

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА

***В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, доктори технічних наук
О. В. Стехно, студент
e-mail: lovvs@ukr.net***

Анотація. *Наведено дослідження динамічних навантажень, що виникають в механізмі зміни вильоту баштового крана з балочною стрілою. Проведено аналіз останніх досліджень та публікацій згідно даної тематики. Дослідження динамічних процесів проведено на новій розробленій конструкції приводного механізму зміни вильоту, яка за рахунок пружно-дисипативного зв'язку (пружин та демпферів) дозволяє зменшувати динамічні навантаження в досліджуваному механізмі. Побудовано динамічну модель руху окремих зведених мас досліджуваної системи на чотирьох ступенях вільності. Для даної динамічної моделі на основі рівнянь Лагранжа другого роду складено диференціальні рівняння другого порядку руху окремих мас. Для проведення динамічного аналізу використано чисельне інтегрування системи нелінійних диференціальних рівнянь, які описують рух системи в часі. Для дослідження динамічних процесів використані основні значення параметрів баштового крана КБ-674. В результаті чисельного інтегрування побудовано графіки функцій залежності зміни кінематичних, динамічних, енергетичних та експериментальних характеристик системи в часі при роботі двигуна на природній механічній характеристиці. Встановлено рівень динамічної навантаженості елементів механізму зміни вильоту баштового крана (приводу, тягового канату, коливання вантажу тощо). На основі математичного моделювання встановлено основні закономірності виникнення та еволюції динамічних процесів у досліджуваному механізмі зміни вильоту баштового крана.*

Ключові слова: *баштовий кран, механізм зміни вильоту, динамічна модель, рівняння Лагранжа, навантаження, електродвигун*

Постановка проблеми. Баштові крани широко використовуються для будівництва промислових та цивільних споруд. Одним з основних механізмів баштового крана є механізм зміни вильоту, який дозволяє переміщувати вантажний візок вздовж

напрямних по балочній стрілі. Під час роботи цього механізму виникають коливання вантажу на гнучкому підвісі, що суттєво знижує продуктивність та зменшує надійність роботи крана. Для встановлення причин виникнення небажаних явищ в механізмі проводять динамічний аналіз зміни вильоту вантажу, який базується на адекватній математичній моделі механізму.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням динамічних навантажень у вантажопідйомних кранах займалися багато вчених. Особливу увагу необхідно звернути на динамічні моделі, якими користувались автори для опису руху вантажопідйомних машин. Можна виділити моделі з розподіленими параметрами та системи із зосередженими масами. Область використання моделей першого типу обмежена їх складністю. Тому такі моделі використовуються для перевірочних розрахунків з метою врахування якомога більшої кількості факторів, які впливають на рух машини [1, 2]. Більшого поширення набули моделі із зосередженими масами [1, 3–13]. Динамічні моделі із розподіленими параметрами використані у роботах [1, 5, 7].

У праці [9] наводяться рекомендації щодо побудови динамічних моделей баштових кранів та вказуються найбільш напружені режими роботи крана, за якими необхідно проводити розрахунки.

В роботі [14] наведено динамічні розрахунки механізму зміни вильоту баштового крана на природній та штучній механічних характеристиках, з врахуванням піддатливості каната. Проведено динамічний аналіз, який показав значну навантаженість механізму на штучній характеристиці.

Як видно з розглянутих робіт, питанням динаміки вантажопідйомних кранів займалось досить багато вчених, але механізму зміни вильоту баштових кранів приділено дуже мало уваги. Головним чином, для опису роботи механізмів баштових кранів використовувались спрощені дво- та три масові моделі.

Метою досліджень є встановлення рівня динамічної навантаженості елементів механізму зміни вильоту баштового крана.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: 1) запропонувати конструктивне рішення в механізмі привода, яке б дозволило зменшити небажані динамічні навантаження в елементах механізму зміни вильоту баштового крана; 2) побудувати динамічну модель механізму зміни вильоту баштового крана та на основі неї скласти математичну модель; 3) провести динамічний аналіз механізму зміни вильоту та встановити характер зміни енергетичних, експериментальних, динамічних та кінематичних характеристик.

Результати досліджень. З позиції динамічного розрахунку баштовий кран являє собою єдину динамічну систему, що складається з механізмів, несучих металоконструкцій та приводів.

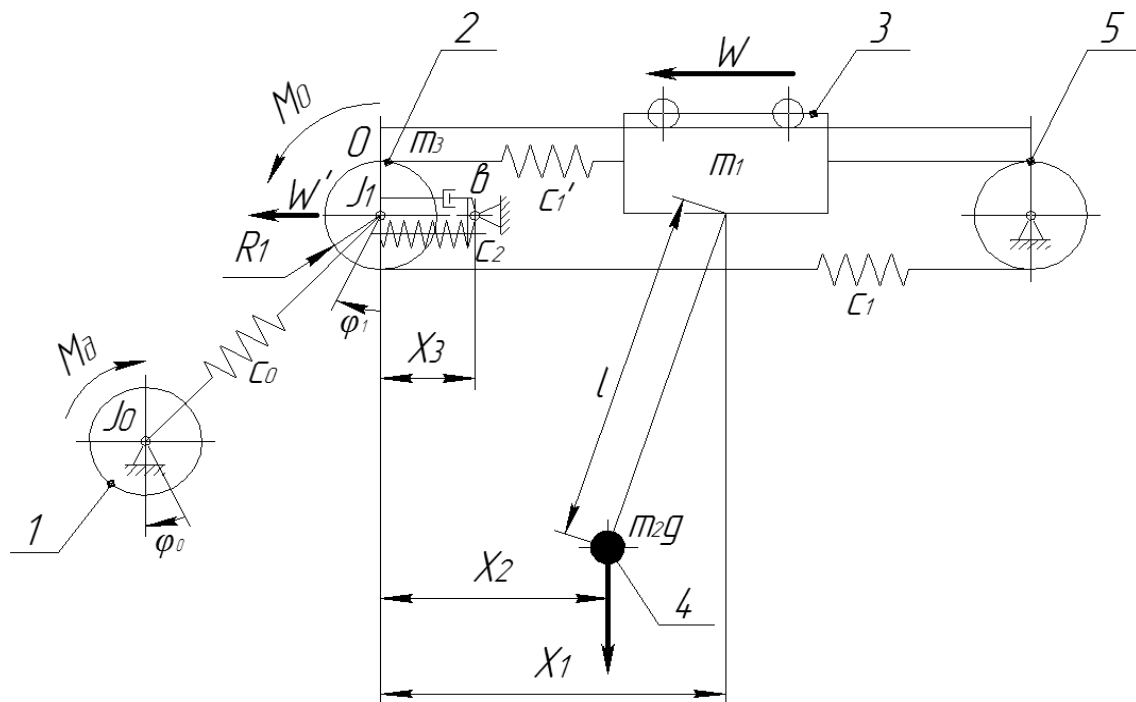


Рис. 1. Динамічна модель зміни вильоту баштового крана: 1 – електродвигун приводу канатного барабану; 2 – барабан приводу вантажного візка з пружним демпфером; 3 – вантажний візок; 4 – вантаж; 5 – канатний блок; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; J_0 – приведений до барабана момент інерції елементів, які обертаються з кутовою швидкістю двигуна; J_1 – приведений до барабана момент інерції елементів, які обертаються з кутовою швидкістю канатного барабана; c_0 – приведений коефіцієнт жорсткості приводного механізму; c_1, c_1' – приведені коефіцієнти жорсткості канату приводу візка, c_2 – приведений коефіцієнт жорсткості пружного демпфера; M_0 – приведений до барабана рушійний момент приводного електродвигуна; M_0' – приведений момент опору на приводному барабані; R_1 – радіус приводного барабана; ν – приведений коефіцієнт демпфування; W – приведена сила статичного опору переміщення візка, яка є змінною величиною; W' – сила тертя переміщення барабана в напрямних.

При побудові динамічної моделі механізму зміни вильоту баштового крана зроблено ряд припущень: 1) всі елементи механізму зміни вильоту є твердими тілами із зосередженими та незмінними масами (моментами інерцій), окрім канату та пружно-дисипативного елементу механізму зміни вильоту баштового крана, а також приводного механізму; 2) всі елементи баштового крана

рухаються у вертикальній площині; 3) вантаж виконує маятникові коливання на гнучкому підвісі; 4) статичний опір переміщенню кранового візка є змінною величиною; 5) вітрові навантаження приведені до сили статичного опору переміщення вантажного візка W . В результаті прийнятих припущень розроблена динамічна модель руху механізму зміни, яка представлена на рис. 1.

За узагальнені координати даної динамічної моделі прийняті: приведена кутова координата повороту ротора електродвигуна φ_0 , приведена кутова координата повороту канатного барабана механізму переміщення візка φ_1 , лінійні координати центрів мас візка x_1 , вантажу x_2 та канатного барабана x_3 .

Маючи динамічну модель зміни вильоту, побудуємо її математичну модель, яка є системою диференціальних рівнянь. Для цього використаємо рівняння Лагранжа другого роду [15], які для побудованої динамічної моделі (рис.1) мають вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_0} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_0} = Q_{\varphi_0} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_0}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} = Q_{x_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial x_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} = Q_{x_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial x_2}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_3} = Q_{x_3} - \frac{\partial \Pi}{\partial x_3} - v \cdot \dot{x}_3, \end{array} \right. \quad (1)$$

де: T – кінетична енергія руху системи; Π – потенціальна енергія системи; Q_{φ_0} , Q_{φ_1} , Q_{x_1} , Q_{x_2} , та Q_{x_3} – узагальнені сили, які відповідають обраним узагальненим координатам. Крапка над символом означає диференціювання за часом.

Для того, щоб записати рівняння (1) у вигляді придатному для аналізу, необхідно спочатку знайти кінетичну T та потенціальну Π енергії системи.

Кінетична енергія системи становить:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \left[J_0 \cdot \dot{\varphi}_0^2 + J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + m_1 \cdot \dot{x}_1^2 + m_2 \cdot \dot{x}_2^2 + m_3 \cdot \dot{x}_3^2 \right] \quad (2)$$

Потенціальна енергія системи виражається залежністю:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot \left[c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1)^2 + c_2 \cdot \dot{x}_3^2 + c_1 \cdot (\varphi_1 \cdot R + x_3 - x_1)^2 + m_2 \cdot g \cdot l \cdot \cos \frac{x_1 - x_2}{l} \right]. \quad (3)$$

Знайшовши чому дорівнюють частинні похідні кінетичної енергії за узагальненими координатами, відповідні доданки в системі диференціальних рівнянь (1), а також записавши узагальнені сили для відповідних узагальнених координат, отримуємо математичну модель механізму зміни вильоту вантажу баштового крана:

$$\begin{cases} J_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 = M_\partial - c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1); \\ J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = -M_0 + c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) - c_1 \cdot (\varphi_1 \cdot R + x_3 - x_1) \cdot R; \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -W + c_1 \cdot (\varphi_1 \cdot R + x_3 - x_1) - m_2 \cdot g \cdot \frac{x_1 - x_2}{l}; \\ x_2 - g \cdot \frac{x_1 - x_2}{l} = 0; \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 = -W' - c_2 \cdot x_3 - c_1 \cdot (\varphi_1 \cdot R + x_3 - x_1) - v \cdot \dot{x}_3. \end{cases} \quad (4)$$

У системі рівнянь (5) величина W є змінною – вона залежить від того, яке тертя виникає у системі: спокою чи відносного переміщення маси m_1 . Для адекватної оцінки величини W використаємо вираз:

$$W = \begin{cases} W_0, & \text{якщо } F_{\text{кан.}} \geq W_0; \\ F_{\text{кан.}}, & \text{якщо } F_{\text{кан.}} \leq W_0, \end{cases} \quad (5)$$

де: $F_{\text{кан.}}$ – зусилля натягу канату; W_0 – постійна сила опору руху візка.

Момент на валу двигуна зведений до осі приводного барабана визначається за статичною механічною характеристикою і має вигляд:

$$M_\partial = \frac{2 \cdot M_{\text{макс.}} \cdot U \cdot \eta_{\text{пр.}}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_0 \cdot U}{\omega_0} + \frac{s_{\text{кр.}}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_0 \cdot U}{\omega_0}}}, \quad (6)$$

де: $M_{\text{макс.}}$ – максимальний момент на валу двигуна; U – загальне передаточне число привода; $\eta_{\text{пр.}}$ – к.к.д. привода; $s_{\text{кр.}}$ – критичне ковзання двигуна.

Для проведення динамічного аналізу перехідного режиму зміни вильоту вантажу крана необхідно задатись початковими умовами, тобто значеннями узагальнених координат та узагальнених швидкостей на початку руху. Для механізму зміни вильоту дані значення приймаються нульовими, що означає відсутність коливань елементів крана та стан спокою візка на початку руху:

$$\begin{cases} \varphi_0(0) = \dot{\varphi}_0(0) = \varphi_1(0) = \dot{\varphi}_1(0) = 0; \\ x_1(0) = \dot{x}_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_2(0) = x_3(0) = \dot{x}_3(0) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Для проведення аналізу прийнято баштовий кран КБ-674. Технічна характеристика приводного механізму зміни вильоту вантажу баштового крана виглядає наступним чином: марка приводного електродвигуна МТ211-6; потужність електродвигуна становить 7,5 кВт; номінальна кутова швидкість обертання електродвигуна складає 94,2 рад/с. Кутова швидкість канатного барабана дорівнює 3,24 рад/с.

Як видно з виразу (7) швидкість нелінійно входить у вираз моменту двигуна, тому система диференціальних рівнянь (5) нелінійна. Для знаходження розв'язків системи диференціальних рівнянь (5) використано чисельні методи в програмі Wolfram Mathematica 9 [16].

Для чисельного інтегрування диференціальних рівнянь визначено всі параметри динамічної моделі, які зведено у табл. 1.

1. Параметри динамічної моделі механізму зміни вильоту крана КБ-674.

Параметри	Значення
Приведений до барабана момент інерції двигуна J_0 , кгм ²	$0.114 \cdot U^2$
Приведений до барабану момент інерції привода механізму J_1 , кгм ²	160
Приведений коефіцієнт жорсткості з'єднувальних механізмів привода c_0 , Н · м/рад	$28,5 \cdot 10^3$
Приведений коефіцієнт жорсткості каната приводу візка c_1 , Н/м	$3,12 \cdot 10^5$
Приведений коефіцієнт жорсткості пружного демпфера приводу візка c_2 , Н/м	$3,50 \cdot 10^5$
Приведена маса вантажного візка m_1 , кг	250
Приведена маса вантажу m_2 , кг	10000
Приведена маса приводного барабана m_3 , кг	70
Довжина гнучкого підвісу вантажу l , м	40
Статичний опір переміщення візка W , Н	3064
Сила тертя, приведені до осі канатного барабану W' , Н	$1,05 \cdot 10^1$
Коефіцієнт демпфування демпфера ν , Н · с/м	$4 \cdot 10^4$

Для механізму зміни вильоту наведено графіки енергетичної (рис. 2), кінематичних (рис. 3) та динамічних (рис. 4) і (рис. 5) функцій.

Аналізуючи графіки, які представлені на рисунках можна дійти до таких висновків. Коливання тягового канату є високочастотним із значною амплітудою, але вони швидко затухають за рахунок пружно-дисипативного елемента в механізмі приводу. Електромагнітний момент двигуна, як видно з рис. 2 в деякому випадку, може приймати від'ємне значення, що говорить про перехід двигуна в режим гальмування.

Аналіз кутової швидкості канатного барабана показує її коливальний характер.

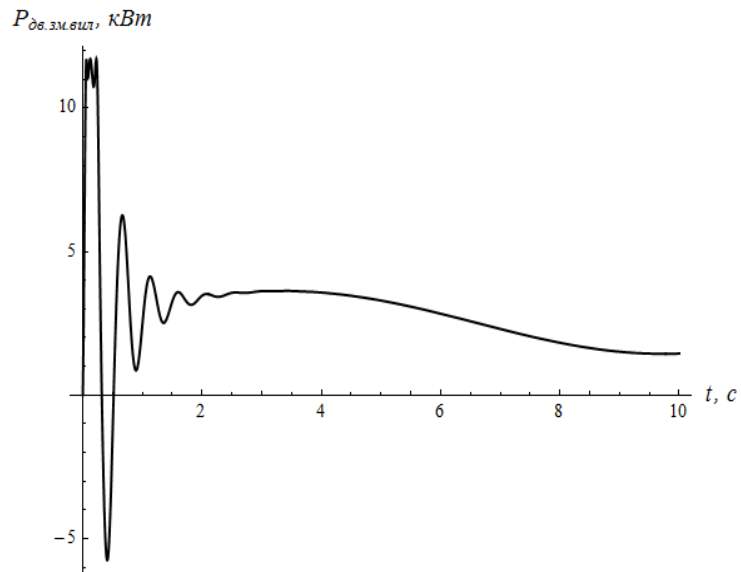


Рис. 2. Графік потужності приводного електродвигуна.

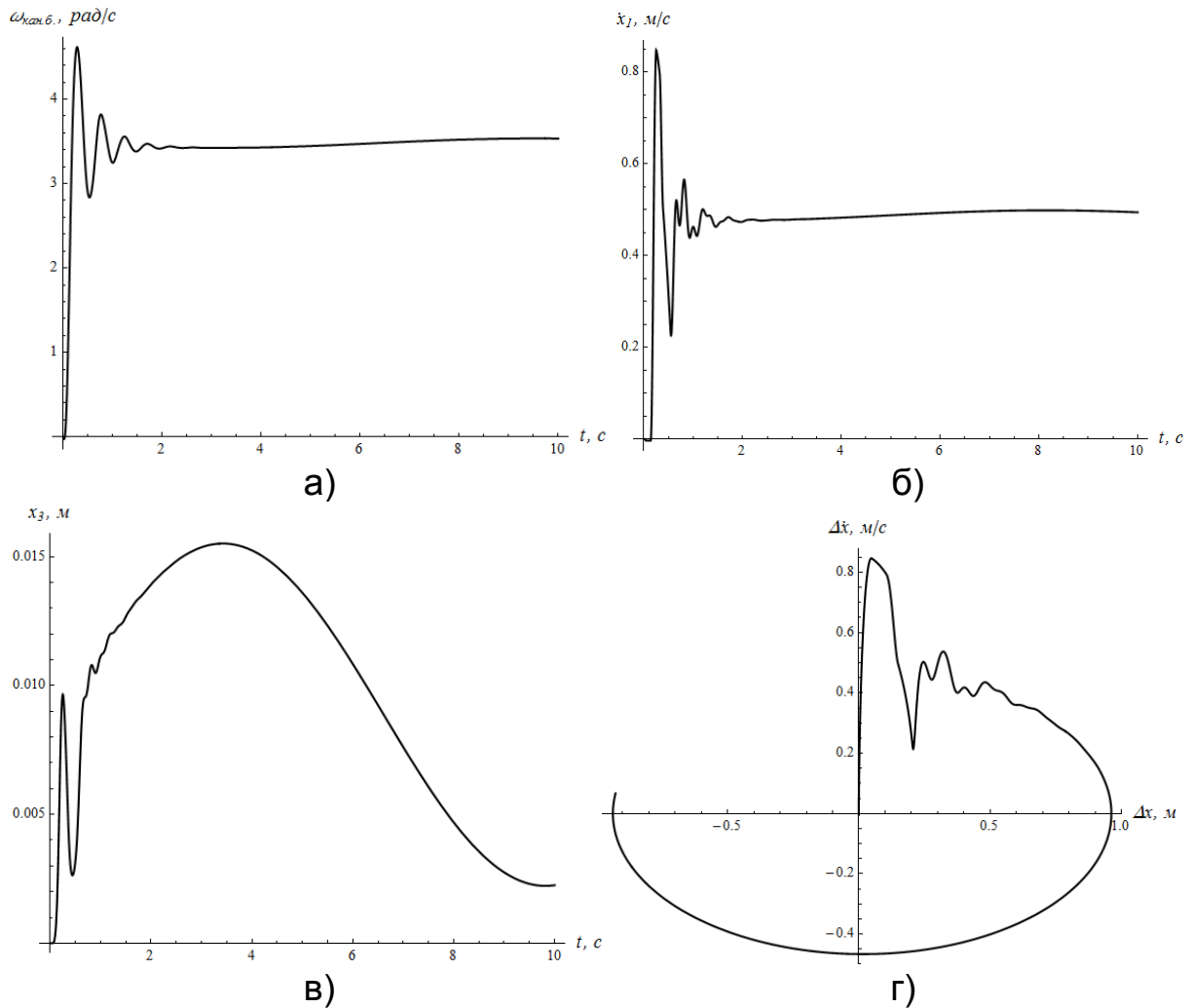


Рис. 3. Графіки кінематичних функцій для механізму зміни вильоту: а – швидкість канатного барабана; б – швидкість вантажного візка; в – переміщення дисипативного елемента; г – фазова траєкторія коливань вантажу.

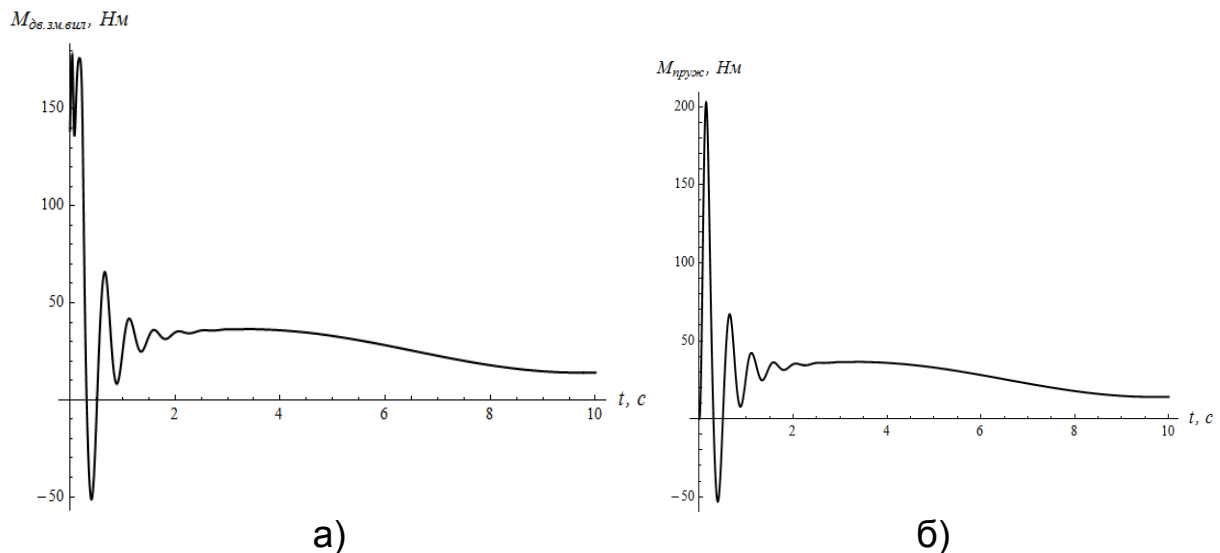


Рис. 4. Графіки динамічних моментів в механізмі зміни вильоту крана: а – момент на валу двигуна; б – момент в пружній муфті.

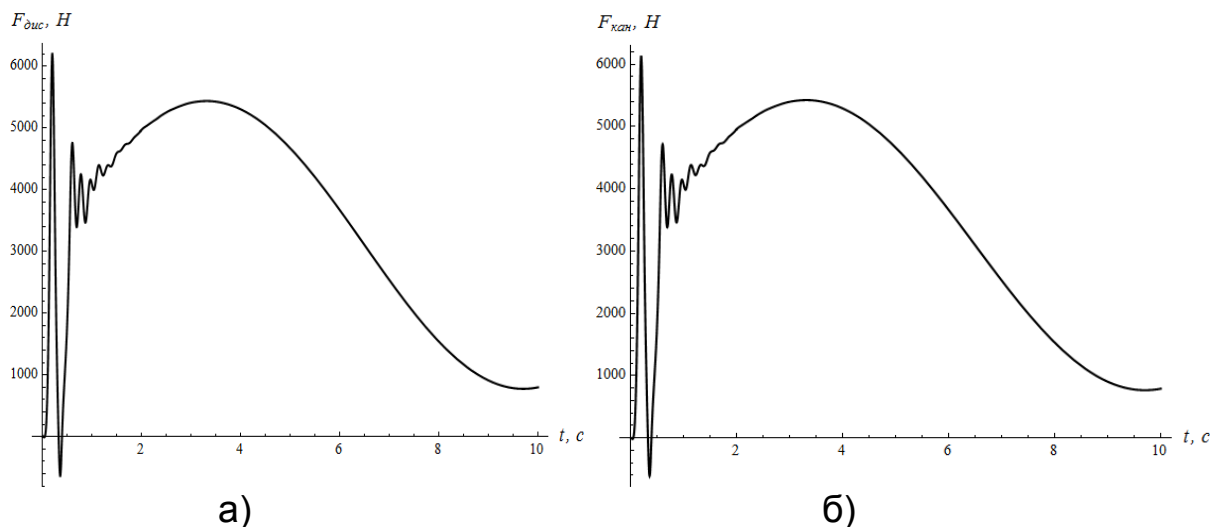


Рис. 5. Графіки динамічних зусиль механізму зміни вильоту: а – зусилля в дисипативному елементі; б – зусилля в тяговому канаті.

Коливання барабана можуть передаватися на металоконструкцію крана, яка також починає коливатися, що є небажаним. Однак за рахунок пружно-дисипативного зв'язку процес коливання триває недовго. Графік лінійної швидкості візка показує, що вона досить швидко досягає номінальних значень.

Висновок. Проведений динамічний аналіз досліджуваного механізму зміни вильоту показав наступні результати. Максимальне значення крутного моменту двигуна складає 178 Нм. Двигун за крутним моментом перевантажується у 2,34 рази. Втрати енергії при пуску системи складають 6980 Дж. Максимальна потужність двигуна складає 12 кВт, перевантаження двигуна за потужністю складає 1,6 рази. Максимальний момент в пружній муфті становить 203 Нм, коефіцієнт динамічності пружної муфти становить 0,81.

Максимальне зусилля в тяговому канаті становить 6135 Н, коефіцієнт динамічності тягового канату складає 2,0. Максимальне зусилля в пружно-дисипативному елементі становить 6200 Н. Максимальне відхилення канату від вертикалі складає 0,96 м. Встановлення приводного барабана з пружно-дисипативним елементом в механізмі зміни вильоту баштового крана дозволяє знизити зусилля в тяговому канаті, а також інтенсивність його зміни у часі, що підвищує довговічність всього механізму.

Список літератури

1. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа. Луганск. Изд-во ВУГУ. 1997. 210 с.
2. Пискунов В. Г., Бузун И. М. Расчет крановых конструкций методом конечных элементов. Москва. Машиностроение. 1991. 238 с.
3. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение. 1968. 331 с.
4. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин. Москва. Машиностроение. 1969. 206 с.
5. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов. Москва. Машиностроение. 1987. 160 с.
6. Григоров О. В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05. Харьков. 1995. 386 с.
7. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. Київ-Миколаїв. РВВ МДАУ. 2004. 286 с.
8. Семенюк В. Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкций козловых кранов. Вестник Харьковского государственного политехнического университета. 1999. Вып. 48. С. 48—54.
9. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Москва. Машиностроение. 1969. 520 с.
10. Гайдамака В. Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении. Харків. Вища школа. 1988. 141 с.
11. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины. Передвижение кранов. Харьков. ХВКИУ. 1963. 167 с.
12. Смехов А. А., Ерофеев Н. И. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. Москва. Машиностроение. 1975. 239 с.
13. Герасимьяк Р. П., Лещёв В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса. СМІЛ. 2008. 192 с.
14. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Шумілов Г. В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана. Київ. Компрінт. 2013. 174 с.
15. Лурье А. И. Аналитическая механика. Москва. Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 1961. 824 с.
16. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах. Москва. Солон-Пресс. 2004. 696 с.

References

1. Budikov L. Y. (1997). Multivariable analysis of the dynamics of load-lifting cranes of bridge type. Lugansk. Publishing house WUGU. 210.
2. Piskunov V. G., Boson S. M. (1991). Calculation of crane structures method of finite elements. Moscow. Engineering. 238.

3. Kazak S. A. (1968). Dynamics of overhead cranes. Moscow. Engineering. 331.
4. Komarov M. S. (1969). Dynamics of lifting machines. Moscow. Engineering. 206.
5. Lobov N. A. (1987). Dynamics of load-lifting cranes. Moscow. Engineering. 160.
6. Grigorov A. V. (1995). Improvement of the working characteristics of crane mechanisms: Diss. on competition of scientific degree. Dr. Techn. Sciences: 05.05.05. Kharkov. 386.
7. Loveikin V. S., Chovnyuk Yu. V. , Dickteryk M. G., Pastushenko S. I. (2004). Modeling of dynamics of mechanisms of hoisting machines. Kiev-Nikolaev. RVV NGAU. 286.
8. Semenyuk V. F. (1999). Theoretical determination of the location of the vibration absorbers of the structures gantry cranes. Vestnik of Kharkov State Polytechnic University. Vol. 48. 48-54.
9. Gokhberg M. M. (1969). Metal constructions of lifting-transport machines. Moscow. Engineering. 520.
10. Gaydamaka V. F. (1988). Work of lifting machines with stepless braking. Kharkov. High school. 141.
11. Kowalski B. C. (1963). Hoisting machine. The movement of cranes. Kharkov. HUQUIU. 167.
12. Smekhov A. A., Erofeev N. S. (1975). Optimal control of lifting and transport machinery. Moscow. Engineering. 239.
13. Gerasimjak P. G., Leshchev V. A. (2008). Analysis and synthesis of crane electromech technical systems. Odessa. 192.
14. Loveikin V. S., Tomasevic Y. A., Shumilov G. V. (2013). Optimization of luffing and load hoisting tower crane. Kiev. Comprint. 174.
15. Lurie A. S. (1961). Analytical mechanics. Moscow. State izd-vo fiz.-mat. literature. 824.
16. Dyakonov V. P. (2004). Mathematica 4.1/4.2/5.0 in mathematical and scientific calculations. Moscow. Solon-Press. 696.

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ
МЕХАНИЗМА ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА ГРУЗА БАШЕННОГО КРАНА
В. С. Ловеикин, Ю. А. Ромасевич, А. В. Стехно**

Аннотация. *Приведены исследования динамических нагрузок, возникающих в механизме изменения вылета башенного крана с балочной стрелой. Проведен анализ последних исследований и публикаций по данной тематике. Исследование динамических процессов проведены на новой разработанной конструкции приводного механизма изменения вылета, которая за счет упруго-диссипативной связи (пружин и демпферов) позволяет уменьшать динамические нагрузки в исследуемом механизме. Построена динамическая модель движения отдельных приведенных масс исследуемой системы. Для данной динамической модели на основе уравнений Лагранжа второго рода составленные дифференциальные уравнения второго порядка, движения отдельных масс. Для проведения динамического анализа использовано численное интегрирование системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих движение системы*

во времени. Для исследования динамических процессов использованы основные значения параметров башенного крана КБ-674. В результате численного интегрирования построены графики функций зависимости изменения кинематических, динамических, энергетических характеристик системы во времени при работе двигателя на естественной механической характеристике. Установлен уровень динамической нагруженности элементов механизма изменения вылета башенного крана (привода, тягового каната, колебания груза и т.п.). На основе математического моделирования установлены основные закономерности возникновения и эволюции динамических процессов в исследуемом механизме изменения вылета башенного крана.

Ключевые слова: башенный кран, механизм изменения вылета, динамическая модель, уравнения Лагранжа, нагрузки, электродвигатель

MATHEMATICAL MODELLING OF DYNAMICS OF MOTION CHANGE MECHANISM DEPARTURE OF LOAD OF TOWER CRANE

V. S. Lovejkin, Yu. O. Romasevych, O. V. Stekhno

Abstract. *Researches of dynamic loads that occur in a derricking mechanism of the tower crane with a girder boom are stated in the article. An analysis of recent research and publications of this theme has carried out. The research of dynamic processes with using a new developed construction of drive mechanism has been carried out. The construction reduces the dynamic forces in the investigate mechanism by mean of elastic dissipative connection. A dynamic model of the motion of reduced masses in the system has been designed. Based on Lagrange's equations for the dynamic model have been found the differential equations of motion for reduced masses. The numerical integration of the system of nonlinear differential equations, which describe the motion of the system, has been done. The dynamic parameters of tower crane KB-674 have been used. The plots of kinematic, dynamic, energetic characteristics in the system have been plotted. The level of the dynamic loads in elements of the researched mechanism has been established (drive, rope, load fluctuations, etc.). Based on mathematical modeling have been established the basic principles of the origin and evolution of dynamic processes in the researched derricking mechanism.*

Key words: *tower crane, derricking mechanism, dynamic model, Lagrange's equations, loads, electrical motor*