

УДК 621.873

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ РУХУ ПІД ЧАС ПУСКУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА

В. С. Ловейкін¹, Д. А. Паламарчук², Ю. О. Ромасевич¹, М. М. Балака²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна;

²Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 14, рис. 9, табл. 0.

Анотація. У даній роботі наведено результати аналітичного дослідження кінематичних характеристик шарнірно-зчленованої стрілової системи порталного крана на початку руху. Вказане дослідження проведено на ділянці розгону електродвигуна механізму зміни вильоту, від початку ввімкнення до досягнення номінальної частоти обертання. При цьому, номінальна частота обертання ротора електродвигуна відповідає робочій швидкості горизонтального переміщення вантажу. Розгін електродвигуна відбувається за законом, що відповідає оптимізації середньоквадратичного відхилення швидкостей вантажу та осі кінцевого обвідного блока.

Проведено дослідження руху ШЗСС крана під час пуску за законом оптимізації середньоквадратичного відхилення швидкостей при різних крайових умовах. Побудовано графічні залежності кінематичних характеристик вантажу та його точки підвісу на хоботі. Це дозволяє встановити можливість практичного використання вказаного закону. На основі проведених досліджень розроблено рекомендації щодо вибору початкових та кінцевих крайових умов під час розгону двигуна механізму зміни вильоту.

Також, проаналізовано кінематичні характеристики руху стрілової системи порталного крана під час пуску за законами оптимізації середньоквадратичного відхилення прискорень та ривків, а також виконано порівняння з рухом стрілової системи за законом оптимізації середньоквадратичного відхилення швидкостей.

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

Постановка проблеми

Горизонтальне переміщення вантажу за допомогою механізму зміни вильоту є окремим робочим рухом кранів з шарнірно-зчленованою стріловою системою (ШЗСС). Цей робочий рух може виконуватись самостійно або шляхом суміщення з

іншими робочими рухами, в залежності від технологічних потреб під час роботи крана.

Важливими проблемами при використанні кранів під час перевантажувальних робіт є скорочення тривалості робочого циклу перевантаження, а також збільшення міжремонтного циклу металоконструкції стрілової системи та крана в цілому. Поставлені питання можна вирішити шляхом мінімізації розгойдувань вантажу на гнучкому канатному підвісі. Найбільші розгойдування вантажу на гнучкому підвісі спостерігаються під час роботи електродвигуна механізму зміни вильоту на перехідних режимах.

Розгойдування негативно впливають на такі показники ефективності кранів з ШЗСС як: продуктивність, економічність, надійність маневреність тощо [1].

Величина відхилення вантажного канату від вертикалі залежить від таких факторів: маси вантажу, швидкості його горизонтального переміщення, тривалості включення електродвигуна механізму, положення центра мас вантажу відносно точки підвісу, вітрових навантажень тощо.

В зв'язку з цим, виникає потреба дослідження руху стрілової системи за законом оптимізації середньоквадратичного відхилення швидкостей на ділянці пуску.

Аналіз останніх досліджень

Грунтовні дослідження кінематики та динаміки руху такої стрілової системи проведено у монографії [1]. Зокрема, наведено результати досліджень руху стрілової системи за різних законів, що відповідають мінімізації середньоквадратичних відхилень переміщень, швидкостей, прискорень та ривків вантажу та кінцевої точки хобота. Важливим є те, що вказані дослідження проведені при переміщенні вантажу від мінімального значення вильоту до максимального. Однак процес пуску стрілової системи при зміні вильоту вантажу не досліджувався.

У статті [2] досліджено рух ШЗСС крана під час розгону за законом оптимізації середньоквадратичного відхилення прискорень вантажу та осі кінцевого обвідного блоку хобота. Побудовано графічні залежності зміни кінематичних та силових параметрів стрілової системи за різної тривалості цього перехідного режиму руху.

У роботі [3] проаналізовано рух стрілової системи портального крана під час розгону за законом мінімізації середньоквадратичної різниці між ривками вантажу та осі кінцевого обвідного блоку. Побудовано графічні залежності зміни кінематичних характеристик ШЗСС та навантажень у зубчастій рейці при різній тривалості перехідного режиму руху.

ШЗСС портального крана є складною механічною системою з нелінійними функціями положення ланок. Під час досліджень руху такої системи в ряді випадків її заміняють спрощеною моделлю, яка не завжди в повному обсязі описує реальну картину руху. Зокрема, у статті [4] розглядалася проблема оптимізації навантажень на ланки стрілової системи з метою зниження енергоспоживання привідних електродвигунів механізму зміни вильоту. Однак, наведений спосіб у неповному обсязі розкриває зміну інерційних сил на неусталених ділянках руху стрілової системи крана.

Автори статті [5] пропонують мінімізувати енергоємність крана з ШЗСС при проведенні перевантажувальних робіт у портах за рахунок зміни конфігурації стрілової системи та перерозподілу силових навантажень на ланки стрілової системи та кран в цілому.

Аналіз літературних джерел по тематиці досліджень показав, що науковці пропонують різні підходи поліпшення динамічних характеристик стрілових систем. При цьому, загальною метою є покращення наступних показників ефективності кранів: продуктивності, економічності, надійності, маневреності, ергономічності тощо [1].

Мета досліджень

Метою проведеного дослідження є отримання рекомендацій щодо можливості застосування закону оптимізації середньоквадратичних відхилень швидкостей під час розгону електродвигуна рейкового механізму зміни вильоту стрілової системи.

Результати досліджень

У попередніх дослідженнях [1] запропоновано такий режим руху ШЗСС, що забезпечує мінімізацію відхилення між швидкістю кінцевої точки хобота D і центром мас вантажу B (рис. 1), який описується наступною умовою

$$\sum_{i=1}^n |\dot{x} - \dot{x}_D| \rightarrow \min, \quad (1)$$

де $\dot{x}$ – горизонтальна складова швидкості вантажу; $\dot{x}_D$ – горизонтальна складова швидкості кінцевого

обвідного блоку хобота; n – кількість положень стрілової системи під час зміни вильоту.

Дослідження руху проведено для стрілової системи портального крана МАРК-40 з наступними кінематичними та масовими характеристиками:

- 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.

Динамічна модель стрілової системи крана наведена на рис. 1.

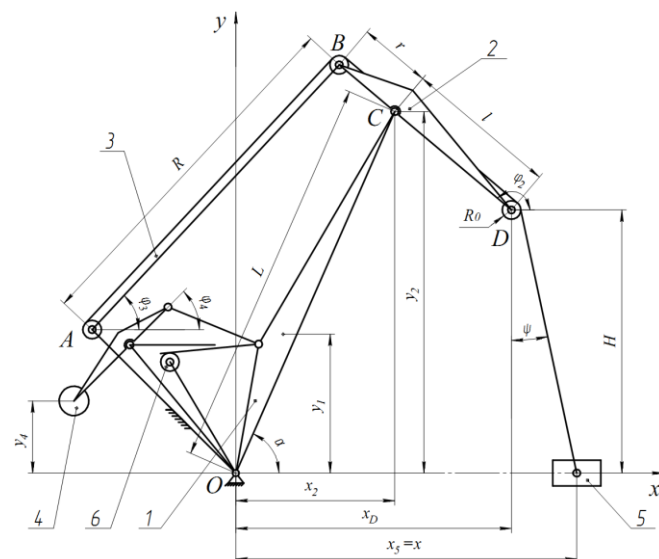


Рис. 1. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи з рейковим механізмом зміни вильоту: 1 – стріла; 2 – прямолінійний хобот; 3 – відтяжка; 4 – противага; 5 – вантаж; 6 – привідна шестерня

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

На рис. 1 ШЗСС 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 стріли; $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – кутові координати відповідно хобота, відтяжки та коромисла противаги; L – довжина стріли; l – довжина хобота; r – довжина контрхобота; R –

довжина відтяжки; R_0 – радіус кінцевого обвідного блока; H – довжина підвісу вантажу; ψ – кутова координата відхилення вантажного канату від вертикалі. За узагальнені координати в цій моделі прийнято горизонтальну координату центру мас вантажу та кутову координату стріли.

Оскільки моделю руху вантажу є математичний маятник з рухомою точкою закріплення та довжиною каната H , то для нього є справедливими наступні залежності:

$$\begin{aligned} x_D &= x + \frac{H}{g} \ddot{x}; \dot{x}_D = \dot{x} + \frac{H}{g} \ddot{x}; \\ \ddot{x}_D &= \ddot{x} + \frac{H}{g} \overset{IV}{x}^{IV}; \ddot{\ddot{x}}_D = \ddot{\ddot{x}} + \frac{H}{g} \overset{V}{x}^V, \end{aligned} \quad (2)$$

де x_D , $\dot{x}_D$, $\ddot{x}_D$, $\ddot{\ddot{x}}_D$ – кінематичні характеристики осі обвідного блока хобота D , відповідно, горизонтальна координата, швидкість, прискорення та ривок; x , $\dot{x}$, $\ddot{x}$, $\ddot{\ddot{x}}$, $\overset{IV}{x}$, $\overset{V}{x}$ – кінематичні характеристики центру мас вантажу, відповідно, горизонтальна координата, швидкість, прискорення, ривок та четверта і п'ята похідні за часом від координати.

Умова мінімізації різниці швидкостей забезпечується інтегральним функціоналом, який відображає суму квадратів відхилень швидкостей на всій ділянці перехідного процесу

$$\Delta \dot{x}^2 = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} (\dot{x} - \dot{x}_A)^2 dt = \frac{H^2}{g^2 t_1} \int_0^{t_1} \ddot{x}^2 dt, \quad (3)$$

де t_1 – тривалість перехідного процесу під час пуску стрілової системи.

Підінтегральний вираз цього функціоналу відображає геометричні співвідношення між горизонтальними координатами вантажу x і кінцевої точки хобота x_A та висотою H .

Вказаний функціонал (3) може бути мінімізований при функціях, які є розв'язком рівняння Ейлера-Пуассона, яке має наступний вигляд

$$\frac{\partial \ddot{x}^2}{\partial x} - \frac{d}{dt} \frac{\partial \ddot{x}^2}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial \ddot{x}^2}{\partial \ddot{x}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial \ddot{x}^2}{\partial \ddot{\ddot{x}}} = 0. \quad (4)$$

Приведене рівняння зводиться до диференціального рівняння шостого порядку і має вигляд

$$\overset{VI}{x} = 0. \quad (5)$$

Після інтегрування цього рівняння за часом, отримано залежності, що описують кінематичні характеристики руху вантажу за встановленим законом:

$$\begin{aligned} \overset{V}{x} &= B_1; \quad \overset{IV}{x} = B_1 t + B_2; \quad \ddot{x} = \frac{1}{2} B_1 t^2 + B_2 t + B_3; \\ \ddot{x} &= \frac{1}{6} B_1 t^3 + \frac{1}{2} B_2 t^2 + B_3 t + B_4; \\ \dot{x} &= \frac{1}{24} B_1 t^4 + \frac{1}{6} B_2 t^3 + \frac{1}{2} B_3 t^2 + B_4 t + B_5; \\ x &= \frac{1}{120} B_1 t^5 + \frac{1}{24} B_2 t^4 + \frac{1}{6} B_3 t^3 + \frac{1}{2} B_4 t^2 + B_5 t + B_6, \end{aligned} \quad (6)$$

де $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$ – постійні інтегрування, що визначаються за крайовими умовами руху.

У роботі [1] проведено дослідження кінематики руху стрілової системи з підвищеним вантажем за законом оптимізації середньоквадратичних відхилень швидкостей при наступних крайових умовах:

$$\begin{aligned} t = 0, x = x_0, \dot{x} = \ddot{x} = 0; \\ t = t_1, x = x_1, \dot{x} = \ddot{x} = 0, \end{aligned} \quad (7)$$

де x_0 – горизонтальна координата вантажу на початку руху стрілової системи; x_1 – горизонтальна координата вантажу в кінці руху; t_1 – тривалість руху.

Вказані крайові умови описують рух стрілової системи від мінімального значення вильоту до максимального. Однак, такий підхід показав неможливість практичного використання закону мінімізації швидкостей для керування електродвигуном механізму зміни вильоту. Це пов'язано з тим, що на початку та в кінці руху ШЗСС має місце деяке відхилення між швидкостями вантажу $\dot{x}$ та кінцевої точки хобота $\dot{x}_D$ (рис. 2) [1].

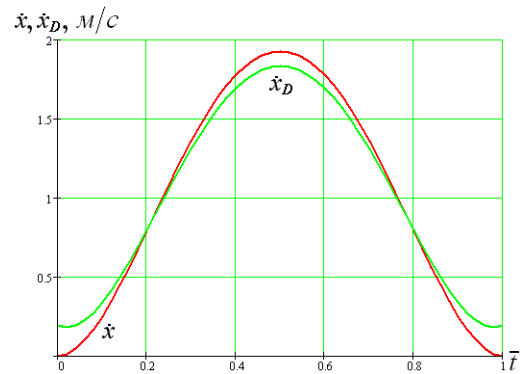


Рис. 2. Графіки зміни швидкостей.

Fig. 2. Graphs of velocities change.

Окрім того, з графіків на рис. 3 видно, що прискорення вантажу має більше значення в порівнянні зі значенням прискорення кінця хобота. Це говорить про те, що під час розгону стрілової системи та при гальмуванні вантаж рухається з натягом за кінцевою точкою хобота.

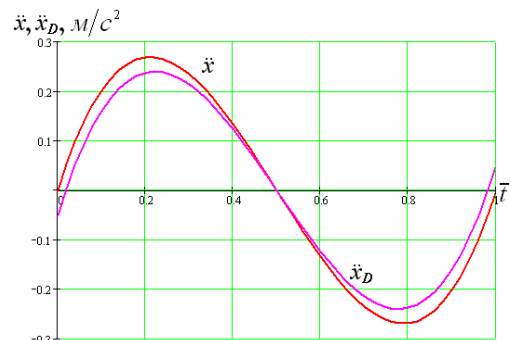


Рис. 3. Графіки зміни прискорень.

Fig. 3. Graphs of accelerations change.

Практична реалізація такого руху із вказаними крайовими умовами можлива, лише у тому випадку, коли сама стрілова система починає та завершує

рухатися раніше від вантажу. Це можливо у випадку послаблення натягу підвісного канату на початку руху. Зважаючи на це, можливість використання закону мінімізації швидкостей для керування електродвигуном механізму зміни вильоту з крайовими умовами (7) є суттєво обмеженою. Графіки наведені на рис. 2 та рис. 3 побудовані залежно від відносного часу руху стрілової системи.

Крайові умови, що забезпечують розгін стрілової системи на ділянці пуску мають вигляд:

$$\begin{aligned} t = 0, x = x_0, \dot{x} = \ddot{x} = 0; \\ t = t_1, \dot{x} = v, \ddot{x} = \ddot{x} = 0, \end{aligned} \quad (8)$$

де v – швидкість горизонтального переміщення вантажу при усталеному русі.

При вказаних крайових умовах постійні інтегрування набувають таких значень:

$$\begin{aligned} B_1 = \frac{72v}{t_1^4}; B_2 = \frac{-48v}{t_1^3}; B_3 = \frac{12v}{t_1^2}; \\ B_4 = 0; B_5 = 0; B_6 = x_0. \end{aligned} \quad (9)$$

Після підстановки постійних інтегрування у систему (6), визначено такий режим руху вантажу, що забезпечує мінімальну середньоквадратичну різницю між швидкістю вантажу та швидкістю кінцевої точки хобота на ділянці розгону стрілової системи:

$$\begin{aligned} x &= R_0 + x_0 + \frac{3vt^5}{5t_1^4} - \frac{2vt^4}{t_1^3} + \frac{2vt^3}{t_1^2}; \\ \dot{x} &= \frac{3vt^4}{t_1^4} - \frac{8vt^3}{t_1^3} + \frac{6vt^2}{t_1^2}; \\ \ddot{x} &= \frac{12vt^3}{t_1^4} - \frac{24vt^2}{t_1^3} + \frac{12vt}{t_1^2}; \\ \ddot{\ddot{x}} &= \frac{36vt^2}{t_1^4} - \frac{48vt}{t_1^3} + \frac{12v}{t_1^2}; \\ \text{IV } x &= \frac{72vt}{t_1^4} - \frac{48v}{t_1^3}; \quad \dot{x} = \frac{72v}{t_1^4}. \end{aligned} \quad (10)$$

На основі рівнянь (10) побудовано графіки залежності кінематичних характеристик вантажу та кінцевої точки хобота від часу (рис. 4 – рис. 6).

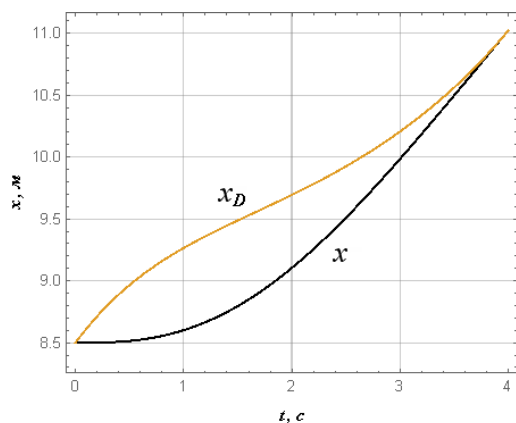


Рис. 4. Графіки зміни горизонтальних координат.
Fig. 4. Graphs of horizontal coordinates change.

Дослідження руху проведено при тривалості розгону, що становить 4 с. Така тривалість пуску

обумовлена результатами досліджень, що були проведені в роботах [2, 3]. В цих дослідженнях було встановлено, що при вказаній тривалості перехідного процесу коливання вантажу повністю усуваються, а швидкість досягає свого номінального значення горизонтального переміщення вантажу.

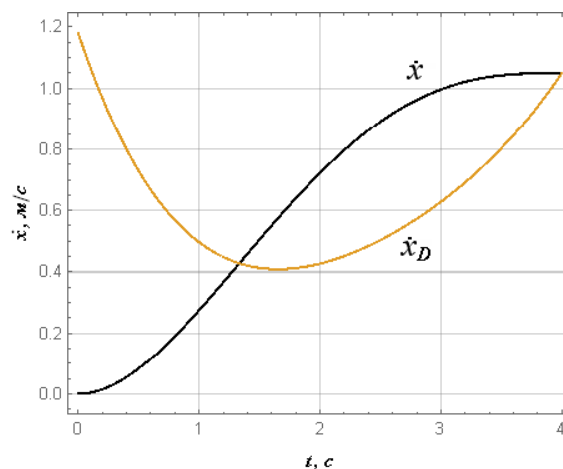


Рис. 5. Графіки зміни швидкостей.
Fig. 5. Graphs of velocities change.

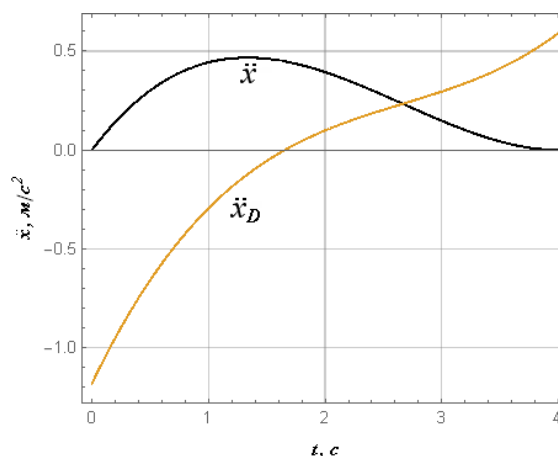


Рис. 6. Графіки зміни прискорень.
Fig. 6. Graphs of accelerations change.

Аналізуючи наведені на рис. 4 графіки, видно, що наприкінці пуску горизонтальна координата вантажу та горизонтальна координата кінцевого обвідного блока хобота рівні між собою, що говорить про повне затухання коливаний вантажу. Однак, розглядаючи графіки зміни швидкостей на рис. 5, видно, що для плавного розгону вантажу від стану спокою до встановленої номінальної швидкості 1,05 м/с кінцева точка хобота на початку руху вантажу повинна мати деяку швидкість. Крім того, швидка зміна значення швидкості потребує знакозмінного прискорення, що підтверджується графіками на рис. 6. Знакозмінне прискорення призводить до виникнення різнонаправлених інерційних сил, що діють на ланки стрілової системи та приводу [6–9].

Тому для розгону стрілової системи пропонується використати крайові умови з керованим переміщенням. При таких крайових умовах горизонтальна координата вантажу є середнім переміщенням за час пуску t_1 :

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

$$t = t_1, x = \frac{vt_1}{2}, \dot{x} = v, \ddot{x} = 0, \quad (11)$$

При таких крайових умовах постійні інтегрування мають наступний вигляд:

$$B_1 = 0; B_2 = \frac{-12v}{t_1^3}; B_3 = \frac{6v}{t_1^2};$$

$$B_4 = 0; B_5 = 0; B_6 = x_0. \quad (12)$$

Після підстановки постійних інтегрування у систему (6), рівняння руху вантажу є такими:

$$x = R_0 + x_0 - \frac{vt^4}{2t_1^3} + \frac{vt^3}{t_1^2};$$

$$\dot{x} = -\frac{2vt^3}{t_1^3} + \frac{3vt^2}{t_1^2}; \ddot{x} = -\frac{6vt^2}{t_1^3} + \frac{6vt}{t_1^2};$$

$$\ddot{x} = -\frac{12vt}{t_1^3} + \frac{6v}{t_1^2}; \ddot{x} = -\frac{12v}{t_1^3}; \dot{x} = -\frac{12v}{t_1^3}; \dot{x} = 0. \quad (13)$$

На основі рівнянь руху (13) побудовані графіки зміни горизонтальних координат, швидкостей та прискорень для вантажу та кінцевої точки хобота від тривалості розгону (рис. 7 – рис. 9).

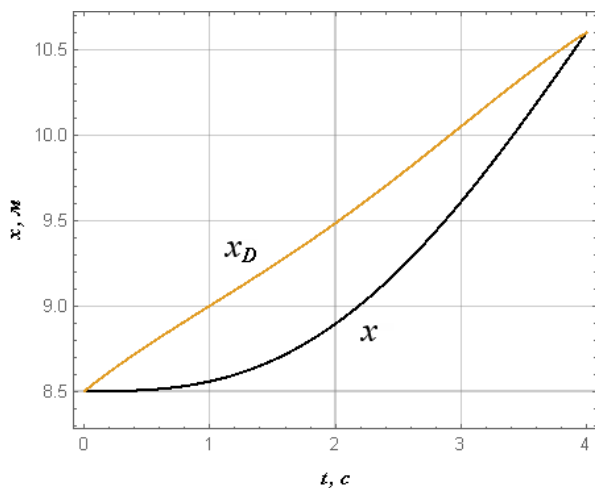


Рис. 7. Графіки зміни горизонтальних координат.
Fig. 7. Graphs of horizontal coordinates change.

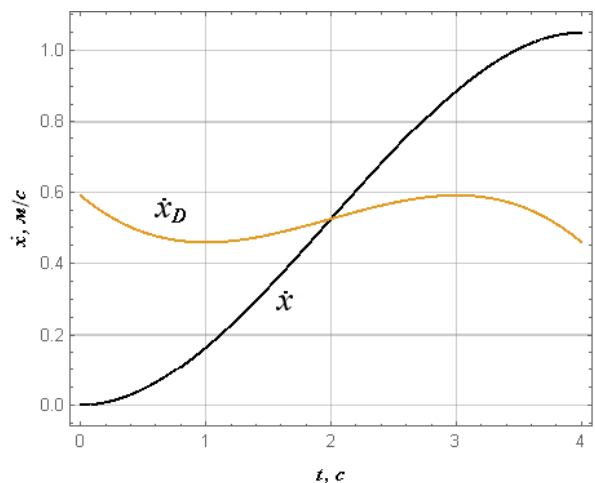


Рис. 8. Графіки зміни швидкостей.
Fig. 8. Graphs of velocities change.

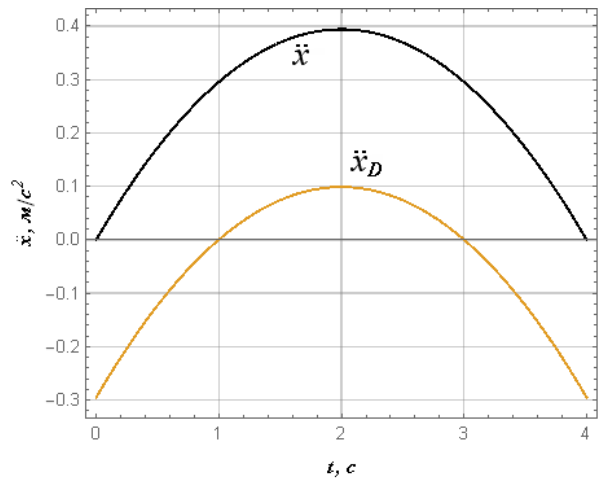


Рис. 9. Графіки зміни прискорень.
Fig. 9. Graphs of accelerations change.

З графіка на рис. 7 видно, що під час розгону стрілової системи зі стану спокою до усталеної швидкості має місце деяке відхилення вантажу від вертикалі в сторону протилежну до напрямку руху. Однак, при виході стрілової системи на усталену швидкість, розгойдування вантажу повністю усуваються. Зміна швидкості вантажу зі стану спокою до номінальної швидкості $\dot{x} = v = 1$ м/с має плавну характеристику (рис. 8). Але, при цьому, на початку розгону кінцева точка хобота повинна мати горизонтальну швидкість, що становить $\dot{x}_D = 0,6$ м/с. При цьому прискорення вантажу та кінцевої точки хобота змінюються за подібними законами, які зміщені по осі ординат на 0,3 м/с (рис. 9). Після виходу на усталену швидкість вантаж продовжує рухатися з постійною швидкістю.

Аналізуючи графіки зміни швидкостей та прискорень видно, що запропонований закон руху є сприятливим зі сторони зменшення інерційних навантажень на ланки. Це можливо завдяки тому, що зміна прискорення кінцевої точки хобота здійснюється плавно в невеликих межах [10–14]. Але, незважаючи на таку позитивну сторону, вказані закони руху (13) можуть бути використані лише при ослабленому вантажному канаті або ж при сумісній роботі механізму зміни вильоту та механізму підймання вантажу. Така ситуація дозволить наперед розпочати горизонтальне переміщення хобота, а вантаж буде переміщуватися при натязі канату.

Висновки

1. У роботі проведено дослідження кінематичних характеристик ШЗСС під час перехідного режиму пуску, який здійснюється за законами, що відповідають оптимізації режиму руху за критерієм середньоквадратичного значення швидкостей, яке показало можливість використання таких режимів руху стрілової системи в процесі пуску.

2. Використовуючи різні крайові умови для координати та швидкості вантажу, встановлено два закони руху, що забезпечують мінімізацію

середньоквадратичної різниці між швидкостями вантажу та осі кінцевого обвідного блоку хобота.

3.3 аналізу отриманих законів руху наведено рекомендації, щодо можливого практичного застосування таких режимів руху.

4. Встановлено, що найбільш сприятливим, з точки зору забезпечення плавності руху вантажу та зменшення навантажень на ланки стрілової системи, є закон, який забезпечує розгін стрілової системи до горизонтальної швидкості, що має усталене значення та середнє переміщення в кінці пуску.

5. Наведено рекомендації щодо можливого застосування визначених законів пуску на практиці в обмежених умовах експлуатації стрілових систем порталних кранів.

Список літератури

1. Ловеїкін В. С., Паламарчук Д. А. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана. Монографія. Київ. ЦП „КОМПРИНТ”. 2015. 224 с.
2. 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.
3. Ловеїкін В. С., Паламарчук Д. А., Ромасевич Ю. О. Аналіз пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи при оптимальному ривковому режимі руху. Machinery & energetics. Journal of rural production research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 4. P. 153-160.
4. Суглобов В. В., Михеев В. А., Ткачук Е. В. Оптимизация действующих нагрузок на механизм изменения вылета стрелы с целью снижения энергопотребления порталного крана. Захист металургійних машин від поломок. 2013. Вип. 15. С. 133-140.
5. 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.
6. 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.
7. Ловеїкін 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.
8. Яуре А. Г., Певзнер Е. М. Крановый электропривод. Справочник. Москва. Энергоатомиздат, 1988. 344 с.
9. Найденко Е. В. Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом Електромашинобудування та електрообладнання, 2007. № 69. С. 17-22.
10. Бортяков Д. Е., Некрасова А. В., Соколов С. А. Моделирование эксплуатационной нагруженности элементов порталных кранов. Научно-технические ведомости Санкт-

Петербургского государственного политехнического университета. 2008. № 60. С. 203-211.

11. Keqin L. I., Cuxiang J. 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. P. 301-304.

12. 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. P. 386-391.

13. Dong Soo Kim, Jongsoo Lee Structural design of a level-luffing crane through trajectory optimization and strength-based size optimization. Structural and multidisciplinary optimization. Heidelberg. 2015. Vol. 51. No 2. P. 515-531.

14. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.

References

1. 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.
2. 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". 85. 21-27.
3. Loveikin V. S., Palamarchuk D. A., Romasevych Yu. O. (2020). Analysis of starting in horse head system at the optimal jerking mode of movement. Machinery & energetics. Journal of rural production research. Kyiv. Ukraine. 11(4). 153-160.
4. 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. 15. 133-140.
5. 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. 30(9). 983-990.
6. 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. 120.
7. 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". 84. 39-45.
8. Yaure A. G., Pevzner E. M. (1988). Crane electric drive. Directory. Moscow. Energoatomizdat. 344.
9. Naidenko E. V. (2007). Control of an electric drive of horizontal movement mechanisms with a suspended load. Electrical engineering and electrical equipment. 69. 17-22.

10. Bortiaikov 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. 60. 203-211.

11. 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. 301-304.

12. 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." XII (10). 386-391.

13. Dong Soo Kim, Jongsoo Lee (2015). Structural design of a level-luffing crane through trajectory optimization and strength-based size optimization. Structural and multidisciplinary optimization. Heidelberg. 51(2). 515-531.

14. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. (2020). Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СКОРОСТНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ВО ВРЕМЯ ПУСКА ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМЫ КРАНА

В. С. Ловейкин, Д. А. Паламарчук, Ю. О. Ромасевич,
М. М. Балака

Аннотация. В данной работе приведены результаты аналитического исследования кинематических характеристик шарнирно-сочлененной стреловой системы портального крана в начале движения. Указанное исследование проведено на участке разгона электродвигателя механизма изменения вылета, от начала включения до достижения номинальной частоты вращения. При этом, номинальная частота вращения ротора электродвигателя соответствует рабочей скорости горизонтального перемещения груза. Разгон электродвигателя происходит по закону, что соответствует оптимизации среднеквадратичного отклонения скоростей груза и оси конечного обводного блока. Проведено исследование движения ШССС крана при пуске по закону оптимизации среднеквадратичного отклонения скоростей при различных краевых условиях. Построены графические зависимости кинематических характеристик груза и его точки подвеса на хоботе. Это позволяет установить возможность практического использования указанного закона. На основании исследований, разработаны рекомендации по выбору начальных и конечных краевых условий при разгоне двигателя механизма изменения вылета. Также проанализированы кинематические характеристики движения стреловой системы портального крана при пуске по законам оптимизации среднеквадратичного отклонения ускорений и рывков и выполнено

сравнение с движением стреловой системы по закону оптимизации среднеквадратичного отклонения скоростей.

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

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

V. S. Loveikin, D. A. Palamarchuk, Yu. O. Romasevych,
M. M. Balaka

Abstract. This article presents the results of an analytical study of the kinematic characteristics of the articulated boom system of a portal crane at the start of movement. The specified study was carried out on the section of acceleration of the electric motor of the mechanism for changing the departure, from the beginning of switching on until the nominal speed is reached. In this case, the rated speed of the rotor of the electric motor corresponds to the working speed of the horizontal movement of the load. The acceleration of the electric motor occurs according to the law, which corresponds to the optimization of the root-mean-square deviation of the speeds of the load and the axis of the final bypass block. The study of the movement at start-up according to the law of optimization of the root-mean-square deviation of speeds under various boundary conditions was carried out. Graphical dependencies of the kinematic parameters of the load and its suspension point on the trunk are built. This makes it possible to establish the possibility of practical use of this law. Based on the research, recommendations have been developed for the selection of the initial and final boundary conditions during engine acceleration of the departure change mechanism. Also, the kinematic characteristics of the movement of the gantry crane boom system during launch were analyzed according to the laws of optimization of the root-mean-square deviation of accelerations and jerks, and a comparison was made with the movement of the boom system according to the law of optimization of the root-mean-square deviation of speeds.

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

В. С. Ловейкин ORCID 0000-0003-4259-3900.

Д. А. Паламарчук ORCID 0000-0002-8019-9659.

Ю. О. Ромасевич ORCID 0000-0001-5069-5929.

М. М. Балака ORCID 0000-0003-4142-9703.

