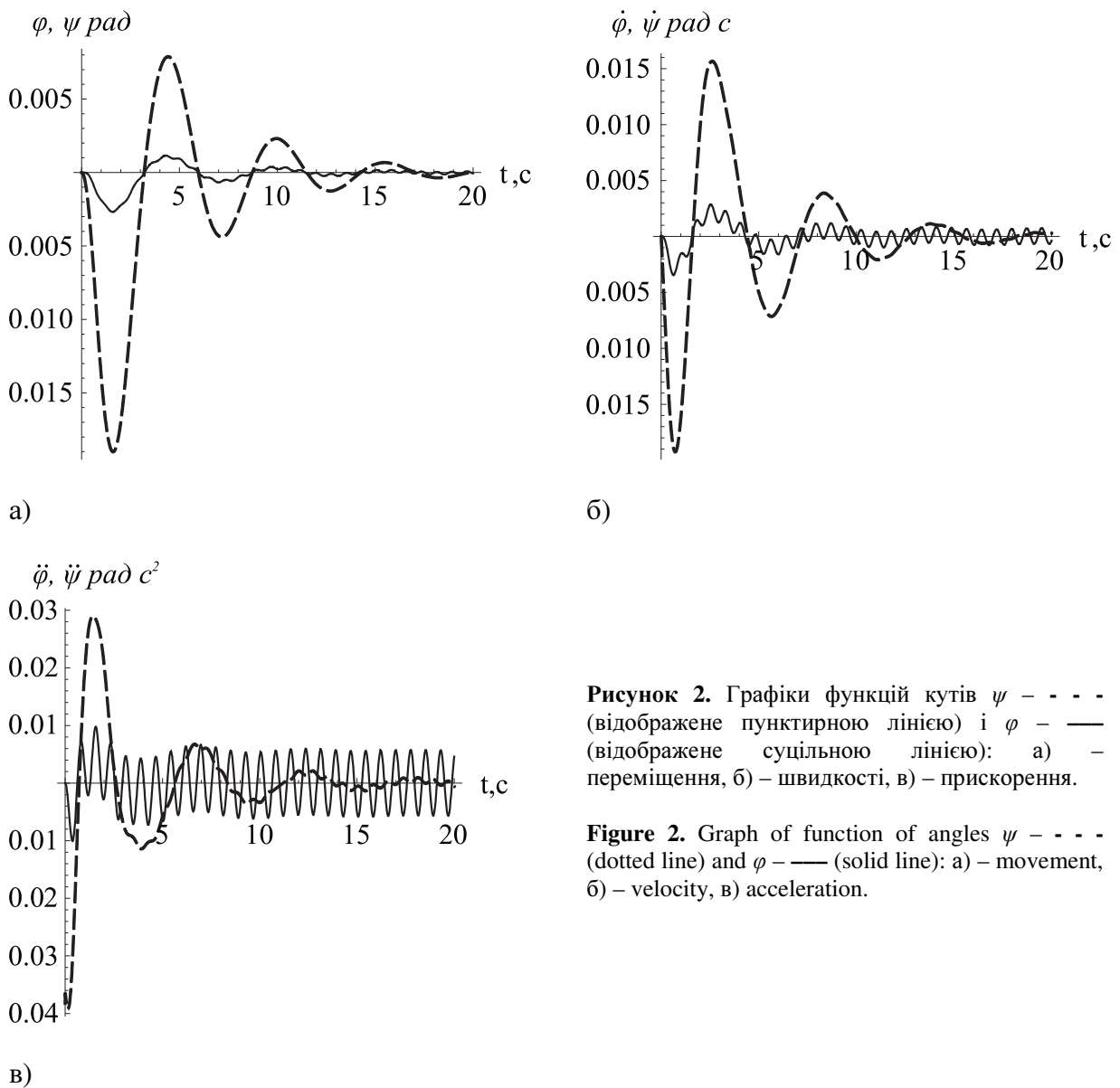


Рисунок 2. Графіки функцій кутів ψ (відображене пунктирною лінією) і φ (відображене суцільною лінією): а) – переміщення, б) – швидкості, в) – прискорення.

Figure 2. Graph of function of angles ψ (dotted line) and φ (solid line): а) – movement, б) – velocity, в) acceleration.

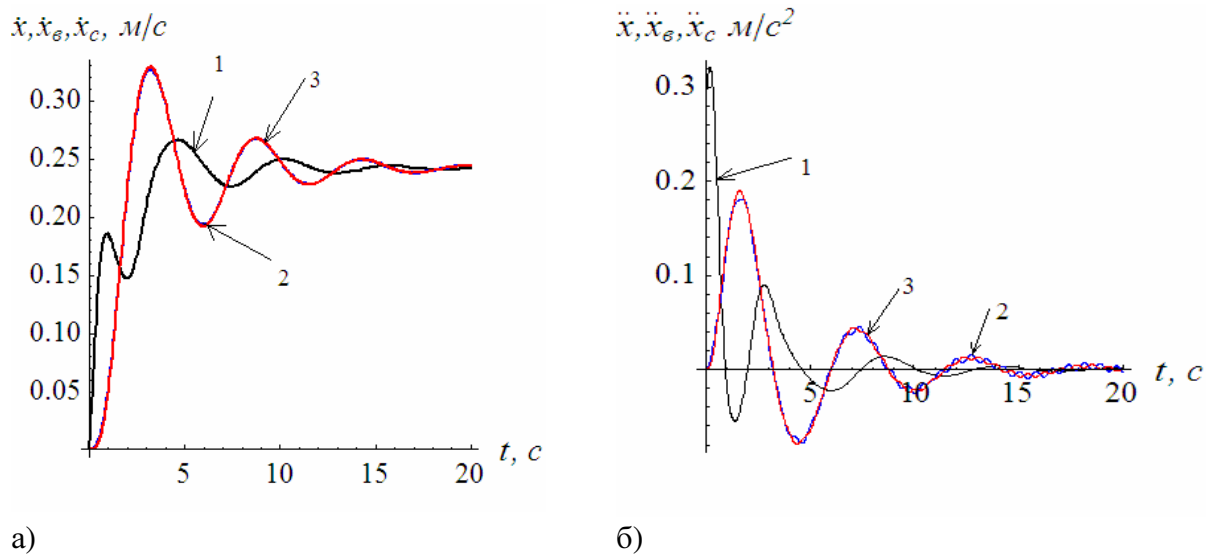


Рисунок 3. Графіки кінематичних функцій візка – 1, захватного пристрою – 2 і вантажу – 3:
а) швидкостей; б) прискорень

Figure 3. Graphs of kinematic functions of carriage – 1, grip – 2 and cargo – 3:
a) velocity; b) acceleration

З даних графіків бачимо, що максимальні амплітуди коливань вантажу та захватного пристрою спостерігаються в кінці розгону, приблизно через 2–3 секунди. Тобто після розгону візка виникають значні коливання захватного пристрою і вантажу, які затухають протягом, приблизно, 15 секунд. Це призводить до зменшення продуктивності крана, може призвести до перевантажень двигуна і його керуючого пристрою. Крім того, незначні коливання спостерігаються і протягом усталеного руху візка.

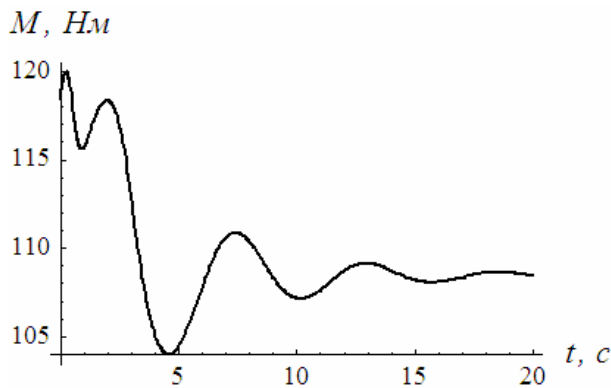


Рисунок 4. Графік зміни рушійного моменту на валу приводного двигуна

Figure 4. Graphs of driving torque change on the shaft of the driving motor

Проведено аналіз зміни рушійного моменту в процесі пуску двигуна (рис.4). З рис.4 бачимо, що найбільший момент на валу двигуна має місце у момент його вмикання. Це супроводжується ударами у кінематичних зачепленнях привода візка, що може призвести до його поломки. Надалі спостерігаються коливання рушійного моменту і його стабілізація настає після 15 секунд руху.

Висновки. Аналіз проведених досліджень показує, що необхідно обирати такі режими пуску двигуна, які б супроводжувалися плавним прикладанням приводних зусиль. Це дозволить експлуатувати кран у менш напруженому режимі. Коливання, що виникають при русі візка, навантажують канат та металоконструкцію крана. Тому

необхідно гасити коливання при перехідних режимах руху візка, а протягом усталеного руху вони мають бути відсутні.

Conclusions. Analysis of the research shows that it is necessary to select the following modes of starting the engine, which would be accompanied by applying a smooth driving efforts. This will allow the crane to operate less intensively. Fluctuations that occur when moving the carriage, overload the rope and metal construction of crane. That is why it is necessary to put out fluctuations in transient conditions of the carriage movement and during standard movement they must not occur.

Список використаної літератури

1. Будиков, Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа [Текст] / Л.Я. Будиков. – Луганск: Издательство ВУГУ, 1997. – 210 с.
2. Грузоподъемные машины [Текст] / М.П. Александров, Л. Н. Колобов, Н.А. Лобов и др.; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1986. – 400 с.
3. Комаров, М.С. Динамика грузоподъемных машин [Текст] / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 206с.
4. Лобов, Н.А. Динамика грузоподъемных кранов [Текст] / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
5. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин [Текст] / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко. – К.–Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
6. Григоров, О.В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. .. докт. техн. наук: 05.05.05 [Текст] / Григоров Отто Владимирович. – Х., 1995. – 386 с.
7. Грузоподъемные краны. Кн 2 [Текст] / М. Шеффлер, Ч. Дресиг, Ф. Курт; пер. с немецкого М.М. Рунов, В.Н Федосеев; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
8. Дукельский, А.И. Справочник по кранам : в 2 т. [Текст] / А.И. Дукельский. – М.–Л.: Машгиз, 1961. – Т.1. – 455с.
9. Казак, С.А. Динамика мостовых кранов [Текст] / С.А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331с.
10. Ковальский, Б.С. Грузоподъемные машины. Передвижение кранов [Текст] / Б.С. Ковальский. – Х.: ХВКИУ, 1963. – 167 с.
11. Ловейкін, В.С. Динамічна оптимізація підйомних машин [Текст] / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 291 с.
12. Чиликин, М.Г. Общий курс электропривода: учебник для студ. Вузов [Текст] / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – 6-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
13. Абрамович, І.І. Козловые краны общего назначения [Текст] / І.І. Абрамович, Г.А. Котельников. – М.: Машиностроение 1970. – 280 с.

Отримано 17.09.2013