Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 4, 153-160
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.04.153

УДК 621.873

АНАЛІЗ ПУСКУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМУ РИВКОВОМУ РЕЖИМІ РУХУ

В. С. Ловейкін[1], Д. А. Паламарчук[2], Ю. О. Ромасевич[1]

[1]Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.
[2]Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – червень 2020, акцептовано – жовтень 2020.
Бібл. 12, рис. 8, табл. 1.

Анотація. У даній статті представлено результати аналітичного дослідження кінематичних та силових характеристик руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана на початку руху. Дослідження проведено під час розгону електродвигуна механізму зміни вильоту зі стану спокою до частоти обертання, що відповідає номінальній робочій швидкості переміщення вантажу. При цьому пуск електродвигуна відбувається при умові руху всієї стрілової системи разом з вантажем за законом оптимізації ривків.

Використання вказаного закону дозволяє повністю згладити розгойдування вантажу на початку руху. Крім того, під кінець розгону забезпечуються однакові швидкості та прискорення між кінцевою точкою хобота крана та вантажем. Це дозволяє забезпечити високу плавність руху стрілової системи та уникнути розгойдувань вантажу після виходу ротора електродвигуна на номінальну частоту обертання.

Також проведено дослідження статичного, динамічного та повного зусилля в зубчастій рейці приводу.

Вказані дослідження проведено при різній тривалості процесу пуску електродвигуна за законом оптимізації ривків. Це дозволило встановити залежність досліджуваних кінематичних та силових параметрів від тривалості перехідного процесу. На основі цього розроблено рекомендації щодо вибору тривалості розгону електродвигуна механізму зміни вильоту.

У ході дослідження побудовано графіки зміни досліджуваних параметрів стрілової системи в часі. Графічні залежності отримані при найбільш прийнятній тривалості режиму розгону з точки зору зменшення динамічних навантажень на ланки стрілової системи, покращення технологічного процесу роботи крана та його ергономіки.

Ключові слова: шарнірно-зчленована стрілова система, механізм зміни вильоту, оптимальне керування, розгойдування вантажу, зусилля.

Постановка проблеми

Під час зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи (ШЗСС) крана виникають розгойдування вантажу на канатному підвісі. Максимальні відхилення канату від вертикалі спостерігаються під час руху стрілової системи на перехідних режимах і досягають значення 10…12°. Це явище негативно впливає на техніко-економічні та ергономічні показники кранів з ШЗСС.

Зокрема, розгойдування вантажу викликають втомлене руйнування елементів металоконструкцій стрілової системи та призводять до збільшення динамічних навантажень на елементи рейкового механізму зміни вильоту. Це нерідко призводить до їх поломок, які, в свою чергу, є причинами простоювання та дорогих ремонтів всього крану. Крім того, розгойдування вантажу стає причиною утруднення його точного позиціювання, що призводить до зниження продуктивності роботи крана та ускладнення умов роботи стропальників і такелажників, а також змушує кранівника-оператора весь час працювати у психологічному напруженні.

Крім того, на практиці при проведені перевантажувальних робіт досить рідко виникає така ситуація, коли переміщення вантажу здійснюється від мінімального вильоту до максимального. Здебільшого переміщення вантажу краном здійснюється на певну відстань, що становить трохи більше половини від максимально можливого технічного вильоту. В зв'язку з цим, доцільно провести дослідження руху стрілової системи за законом, який відповідає оптимізації ривків лише на ділянці пуску.

Аналіз останніх досліджень

У роботі [1] проведено дослідження руху стрілової системи під час пуску за законом, який відповідає оптимізації за критерієм середньоквадратичних значень прискорень. Встановлено кінематичні та силові характеристики

ШЗСС за різної тривалості цього перехідного режиму руху.

У монографії [2] проведено дослідження руху стрілової системи за різних законів, які відповідають оптимізації за критеріями середньоквадратичних значень кінематичних характеристик, таких як переміщення, швидкість, прискорення та ривок. Встановлено можливість практичного використання наведених режимів руху. Однак, вказані дослідження проведені при переміщенні вантажу на повний виліт.

У статті [3] розглядається питання оптимізації навантажень на ланки стрілової системи з метою зниження енергоспоживання електродвигуна механізму зміни вильоту. Однак, вказаний спосіб не повністю розкриває причини виникнення та зміну динамічних навантажень під час перехідних режимів руху ШЗСС крана.

У роботі [4] запропоновано зменшити енергоємність крана з ШЗСС при проведені перевантажувальних робіт у портах за рахунок зміни конфігурації стрілової системи та перерозподілу силових навантажень на ланки стрілової системи та кран в цілому. Недоліком такого підходу є те, що запропоновані рішення можуть бути використані лише при проектуванні нових кранів.

Під час аналізу роботи [5] виявлено нові ґрунтовні підходи щодо експериментальних досліджень динаміки руху кранів з різними стріловими системами. Тут запропоновано системи керування механізмами кранів, що працюють у режимі реального часу.

Таким чином, виявлено різні підходи, щодо покращення динамічних характеристик руху стрілових систем, а, відповідно, і зменшення енергетичних витрат технологічного процесу транспортування вантажу під час роботи крана.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у отримані рекомендацій щодо можливості практичного застосування закону руху стрілової системи знайденого в результаті оптимізації за критерієм середньоквадратичних значень ривків під час пуску електродвигуна механізму зміни вильоту.

Результати досліджень

Раніше встановлено [2], що режим руху стрілової системи, який забезпечує мінімальну різницю між ривками кінцевої точки хобота A і центром мас вантажу B (рис. 1), визначається наступною умовою

$$\sum_{i=1}^{n}\left|\dddot{x}-\dddot{x}_A\right| \to min\,, \qquad (1)$$

де $\dddot{x}$ – горизонтальна складова ривка вантажу; $\dddot{x}_A$ – горизонтальна складова ривка кінцевої точки хобота; n – кількість положень стрілової системи в процесі зміни вильоту.

На рис. 1 використано наступні позначення геометричних характеристик стрілової системи: y_1, y_2, y_4 – вертикальні координати центрів мас відповідно стріли, хобота та рухомої противаги; x_2, x – горизонтальні координати центрів мас відповідно хобота і вантажу; α – кутова координата повороту стріли; $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – кутові координати повороту відповідно хобота, відтяжки та коромисла противаги; L – довжина стріли; l – довжина хобота; r – довжина контрхобота; R – довжина відтяжки; H – довжина підвісу вантажу; ψ – кутова координата відхилення вантажного канату від вертикалі.

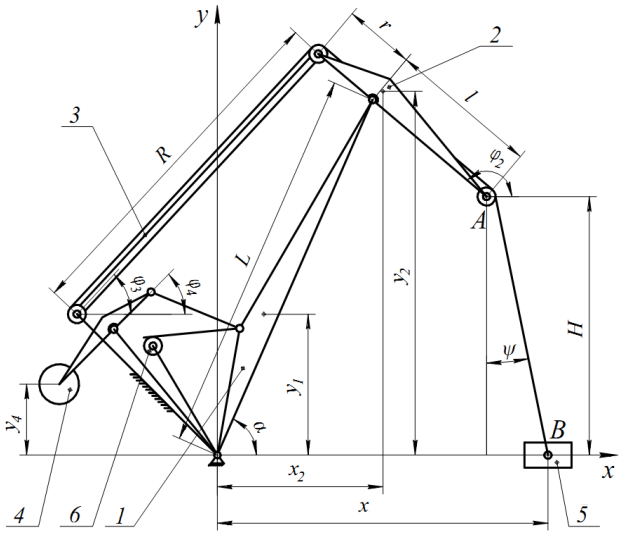

Рис. 1. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи з рейковим механізмом зміни вильоту: 1 – стріла; 2 – прямолінійний хобот; 3 – відтяжка; 4 – противага; 5 – вантаж; 6 – привідна шестерня.

Fig. 1. Horse-head jib system with raked luffing mechanism: 1 – main jib; 2 – straight jib; 3 – tieback; 4 – movable counterweight; 5 – cargo; 6 – the driving gear.

Для математичного маятника, що має рухому точку закріплення з довжиною підвісу H, є справедливими такі співвідношення [2]:

$$x_A = x + \frac{H}{g}\ddot{x};\ \dot{x}_A = \dot{x} + \frac{H}{g}\dddot{x};$$

$$\ddot{x}_A = \ddot{x} + \frac{H}{g}\overset{IV}{x}\,;\ \dddot{x}_A = \dddot{x} + \frac{H}{g}\overset{V}{x}, \qquad (2)$$

де x_A, $\dot{x}_A$, $\ddot{x}_A$ – кінематичні характеристики кінцевої точки хобота A, відповідно горизонтальна координата, швидкість та прискорення; x, $\dot{x}$, $\ddot{x}$, $\dddot{x}$, $\overset{IV}{x}$, $\overset{V}{x}$ – кінематичні характеристики центру мас вантажу, відповідно горизонтальна координата, швидкість, прискорення, ривок та четверта і п’ята похідні від координати.

Умова мінімізації середньоквадратичної різниці ривків забезпечується інтегральним функціоналом, який відображає суму квадратів відхилення ривків на всій ділянці перехідного процесу

$$\Delta\dddot{x}^2 = \frac{1}{t_1}\int_0^{t_1}\left(\dddot{x}-\dddot{x}_A\right)^2 dt = \frac{H^2}{g^2 t_1}\int_0^{t_1}\overset{V}{x}{}^2\, dt, \qquad (3)$$

де t_1 – тривалість перехідного режиму руху стрілової системи.

Підінтегральний вираз цього функціоналу відображає кінематичні співвідношення між горизонтальними координатами вантажу x і кінцевої точки хобота x_A та висотою підвісу вантажу H. Вказаний функціонал записано для ШЗСС сучасного портального крана МАРК-40, що має такі технічні параметри:

– мінімальний виліт $S_{min} = 7{,}4$ м;

– максимальний виліт $S_{max} = 30$ м;

– номінальна швидкість горизонтального переміщення вантажу $V = 1{,}05$ м/с;

– час зміни вильоту від мінімального до максимального $t = 22$ с;

– довжина стріли $L = 25{,}76$ м;

– довжина хобота $l = 10{,}16$ м;

– довжина підвісу вантажу $H = 14{,}7$ м;

– маса стріли $m_1 = 12650$ кг;

– маса хобота (в зборі разом з контрхоботом) $m_2 = 5423$ кг;

– маса відтяжки $m_3 = 3114$ кг;

– маса противаги $m_4 = 13525$ кг;

– середня вантажопідйомність крана на основному гаку $m = 20000$ кг.

Крани такого типу виготовляються спільно Фінляндією та Україною і відповідають всім сучасним вимогам українського та європейського законодавства щодо безпеки, ергономіки та енергозбереження.

Функціонал (3) досягає мінімуму при функціях, які є розв'язком рівняння Ейлера-Пуассона і мають вигляд

$$\frac{\partial \overset{V}{x}^2}{\partial x} - \frac{d}{dt}\frac{\partial \overset{V}{x}^2}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2}\frac{\partial \overset{V}{x}^2}{\partial \ddot{x}} - \frac{d^3}{dt^3}\frac{\partial \overset{V}{x}^2}{\partial \dddot{x}} + \frac{d^4}{dt^4}\frac{\partial \overset{V}{x}^2}{\partial \overset{IV}{x}} - \frac{d^5}{dt^5}\frac{\partial \overset{V}{x}^2}{\partial \overset{V}{x}} = 0 . \qquad (4)$$

Приведене рівняння зводиться до диференціального рівняння десятого порядку виду

$$\overset{X}{x} = 0. \qquad (5)$$

Після інтегрування цього рівняння за часом, отримано систему з десяти рівнянь:

$$\overset{IX}{x} = D_1; \quad \overset{VIII}{x} = D_1 t + D_2; \quad \overset{VII}{x} = \frac{1}{2}D_1 t^2 + D_2 t + D_3;$$

$$\overset{VI}{x} = \frac{1}{6}D_1 t^3 + \frac{1}{2}D_2 t^2 + D_3 t + D_4;$$

$$\overset{V}{x} = \frac{1}{24}D_1 t^4 + \frac{1}{6}D_2 t^3 + \frac{1}{2}D_3 t^2 + D_4 t + D_5;$$

$$\overset{IV}{x} = \frac{1}{120}D_1 t^5 + \frac{1}{24}D_2 t^4 + \frac{1}{6}D_3 t^3 + \frac{1}{2}D_4 t^2 + D_5 t + D_6;$$

$$\dddot{x} = \frac{1}{720}D_1 t^6 + \frac{1}{120}D_2 t^5 + \frac{1}{24}D_3 t^4 + \frac{1}{6}D_4 t^3 + \frac{1}{2}D_5 t^2 + D_6 t + D_7;$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{5040}D_1 t^7 + \frac{1}{720}D_2 t^6 + \frac{1}{120}D_3 t^5 + \frac{1}{24}D_4 t^4 + \frac{1}{6}D_5 t^3 + \frac{1}{2}D_6 t^2 + D_7 t + D_8;$$

$$\dot{x} = \frac{1}{40320}D_1 t^8 + \frac{1}{5040}D_2 t^7 + \frac{1}{720}D_3 t^6 + \frac{1}{120}D_4 t^5 + \frac{1}{24}D_5 t^4 + \frac{1}{6}D_6 t^3 + \frac{1}{2}D_7 t^2 + D_8 t + D_9;$$

$$x = \frac{1}{362880}D_1 t^9 + \frac{1}{40320}D_2 t^8 + \frac{1}{5040}D_3 t^7 + \frac{1}{720}D_4 t^6 + \frac{1}{120}D_5 t^5 + \frac{1}{24}D_6 t^4 + \frac{1}{6}D_7 t^3 + \frac{1}{2}D_8 t^2 + D_9 t + D_{10}, \qquad (6)$$

де $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6, D_7, D_8, D_9, D_{10}$ – постійні інтегрування, які визначаються за крайовими умовами руху.

Під час руху стрілової системи на ділянці пуску крайові умови мають вигляд:

$$t = 0, x = x_0, \dot{x} = \ddot{x} = \dddot{x} = \overset{IV}{x} = 0;$$

$$t = t_1, \dot{x} = v, \ddot{x} = \dddot{x} = \overset{IV}{x} = \overset{V}{x} = 0, \qquad (7)$$

де x_0 – горизонтальна координата вантажу на початку руху стрілової системи; t_1 – час розгону до виходу на усталену швидкість; v – швидкість горизонтального переміщення вантажу при усталеному русі.

При вказаних крайових умовах постійні інтегрування набувають таких значень:

$$D_1 = \frac{1411200v}{t_1^8}; \; D_2 = \frac{-604800v}{t_1^7}; \; D_3 = \frac{100800v}{t_1^6};$$

$$D_4 = \frac{-26880v}{t_1^5}; \; D_5 = \frac{1680v}{t_1^4};$$

$$D_6 = D_7 = D_8 = D_9 = 0; \; D_{10} = x_0. \qquad (8)$$

Підставивши отримані постійні інтегрування у систему (6), визначемо такий режим руху вантажу, що забезпечує мінімальне середньоквадратичне відхилення між ривком вантажу та ривком кінцевої точки хобота на ділянці розгону стрілової системи:

$$x = \rho + x_0 + \frac{35vt^9}{9t_1^8} - \frac{20vt^8}{t_1^7} + \frac{40vt^7}{t_1^6} - \frac{112vt^6}{3t_1^5} + \frac{14vt^5}{t_1^4};$$

$$\dot{x} = \frac{35vt^8}{t_1^8} - \frac{160vt^7}{t_1^7} + \frac{280vt^6}{t_1^6} - \frac{224vt^5}{t_1^5} + \frac{70vt^4}{t_1^4};$$

$$\ddot{x} = \frac{280vt^7}{t_1^8} - \frac{1120vt^6}{t_1^7} + \frac{1680vt^5}{t_1^6} - \frac{1120vt^4}{t_1^5} + \frac{280vt^3}{t_1^4};$$

$$\dddot{x} = \frac{1960vt^6}{t_1^8} - \frac{6720vt^5}{t_1^7} + \frac{8400vt^4}{t_1^6} - \frac{44800vt^3}{t_1^5} + \frac{840vt^2}{t_1^4};$$

$$\overset{IV}{x} = \frac{11760vt^5}{t_1^8} - \frac{33600vt^4}{t_1^7} + \frac{33600vt^3}{t_1^6} - \frac{13440vt^2}{t_1^5} + \frac{1680vt}{t_1^4};$$

$$\overset{V}{x} = \frac{58800vt^4}{t_1^8} - \frac{134400vt^3}{t_1^7} + \frac{100800vt^2}{t_1^6} - \frac{26880vt}{t_1^5} + \frac{1680v}{t_1^4};$$

$$\overset{VI}{x} = \frac{235200vt^3}{t_1^8} - \frac{403200vt^2}{t_1^7} + \frac{201600vt}{t_1^6} - \frac{26880v}{t_1^5}. \quad (9)$$

Підставивши, визначені за допомогою рівнянь (9), кінематичні характеристики вантажу у систему (2), визначимо кінематичні характеристики руху кінцевої точки хобота .

При цьому кутова координата нахилу стріли до горизонту визначається з наступного виразу

$$\alpha = arccos\, z, \quad (10)$$

де z – є розв'язком повного квадратного рівняння, що характеризує кінематичні залежності між окремими ланками ШЗСС крана та стрілою. Визначення параметру z в повному обсязі наведено в роботі [2].

Кутова швидкість стріли в будь-який момент часу розгону ШЗСС визначається за виразом

$$\dot{\alpha} = -\frac{\dot{z}}{\sqrt{1-z^2}}, \quad (11)$$

де $\dot{z}$ – параметр z з виразу (10), що продиференційований за часом [2].

Кутове прискорення стріли має вигляд

$$\ddot{\alpha} = -\frac{\ddot{z}}{\sqrt{1-z^2}} - \frac{\dot{z}^2 z}{\left(1-z^2\right)^{\frac{3}{2}}}, \quad (12)$$

де $\ddot{z}$ – друга похідна за часом від характеристики z.

Однією з найбільш навантажених ланок приводу механізму зміни вильоту ШЗСС крана є зубчаста рейка приводного механізму 6 (рис. 1). Тому доцільно дослідити зміну внутрішнього зусилля в ній під час руху на ділянці розгону. Повне внутрішнє зусилля в зубчастій рейці знаходиться за такою залежністю

$$F = F_C + F_Д, \quad (13)$$

де F_C, $F_Д$, – відповідно статична та динамічна складові внутрішнього зусилля в рейці. Повні вирази для знаходження F_C та $F_Д$ наведено в роботах [2, 6].

Використовуючи залежності (9),…,(13), було проведено дослідження кінематичних та силових характеристик ШЗСС крана за законом, який відповідає мінімізації критерію, що відображає середньоквадратичне значення ривків під час руху на ділянці пуску.

Під час аналізу отриманих залежностей кінематичних характеристик стрілової системи було зафіксовано мінімальні та максимальні значення наступних характеристик: $x, \dot{x}, \ddot{x}$ – відповідно горизонтальна координата, швидкість та прискорення вантажу; $x_A, \dot{x}_A, \ddot{x}_A$ – відповідно горизонтальна координата, швидкість та прискорення кінцевої точки хобота; $\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ – відповідно кутові координата, швидкість та прискорення стріли; F_C, $F_Д$, F – відповідно статичне, динамічне та повне зусилля в зубчастій рейці.

Аналітичні дослідження руху проводились при різній тривалості розгону стрілової системи до усталеної швидкості. Було обрано тривалість розгону в межах 3…5 с, що відповідає вимогам та рекомендаціям до електродвигунів кранового типу та їхніх систем керування [7, 8].

Вказані характеристики було обрано з огляду на те, що вони у найбільш повному обсязі відображають картину кінематики та динаміки руху стрілової системи та вантажу на канатному підвісі [9, 10]. Отримані розрахункові дані дослідження зведено до табл. 1 з кроком часу 0,5 с.

Аналізуючи отримані результати дослідження, встановлено, що тривалість розгону $t_1 = 3c$ бажано не використовувати з огляду на те, що на початку руху виникають значні рушійні прискорення стрілової системи [11, 12]. Для виходу на усталену швидкість система швидко розганяється і потім гальмується – це призводить до зміни напряму швидкості руху кінця хобота. Такий швидкий розгін спричинює велике значення динамічної складової внутрішнього зусилля в зубчастій рейці. Внаслідок цього відбувається зміна повного внутрішнього зусилля в межах від $F = -44{,}17$ *кН* до $F = 122{,}82$ *кН*.

Таблиця 1. Результати дослідження при різній тривалості пуску.

Table 1. Results of the study at different length of start.

Параметр		Час пуску t_1, c				
		3	3,5	4	4,5	5
x, *м*	min	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
	max	10,25	10,54	10,83	11,13	11,42
$\dot{x}$, *м/с*	min	0	0	0	0	0
	max	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
$\ddot{x}$, *м/с²*	min	0	0	0	0	0
	max	0,82	0,705	0,62	0,55	0,49
x_A, *м*	min	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
	max	10,25	10,54	10,83	11,13	11,42
$\dot{x}_A$, *м/с*	min	-0,49	-0,13	0	0	0
	max	1,74	1,301	1,05	1,05	1,05
$\ddot{x}_A$, *м/с²*	min	-3,14	-1,79	-1,05	-0,63	-0,36
	max	3,82	2,41	1,63	1,15	0,84
α, *рад*	min	1,26	1,257	1,25	1,247	1,242
	max	1,29	1,29	1,29	1,29	1,29
$\dot{\alpha}$, *рад/с*	min	-0,03	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02
	max	0,008	0,002	0	0	0
$\ddot{\alpha}$, *рад/с²*	min	-0,05	-0,03	-0,02	-0,02	-0,01
	max	0,05	0,03	0,02	0,009	0,005
F_C, *кН*	min	-44,17	-44,17	-44,17	-44,17	-44,17
	max	-27,4	-25,4	-23,65	-22,11	-20,76
$F_Д$, *кН*	min	0	0	0	0	0
	max	164,75	109,4	81,05	75,19	76,57
F, *кН*	min	-44,17	-44,17	-44,17	-44,17	-44,17
	max	122,82	67,95	46,9	43,67	43,88

При тривалості розгону $t_1 = 3{,}5c$ відбувається більш плавний розгін стрілової системи. Плавний рух досягається за рахунок зменшення максимального прискорення вантажу до $\ddot{x} = 0{,}705$ *м/с²*. Таке прискорення призвело до зменшення максимального

внутрішнього зусилля в рейці майже вдвічі в порівняні з тривалістю розгону $t_1 = 3c$.

Набагато сприятливіші швидкісні характеристики стрілова система має при тривалості пуску $t_1 = 4c$ – відбувається плавна зміна швидкості та прискорення кінцевої точки хобота. При цьому вдається забезпечити симетричний цикл зміни внутрішнього навантаження в рейці у межах $F = -44{,}17...46{,}9\,кН$.

При подальшому збільшені тривалості пуску до $t_1 = 4{,}5c$ та $t_1 = 5c$ характер кінематичних характеристик ШЗСС і вантажу майже не змінюється. Хоча спостерігається деяке покращення плавної зміни навантаження зубчастої рейки. Однак, збільшення тривалості пуску призводить до суттєвого збільшення тривалості вильоту стрілової системи. Це, як наслідок, приводить до зменшення продуктивності робочого процесу.

Тому найбільш прийнятною тривалістю пуску буде час у межах $t_1 = 3{,}5...4c$.

Для повного відображення кінематичних та силових характеристик під час процесу пуску ШЗСС крана побудовано графічні залежності зміни – горизонтальних координат вантажу та точки *A* хобота (рис. 2), горизонтальних швидкостей (рис. 3) та прискорень (рис. 4) цих же точок. Графічні залежності побудовано за умови тривалості пуску $t_1 = 4c$.

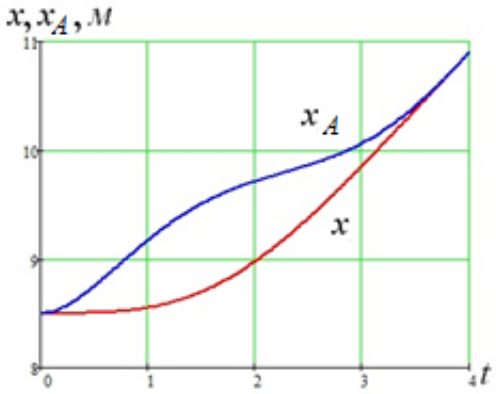

Рис 2. Графіки зміни горизонтальних координат.
Fig. 2. Graphs changes of horizontal coordinates.

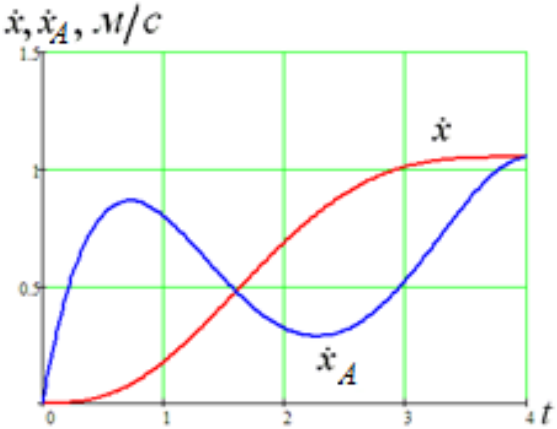

Рис. 3. Графіки зміни швидкостей.
Fig. 3. The schedule change of speeds.

Для аналізу кінематики руху стріли під час пуску побудовано графічні залежності зміни її кутової координати (рис. 5), кутової швидкості (рис. 6) та кутового прискорення (рис. 7).

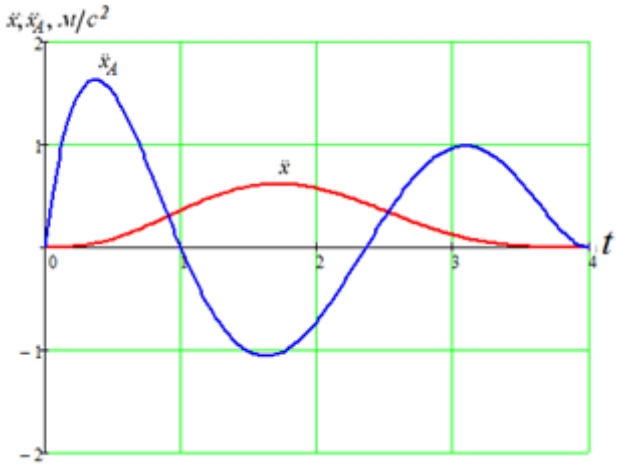

Рис. 4. Графіки зміни прискорень.
Fig. 4. The graphics changes of acceleration.

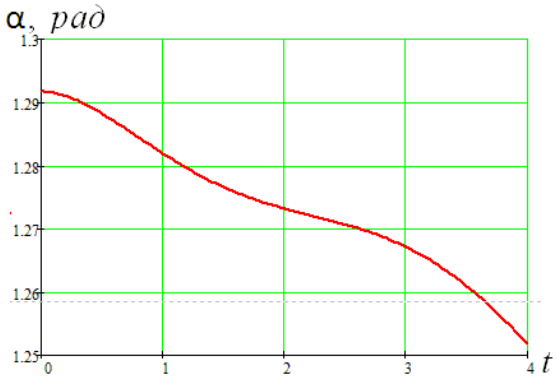

Рис. 5. Графік зміни кутової координати стріли.
Fig. 5. Graphs changes of angular coordinate of arrow.

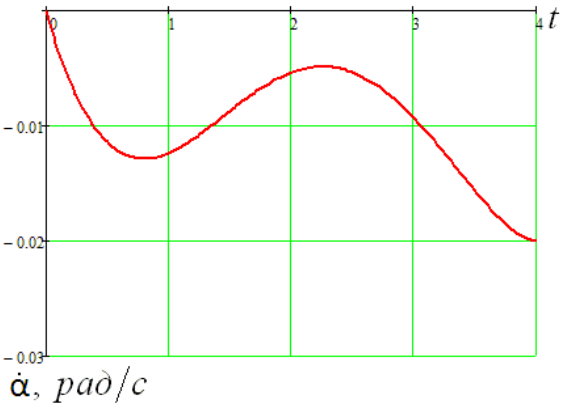

Рис. 6. Графік зміни кутової швидкості стріли.
Fig. 6. Graphs change in angular velocity of arrow.

Із графічних залежностей на рис. 3 та рис. 6 видно, що на початку руху відбувається швидкий розгін стріли, а пізніше плавне пригальмовування. Це дозволяє точно позиціювати вантаж в момент завершення пуску (рис. 2).

Із графічних залежностей на рис. 8 видно, що статична складова F_C внутрішнього зусилля в рейці протягом всього часу розгону залишається майже

сталою. Значення динамічної складової $F_Д$ залежить від прискорення ланок стрілової системи. Видно, що загальне внутрішнє зусилля в зубчастій рейці змінюється плавно.

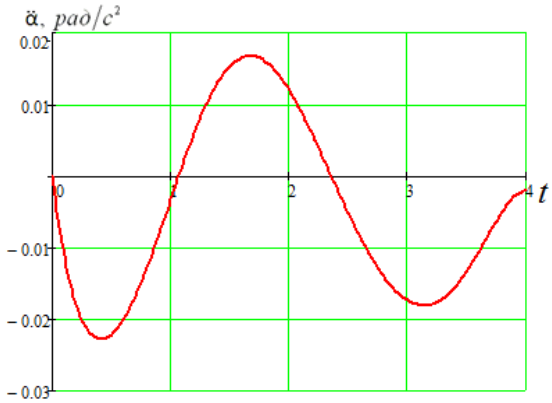

Рис. 7. Графік зміни кутового прискорення стріли.
Fig. 7. Graphs changes the angular acceleration of arrow.

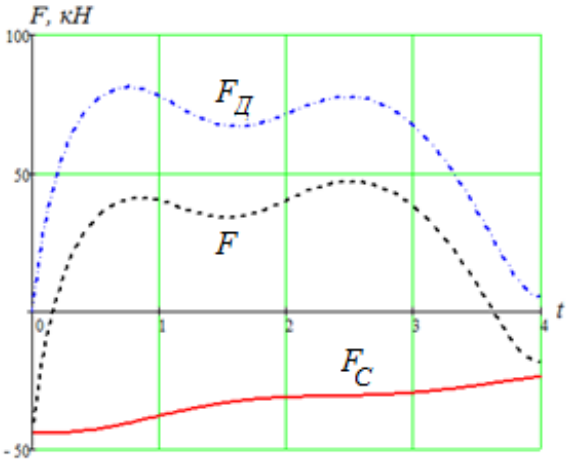

Рис. 8. Графіки зміни внутрішніх зусиль в рейці.
Fig. 8. Graphs of internal change efforts of rail.

Висновки

1. У роботі проведено дослідження кінематичних та силових характеристик ШЗСС під час перехідного режиму пуску, який здійснюється за законом, що відповідає оптимізації режиму руху за критерієм середньоквадратичного значення ривків, яке показало доцільність використання такого режиму руху стрілової системи в процесі пуску.

2. Визначено залежність руху кінцевої точки хобота, до якої на канаті підвішено вантаж. За допомогою встановленої залежності проведено кінематичний та силовий аналіз під час руху стрілової системи за різної тривалості процесу пуску, з якого встановлено доцільну тривалість пуску.

3. Встановлено, що найбільш сприятливою, з точки зору забезпечення плавності руху вантажу та бажаної продуктивності крана, є тривалість розгону, що становить 4 *с*. При такій тривалості розгону забезпечується плавна зміна внутрішнього зусилля в зубчастій рейці приводу, що позитивно впливає на загальну динаміку руху ШЗСС стрілової системи та підвищує надійність роботи приводного механізму зміни вильоту та крана в цілому.

4. Для встановленої тривалості розгону побудовано графічні залежності зміни кінематичних характеристик вантажу, кінцевої точки хобота та стріли, що дозволило оцінити кінематику руху всієї стрілової системи крана в процесі зміни вильоту.

Список літератури

1. *Паламарчук Д. А.* Дослідження руху стрілової системи крана під час пуску за законом оптимізації прискорень. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2015. №85. С. 21-27.

2. *Ловейкін В. С., Паламарчук Д. А.* Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана. Монографія. Київ. ЦП „КОМПРИНТ”, 2015. 224 с.

3. *Суглобов В. В., Михеев В. А., Ткачук Е. В.* Оптимизация действующих нагрузок на механизм изменения вылета стрелы с целью снижения энергопотребления портального крана. Захист металургійних машин від поломок: зб. наукових праць ПДТУ, 2013. Вип. 15. С. 133-140.

4. *Min-Saeng Kim, Yoo In Shin, Chul Ki Song* Structural analysis for a 70/15 ton×105 m level luffing crane. J. Korean Soc. Precis. Eng, 2013. Vol. 30, No. 9. pp. 983-990.

5. *Ehsan A. Maleki* Dynamics and control of a small-scale mobile boom crane. A thesis presented to the academic faculty. Georgia institute of technology december, 2010. 120 p.

6. *Ловейкін В. С., Паламарчук Д. А.* Исследование движущих сил в механизме изменения вылета стреловой системы крана. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2014. №84. С. 39-45.

7. *Яуре А. Г., Певзнер Е. М.* Крановый электропривод. Справочник. Москва. Энергоатомиздат, 1988. 344 с.

8. *Найденко Е. В.* Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом Електромашинобудування та електрообладнання, 2007. № 69. С. 17–22.

9. *Бортяков Д. Е., Некрасова А. В., Соколов С. А.* Моделирование эксплуатационной нагруженности элементов портальных кранов. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, 2008. №60. С. 203–211.

10. *Keqin LI, Cuxiang Jiang* Inverse design of a new double-link luffing mechanism and realization on MATLAB. Proceedings of the 3rd ICMEM International conference on mechanical engineering and mechanics. October 21−23, 2009. Beijing, P. R. China. pp. 301-304.

11. *Bargazov E., Bortyakov D., Uzunov T., Alipiev O., Antonov S.* Optimization research of the cargo pendulum and units displacements of the gantry cranes level luffing jib system. International scientific journal "Machines. Technologies. Materials.", 2018. Year XII, Issue 10. pp. 386-391.

12. *Dong Soo Kim,·Jongsoo Lee* Structural design of a level-luffing crane through trajectoryoptimization and strength-based size optimization. Structural and multidisciplinary optimization; Heidelberg, 2015. Vol. 51, No. 2. pp. 515-531.

References

1. *Palamarchuk D. A.* (2015). Study of motion boom crane during start statutory optimization accelerated. Allukrainian collection of scientific works "Mining, constructional, road and melioration machines". Vol. 85. P. 21-27.

2. *Loveikin V. S., Palamarchuk D. A.* (2015). Optimization of modes of movement in the horse head system of the crane. Kyiv. Publisher TsP «KOMPRINT», 224 p.

3. *Suglobov V. V., Mikheev V. A., Tkachuk E. V.* (2013). Optimization of acting loads on the level luffing mechanism in order to reduce the energy consumption of the portal crane. Protection of metallurgical machines from breakdowns. Vol. 15. P. 133-140.

4. *Min-Saeng Kim, Yoo In Shin, Chul Ki Song* (2013). Structural analysis for a 70/15 ton×105 m level luffing crane. J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 30, No. 9, pp. 983-990.

5. *Ehsan A. Maleki* (2010). Dynamics and control of a small-scale mobile boom crane. A thesis presented to the academic faculty. Georgia institute of technology december, 2010, 120 p.

6. *Loveikin V. S., Palamarchuk D. A.* (2014). Study of driving forces in the mechanism of changing the boom system of the crane. Allukrainian collection of scientific works "Mining, constructional, road and melioration machines". Vol. 84. P. 39-45.

7. *Yaure A. G., Pevzner E. M.* (1988). Crane electric drive. Directory. Moscow. Energoatomizdat. 344 p.

8. *Naidenko E. V.* (2007). Control of an electric drive of horizontal movement mechanisms with a suspended load. Electrical engineering and electrical equipment. Vol. 69, pp. 17–22.

9. *Bortiakov D. E., Nekrasova A. V., Sokolov S. A.* (2008). Modeling of operational loading of elements of portal cranes. Scientific and technical statements of the St. Petersburg State Polytechnic University. Vol. 60. pp. 203-211.

10. *Keqin LI, Cuxiang Jiang* (2009). Inverse design of a new double-link luffing mechanism and realization on MATLAB. Proceedings of the 3rd ICMEM International conference on mechanical engineering and mechanics. October 21−23. Beijing, P. R. China. pp. 301-304.

11. *Bargazov E., Bortyakov D., Uzunov T., Alipiev O., Antonov S.* (2018). Optimization research of the cargo pendulum and units displacements of the gantry cranes level luffing jib system. International scientific journal "Machines. Technologies. Materials." Year XII, Issue 10. pp. 386-391.

12. *Dong Soo Kim,·Jongsoo Lee* (2015). Structural design of a level-luffing crane through trajectoryoptimization and strength-based size optimization. Structural and multidisciplinary optimization; Heidelberg. Vol. 51, No. 2. pp. 515-531.

АНАЛИЗ ПУСКА ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМ РЫВКОВОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

В. С. Ловейкин, Д. А. Паламарчук, Ю. А. Ромасевич

Аннотация. В данной статье представлены результаты аналитического исследования кинематических и силовых параметров движения шарнирно-сочлененной стреловой системы крана в начале движения. Исследование проведено при разгоне электродвигателя механизма изменения вылета из состояния покоя до частоты вращения, соответствующей номинальной рабочей скорости перемещения груза. При этом пуск электродвигателя происходит при условии движения всей стреловой системы вместе с грузом по закону оптимизации рывков.

Использование указанного закона позволяет полностью сгладить раскачивания груза в начале движения. Кроме того, к концу разгона обеспечиваются одинаковые скорости и ускорения между конечной точкой хобота крана и грузом. Это позволяет обеспечить высокую плавность движения стреловой системы и избежать раскачевания груза после выхода ротора электродвигателя на номинальную частоту вращения.

Также проведено исследование статического, динамического и полного усилия в зубчатой рейке привода.

Указанные исследования, проведено при различной продолжительности процесса пуска электродвигателя по закону оптимизации рывков. Это позволило установить зависимость исследуемых кинематических и силовых параметров от длительности переходного процесса. На основании проведеных исследований разработаны рекомендации по выбору длительности разгона электродвигателя в механизме изменения вылета.

В ходе исследования построены графики изменения исследуемых параметров стреловой системы во времени. Графические зависимости получены при наиболее приемлемой продолжительности режима разгона с точки зрения уменьшения динамических нагрузок на звенья стреловой системы, улучшение технологического процесса работы крана и его эргономики.

Ключевые слова: шарнирно-сочлененная стреловая система, механизм изменения вылета, оптимальное управление, раскачивание груза, усилия.

ANALYSIS OF STARTING IN HORSE HEAD SYSTEM AT OPTIMAL JERKING MODE OF MOVEMENT

V. S. Loveikin, D. A. Palamarchyk, Yu. O. Romasevych

Abstract. This article presents the results of an analytical study of the kinematic and power parameters of the movement of the articulated boom system of the crane at the beginning of the movement. The study was carried out during the acceleration of the electric motor of the mechanism for changing the departure from the state of rest to the rotation frequency corresponding to the nominal operating speed of the load movement. In this case, the start

of the electric motor occurs, provided that the entire boom system moves along with the load according to the law of jerking optimization.

The using of this regularity allows you to completely smooth out the swinging of the load at the beginning of the movement. In addition, towards the end of the acceleration, the same speeds and accelerations are provided between the end point of the crane trunk and the load. This makes it possible to ensure high smoothness of movement of the boom system, and to avoid the load swinging after the rotor of the electric motor reaches the rated speed.

Also, a study of static, dynamic and total force in the drive gear rack was carried out.

These studies were carried out at different duration of the process of starting the electric motor according to the law of jerking optimization. This made it possible to establish the dependence of the studied kinematic and power parameters on the duration of the transient process. Based on the above, recommendations have been developed for choosing the duration of the acceleration of the electric motor in the mechanism for changing the departure.

During of the study, graphs of changes in the studied parameters of the boom system in time were built. Graphical dependencies were obtained with the most acceptable duration of the acceleration mode from the point of view of reducing the dynamic loads on the links of the boom system, improving the technological process of the crane and its ergonomics.

Key words: horse head system, drive change mechanism, optimal control, load oscillations, efforts.

В. С. Ловейкін ORCID 0000-0003-4259-3900.
Д. А. Паламарчук ORCID 0000-0002-8019-9659.
Ю. О. Ромасевич ORCID 0000-0001-5069-5929.