

УДК 621.873

**ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ЧАСТОТНО-КЕРОВАНОГО ПУСКУ
ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ «ВІЗОК-ВАНТАЖ» МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ
ВИЛЬОТУ БАШТОВОГО КРАНА****Ю. О. РОМАСЕВИЧ**, доктор технічних наук, професор, професор,<https://orcid.org/0000-0001-5069-5929>

E-mail: romasevichyuriy@ukr.net

В. С. ЛОВЕЙКІН, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри,<https://orcid.org/0000-0003-4259-3900>

E-mail: lovvs@ukr.net

О. В. СТЕХНО, доктор філософії, асистент,<https://orcid.org/0000-0002-7285-6508>

E-mail: alexeystekhno1992@ukr.net

Національний університет біоресурсів і природокористування України[https://doi.org/10.31548/dopovidi.3\(109\).2024.018](https://doi.org/10.31548/dopovidi.3(109).2024.018)

Анотація. У науковій статті вирішена науково-прикладна задача, яка дозволяє мінімізувати динамічні та енергетичні показники частотно-керованого приводу динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту баштового крана під час перехідного режиму пуску.

Для вирішення цієї задачі було використано існуючу математичну модель зміни вильоту вантажу, яка доповнена математичною моделлю руху асинхронного електроприводу у часі. В якості параметрів налаштування частотно-керованого приводу використані: тривалість наростання частоти напруги живлення, початкова напруга живлення електродвигуна та тип характеристики наростання, до номінального значення, частоти напруги живлення.

У якості критеріїв оптимізації використані максимальні значення крутного моменту у пружній муфті, зусилля у тяговому канаті та потужність у електроприводі. Використовуючи модифікований метод оптимізації RING-ROT-PSO, встановлено раціональні значення наведених параметрів та типу характеристики, при яких спостерігається мінімізація досліджуваних критеріїв. Виконано порівняльний аналіз розбіжностей при варіюванні різними типами характеристик, який засвідчив адекватність проведеної параметричної оптимізації.

Виконано параметричну оптимізацію частотно-керованого електроприводу, яка дозволила мінімізувати величину небажаних динамічних (крутний момент у пружній муфті та зусилля у тяговому канаті приводу вантажного візка) та енергетичних (потужність у приводі) характеристик динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту баштового крана. Для проведення оптимізації використано модифікований метод ройових часточок (RING-ROT-PSO). Встановлено, що мінімальні значення динамічних

критеріїв при використанні оптимальних характеристик (лінійної та 2S-подібної) у діапазоні 6.9...27.9 % є меншими ніж при використанні не оптимальних (U-подібної та S-подібної) характеристик. Мінімальне значення енергетичного критерію при використанні U-подібної характеристики на 30.4 % є меншим ніж при S –подібній. Тому для мінімізації величини небажаних динамічних показників при частотно-керованому пуску динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту бажано використовувати лінійну та 2S-подібну характеристики, а для мінімізації величини небажаного енергетичного показника U-подібну. При цьому необхідно також раціонально встановлювати параметри t_1 та U_0 .

Ключові слова: баштовий кран, динамічна система «візок-вантаж», механізм зміни вильоту, параметрична оптимізація, критерії оптимізації, метод RING-ROT-PSO, MISO-функція

Актуальність. Надійність та ефективність експлуатації при роботі динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту баштового крана є однією із ключових проблем під час будівництва (відбудови) будівельних споруд різного типу й складності.

Покращити величину вказаних вище показників, можна за рахунок мінімізації величини небажаних динамічних та енергетичних навантажень. Для вирішення цієї проблеми необхідно провести параметричну оптимізацію частотно-керованого електроприводу досліджуваної динамічної системи.

Актуальною проблемою на сьогоднішній день є питання підвищення продуктивності та надійності при роботі вантажопідіймальних кранів.

Зокрема авторами статті (Li, et all, 2023), виконано розробку методу, який дозволяє максимізувати продуктивність крана шляхом

планування його оптимальної траєкторії руху. Для створення моделі механізму підйому вантажу використано рівняння Лагранжа. На основі моделі розроблено метод планування траєкторії руху вантажу на гнучкому підвісі.

У праці (Montonen, et all, 2022) пропонується зменшувати амплітуду коливання вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі, за рахунок регулювання кута повороту баштового крана. Автори приділяють увагу двом підходам при керуванні системою із відкритим контуром на основі формування сигналу керування і закритим контуром керування кутом повороту на основі величини відхилення закріпленого вантажу.

У роботі (Nazarenko, et all, L. 2021) запропоновано покращувати умови праці кранівника за допомогою розробленої системи керування коливаннями вантажу. В основу системи входить визначення кута

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Стехно О. В.

відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу за допомогою інерційного вимірювального блоку. Робота системи керування є можливою лише тоді, коли відомо в реальному часі положення вантажу на гнучкому підвісі.

У статті (Rogovskii, 2021) наведено оптимальне керування механізмом повороту крана стрілового типу за критерієм швидкодії. Для виконання теоретичних досліджень приймалася нелінійна математична модель руху крана у часі в якій змінним параметром була використана довжина гнучкого підвісу вантажу.

У праці (Qian, Fang, Lu, 2017) дослідниками представлено систему нелінійного керування стріловим краном за допомогою контролера із функцією зворотнього зв'язку. Дана система керування має можливість мінімізувати розгойдування вантажу, але не враховує силу вітрових поривів.

У статті (He, et all, 2018) дослідниками представлено математичну модель лебідки механізму підйому вантажу стрілового крана, яка дозволяє здійснювати рекуперацію електричної енергії. Основна увага приділяється величині втрат енергії у двигуні при перехідних процесах руху. Виконано підтвердження теоретичних розрахунків за допомогою експериментальних досліджень.

У праці (Sun, et all, 2018) пропонується виконувати швидко та точно позиціонування вантажу на гнучкому підвісі для стрілового крана із мінімізацією енергетичних втрат у приводі.

При проведенні теоретичних досліджень використано метод лінійної алгебри, а математична модель описується рівняннями подвійного математичного маятника.

У роботі (Ho, et all, 2019) автори пропонують використовувати алгоритм оптимального керування механізмом вантажопідіймального крана, що дає можливість мінімізувати затрачену електричну енергію.

Робота алгоритму здійснюється за рахунок вимкнення кінематичного зв'язку між двигуном та візком через встановлення електромеханічної муфти у приводі. А це в свою чергу, вимагає додаткових змін до конструкції, що не завжди є бажаним.

У статті (Rams, Schöberl, & Schlacher, 2017) представлено метод здійснення керування механізмами щоглового крана по оптимальній траєкторії за енергоефективністю. Пропонована оптимальна траєкторія не значно мінімізує небажані енергетичні навантаження, а її практична реалізація супроводжується значними коливаннями системи.

У статті (Loveikin, Romasevych, Kadykalo, 2023), використовуючи модифікований алгоритм оптимізації

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Стехно О. В.

роєм часточок (*ME-PSO*), виконано мінімізацію втрат електроенергії у частотно-керованому електроприводі, під час першого етапу пуску механізму зміни вильоту вантажу баштового крана.

Отримані результати порівняно із результатами при прямого пуску та при пуску за стандартно налаштованими параметрами частотно-керованого електроприводу досліджуваного механізму.

Із аналізу існуючих досліджень видно, що питанням, які присвячені дослідженню оптимальних за динамічними та енергетичними показниками параметрів частотно-керованих приводів вантажопідіймальних кранів приділено не достатньо уваги.

Мета дослідження. Мета роботи полягає у дослідженні та мінімізації небажаних динамічних та

енергетичних показників динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту баштового крана під час перехідного режиму пуску. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- 1) здійснити постановку задач оптимізації;
- 2) провести мінімізацію оптимізаційних критеріїв;
- 3) виконати аналіз отриманих результатів.

Результати дослідження та їх обговорення. Для виконання досліджень використаємо існуючу чотиримасову динамічну модель руху системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту баштового крана (Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2018; Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2017; Grigorov, et al, 2018), яку представлено на (рис. 1).

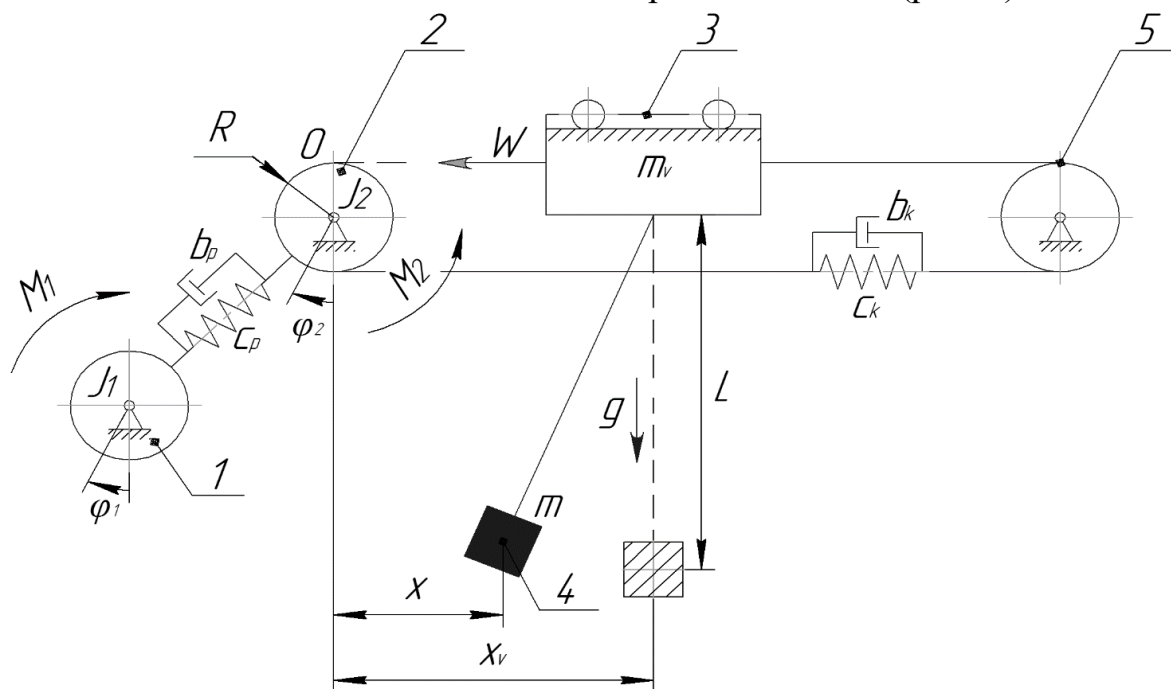


Рис. 1. Розрахункова чотиримасова модель динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту баштового крана

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Стехно О. В.

На рисунку 1, використано наступні позначення:

1 – електродвигун приводу канатного барабану;

2 – канатний барабан приводу вантажного візка;

3 – вантажний візок;

4 – вантаж, що закріплений на гнучкому підвісі;

5 – канатний блок;

M_1 – зведений до канатного барабану рушійний момент приводу електродвигуна;

M_2 – зведений момент опору на приводному барабані, який є змінною величиною;

R – радіус канатного барабану;

W – зведена сила статичного опору переміщення вантажного візка, що є змінною величиною;

J_1 та J_2 – зведені до канатного барабану моменти інерції, що обертаються із кутовою швидкістю двигуна та канатного барабана відповідно;

L – довжина гнучкого підвісу закріпленого вантажу;

m_v та m – зведені маси вантажного візка та вантажу відповідно;

c_p , c_k – відповідно зведені коефіцієнти жорсткості приводу канатного барабана і тягового канату;

b_p , b_k – зведені коефіцієнти демпфування приводів канатного барабану та канату вантажного візка відповідно;

g – прискорення вільного падіння;

φ_1 та φ_2 – зведені узагальнені кутові координати повороту ротора електродвигуна та канатного барабану відповідно;

x_v , x – зведені узагальнені лінійні координати переміщення центрів мас вантажного візка та вантажу відповідно (Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2018; Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2017).

В динамічній моделі (рис. 1), прийнято наступні припущення:

1) величиною моменту інерції канатного блока 5 нехтуємо;

2) закріплений на гнучкому підвісі вантаж виконує маятникові коливання;

3) величиною слабину тягового каната нехтуємо;

4) вітрові навантаження зведено до величини W (сила статичного опору переміщення візка);

5) розглядається плоска задача (всі елементи рухаються у горизонтальній площині);

6) зведені коефіцієнти жорсткості c_p і c_k та зведені коефіцієнти дисипації b_p й b_k , приймаємо незмінними при перехідних режимах руху досліджуваної системи;

7) усі компоненти системи вважаються абсолютно жорсткими тілами, окрім приводу канатного барабану і тягового канату, які мають відповідні пружно-дисипативні властивості (Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2018; Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2017).

Рух у часі чотиримасової моделі динамічної системи «візок-вантаж» (рис. 1) описується за допомогою системи диференційних рівнянь, які доповнено рівняннями руху асинхронного електродвигуна. У результаті проведених підстановок отримано узагальнену систему

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{di_{1\alpha}}{dt} &= \frac{1}{\delta \cdot L_S} \cdot (u_{1\alpha} - i_{1\alpha} \cdot R_S + k_r \cdot e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} &= \frac{1}{\delta \cdot L_S} \cdot (u_{1\beta} - i_{1\beta} \cdot R_S - k_r \cdot e_{2\beta}); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} &= -\frac{1}{\delta \cdot L_R} \cdot ((u_{1\alpha} - i_{1\alpha} \cdot R_S) \cdot k_s + e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} &= -\frac{1}{\delta \cdot L_R} \cdot ((u_{1\beta} - i_{1\beta} \cdot R_S) \cdot k_s - e_{2\beta}); \\ \frac{3}{2} \cdot p \cdot L_W \cdot (i_{1\beta} \cdot i_{2\alpha} - i_{1\alpha} \cdot i_{2\beta}) \cdot U_P \cdot \eta_P &= J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + c_p \cdot (\phi_1 - \phi_2) + \\ &+ b_p \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2); \\ M_2 \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_2) + J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 &= c_p \cdot (\phi_1 - \phi_2) - b_p \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - c_k \cdot (\phi_2 \cdot R - x_v) \times \\ &\times R - b_k \cdot (\dot{\phi}_2 \cdot R - \dot{x}_v) \cdot R; \\ W \cdot \text{sign}(\dot{x}_v) + m_v \cdot \ddot{x}_v &= c_k \cdot (\phi_2 \cdot R - x_v) + b_k \cdot (\dot{\phi}_2 \cdot R - \dot{x}_v) - m \cdot \frac{g}{L} \cdot (x_v - x); \\ \ddot{x} &= \frac{g}{L} \cdot (x_v - x), \end{aligned} \right. \quad (1)$$

де $i_{1\alpha}$ і $i_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму статора на нерухомі ортогональні координатні осі α та β ; $u_{1\alpha}$, і $u_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора напруги статора на координатні осі α й β ($u_{1\alpha} = U_{MAX} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot \int f dt)$, $u_{1\beta} = U_{MAX} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot \int f dt)$); $i_{2\alpha}$ та $i_{2\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму ротора на ортогональні осі α і β відповідно; U_{MAX} – амплітуда фазної напруги живлення електродвигуна; f – частота напруги живлення електродвигуна; $e_{2\beta}$, та $e_{2\alpha}$ – ЕРС,

диференційних рівнянь, що дає змогу описати рух динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту та її асинхронного електродвигуна у часі (Loveikin, Romasevych, Kadykalo, 2023; Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2018; Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2017):

котрі індукуються потокозчепленнями ротора по осях α та β відповідно ($e_{2\alpha} = p \cdot \omega_{\delta} \cdot (L_R \cdot i_{2\beta} + L_W \cdot i_{1\beta}) + i_{2\alpha} \cdot R_R$; $e_{2\beta} = p \cdot \omega_{\delta} \cdot (L_S \cdot i_{2\alpha} + L_W \cdot i_{1\alpha}) + i_{2\beta} \cdot R_R$); ω_{dv} – кутова швидкість обертання ротора електродвигуна механізму; p – кількість пар полюсів електричної машини; R_S – активний опір статорної обмотки; R_R – зведений до статора активний опір роторної обмотки електродвигуна; δ – коефіцієнт розсіювання $\delta = 1 - (1 + X_1 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f \cdot L_W)^{-1}) \cdot (1 + X_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f \cdot L_W)^{-1})^{-1}$; X_1 – індуктивний опір статорної обмотки;

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Стехно О. В.

X_2 – зведений до статора індуктивний опір роторної обмотки електродвигуна; L_S і L_R – індуктивності статорної та роторної обмоток відповідно; L_W – взаємодуктивність; k_s та k_r – коефіцієнти магнітного зв'язку статора та ротора відповідно, що визначаються наступним чином: $k_s = L_W \cdot L_S^{-1}$ і $k_r = L_W \cdot L_R^{-1}$ U_P – передаточне число приводу механізму зміни вильоту вантажу; η_P – ККД приводу механізму зміни вильоту вантажу (Loveikin, Romasevych, Kadykalo, 2023;

Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2018; Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2017; Grigorov, et all, 2018; Ловейкін та ін., 2023).

Початкові умови руху для узагальненої системи диференціальних рівнянь (1) є нульовими (динамічна система знаходиться у стані спокою) та мають наступний вигляд (Loveikin, Romasevych, Kadykalo, 2023; Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2018; Ловейкін, Ромасевич, Стехно, 2017; Grigorov, et all, 2018; Ловейкін та ін., 2023; Ловейкін, & Ромасевич, 2015):

$$\begin{cases} i_{1\alpha}(0) = i_{1\beta}(0) = i_{2\alpha}(0) = i_{2\beta}(0) = 0; \\ \varphi_1(0) = \dot{\varphi}_1(0) = \varphi_2(0) = \dot{\varphi}_2(0) = x_g(0) = \dot{x}_g(0) = x(0) = \dot{x}(0) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Чисельне інтегрування системи за параметрами, що зведено до диференціальних рівнянь (1), здійснено таблиці 1.

1. Параметри системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту

Параметр	Розмірність	Значення	Параметр	Розмірність	Значення
M_2	N	13.4	m_v	kg	250
U_P	-	29.06	m	kg	10000
R	m	0.14	C_p	N · m/rad	$28.5 \cdot 10^3$
W	N	2011	c_k	N/m	$3.12 \cdot 10^5$
J_1	kg · m ²	96.2	b_p	N · s/rad	27484.3
J_2	kg · m ²	160	b_k	N · s/m	17575.2
L	m	10	g	m · s ²	9.81
η_P	-	0.89	P_{NOM}	kW	7.5
p	-	3	ω_{dv}	rad/s	97.8

Оскільки керування електроприводом значної кількості сучасних механізмів баштового крана здійснюється за допомогою частотного перетворювача, який володіє великою кількістю опцій налаштувань, тому виконаємо налаштування найбільш суттєвих його параметрів (Loveikin,

Romasevych, Kadykalo, 2023; Ловейкін та ін., 2023).

Для частотно-керованого електроприводу динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту найбільш суттєвими опціями є наступні:

- тривалість наростання частоти напруги живлення до усталеного

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Стехно О. В.

значення t_1 (знаходиться у межах від 0 до 3600 с) (Loveikin, Romasevych, Kadykalo, 2023; Ловейкін та ін., 2023);

- величина початкової напруги живлення електродвигуна U_0 (від 0 до 380 В) [10, 15];

- тип характеристики наростання частоти напруги живлення f до відповідного усталеного значення $f_{UST.}=50$ Гц (Лінійна, S-подібна, 2S-подібна, U-подібна) (Loveikin, Romasevych, Kadykalo, 2023; Ловейкін та ін., 2023).

Для того, щоб електропривод досліджуваної системи на початку

пуску подолав сили статичного опору, необхідно забезпечити потрібну перевантажувальну здатність електроприводу, що залежить від зміни частоти напруги живлення (Ловейкін та ін., 2023). Залежність напруги живлення електродвигуна системи від U від частоти напруги живлення f можна визначити за наступною залежністю (Loveikin, Romasevych, Kadykalo, 2023; Ловейкін та ін., 2023; Romasevych, Loveikin, Loveikin, 2021):

$$U = U_0 + (U_{NOM.} - U_0) \cdot \frac{f}{f_{UST.}}, \quad (3)$$

де $U_{NOM.}$ номінальна напруга живлення електродвигуна системи (380 В).

Вираз, котрий дозволяє визначити величину

середньоквадратичного значення крутного моменту у пружній муфті приводу динамічної системи в залежності від величини параметрів t_1 , U_0 та f , має наступний вигляд:

$$M_{MUF.} = f_1(t_1, U_0, f) = \left[\int_0^{t_1} (c_p \cdot (\varphi_1 - \varphi_2))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (4)$$

де f_1 – функція параметрів регулювання; t – час.

Залежність, яка дозволяє визначити середньоквадратичне

значення зусилля у тяговому канаті приводу вантажного візка динамічної системи в залежності від t_1 , U_0 та f , має наступний вигляд:

$$F_{KAN.} = f_1(t_1, U_0, f) = \left[\int_0^{t_1} (c_k \cdot (\varphi_2 \cdot R - x_v))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (5)$$

Залежність, яка дозволяє встановити середньоквадратичне значення потужності у

електроприводі динамічної системи у залежності від t_1 , U_0 та f , має наступний вигляд:

$$P = f_1(t_1, U_0, f) = \left[\int_0^{t_1} (M_1 \cdot \dot{\varphi}_1)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (6)$$

Ромасевич Ю. О., Ловеїкін В. С., Стехно О. В.

Вирази (4) – (6) виступали у якості оптимізаційних критеріїв при подальших дослідженнях.

Враховуючи те, що максимальна величина оптимізаційних критеріїв (4) – (6) для досліджуваної системи напряму залежала від значень t_1 , U_0 та f , то було знайдено такі значення цих параметрів при, яких величини M_{MUF} , F_{KAN} та P є мінімальними. Для цього використано модифікований метод оптимізації роєм часточок (RING-ROT-PSO) (Romasevych, Loveikin,

Loveikin, 2021). При цьому досліджувана система розглядалася як *MISO*-функція, у який в якості входу виступали величини t_1 , U_0 та f , а виходами були величини критеріїв (M_{MUF} , F_{KAN} та P). При цьому для кожного з критеріїв оптимізації, значення параметрів (t_1 , U_0 та f) встановлювалися індивідуально (Loveikin, Romasevych, Kadykalo, 2023; Ловеїкін та ін., 2023).

Загальний вигляд *MISO*-функції зображено на рис 2.



Рис. 2. Зображення *MISO*-функції для проведення параметричної оптимізації

Величини параметрів, при яких буде проведена параметрична оптимізація, зведено до таблиці 2.

2. Основні значення параметрів для проведення оптимізації

№ п/п	Параметри	Значення
1.	Загальна кількість частинок у рої	40
2.	Загальна кількість ітерацій	100
3.	t_1 , с	від 0.5 до 4.0
4.	U_0 , В	від 0.01 до 380
5.	f	1=Лінійна; 2=S-подібна; 3=2S-подібна; 4= U-подібна

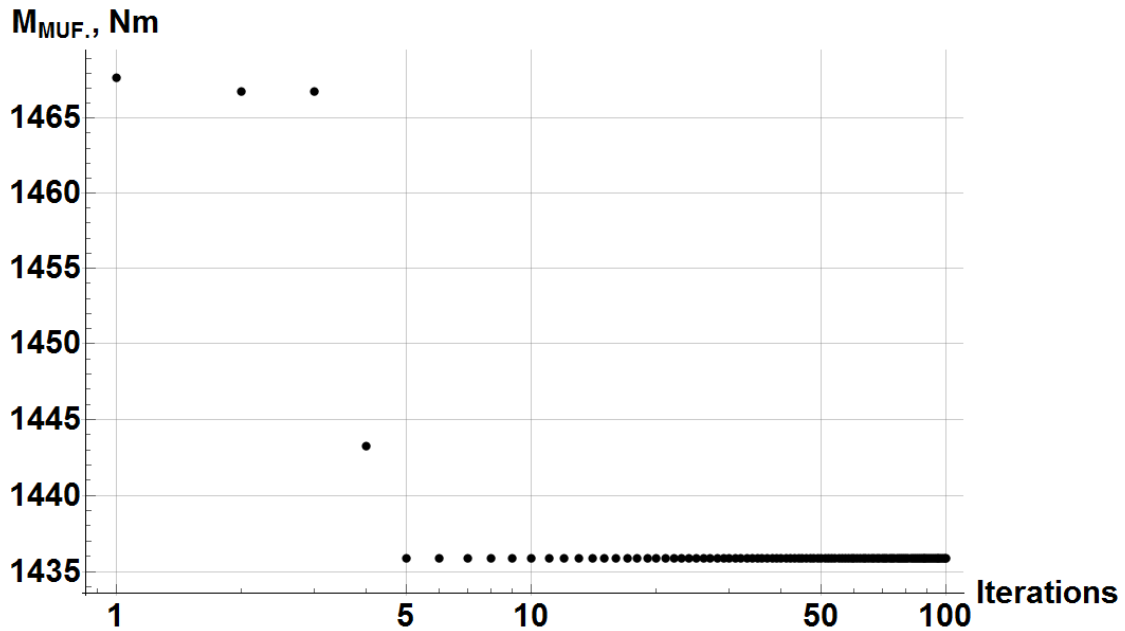
Для того, щоб встановити оптимальний тип характеристики f , кожний із них було присвоєно певний порядковий номер (Лінійна=1, S-

подібна=2, 2S-подібна=3, U-подібна=4). Метод оптимізації роєм часточок (RING-ROT-PSO) [16] дозволив визначити відповідний

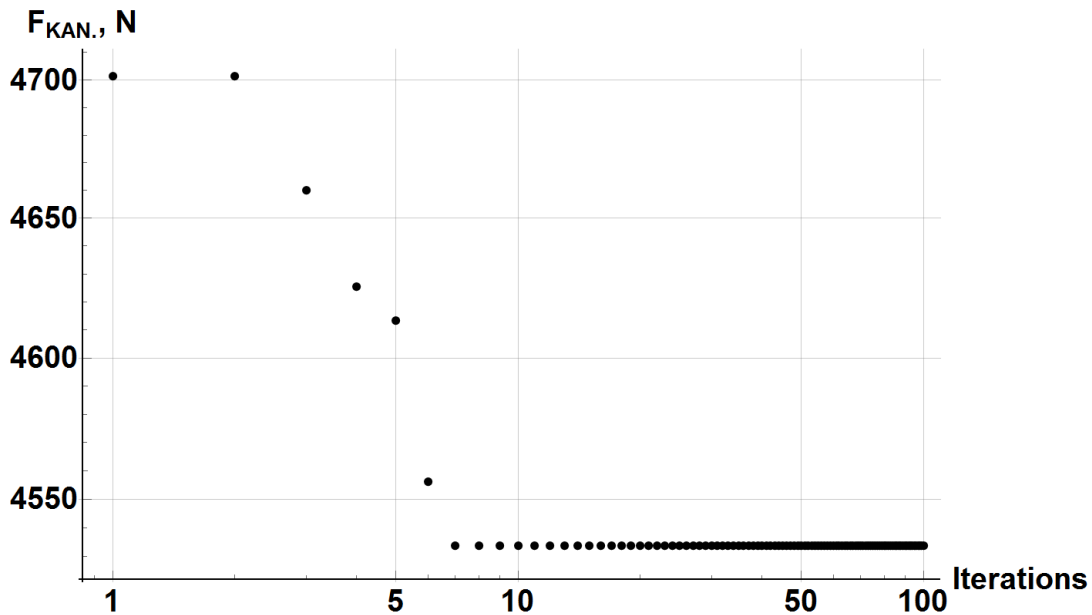
Ромасевич Ю. О., Ловеїкін В. С., Стехно О. В.

порядковий номер (від 1 до 4), що відповідає бажаному типу характеристики для певного оптимізаційного критерію. В результаті використання методу (RING-ROT-PSO) (Romasevych,

Loveikin, Loveikin, (2021), виконано мінімізацію оптимізаційних критеріїв M_{MUF} , F_{KAN} та P . Результат роботи методу оптимізації наведено на рис. 3, (а - в).



a)



б)

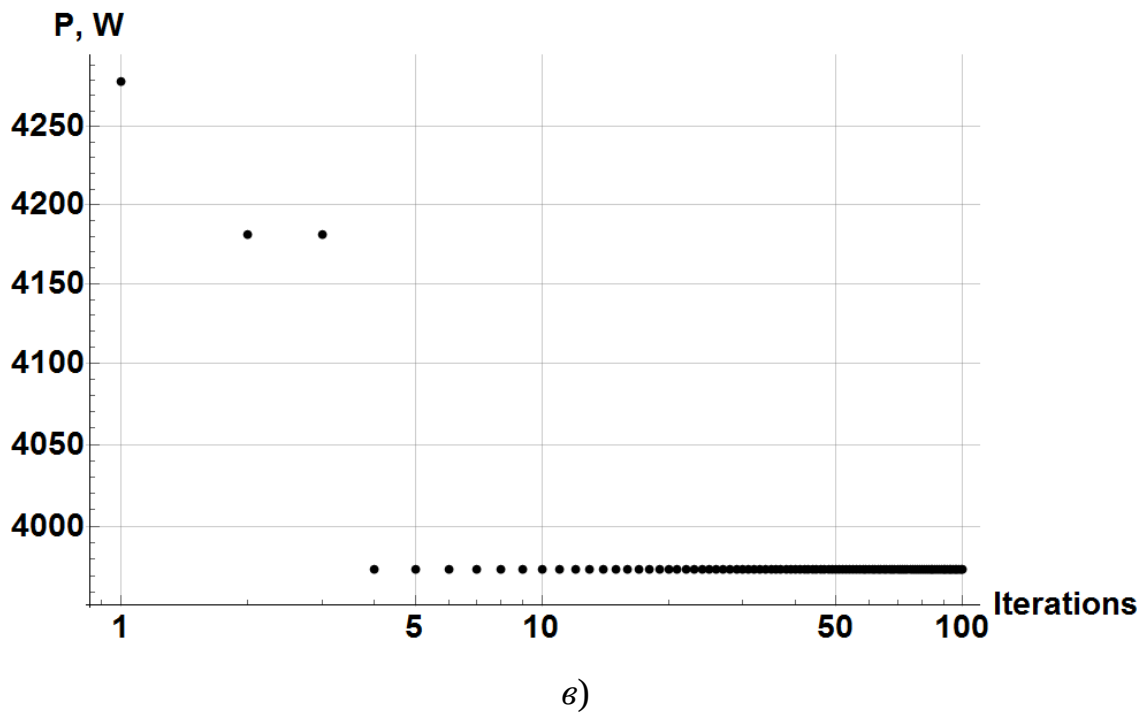


Рис. 3. Графічні залежності зміни величин при здійсненні параметричної оптимізації: а) крутного моменту в муфті; б) тягового зусилля у канаті; в) потужності у приводі

Аналізуючи наведені графіки функцій, на рис. 3 можливо зробити висновок, що глобальні мінімуми оптимізаційних критеріїв (4) – (6) при використанні методу RING-ROT-PSO [16] знаходиться до десятої ітерації.

Оптимальні значення налаштування параметрів t_1 , U_0 та f частотно керованого електроприводу зведено до таблиці 3.

3. Оптимальні значення параметрів частотно-керованого приводу

Параметри	Тип оптимізаційного критерію		
	$M_{MUF.}$	$F_{KAN.}$	P
t_1, c	4.0	0.60	4.0
U_0, B	380	0.01	0.01
f	Лінійна	2S-подібна	U-подібна

Окрім того, за результатами, які представлено у таблиці 3 побудовано відповідні графічні залежності. При оптимізації за критерієм (4), наведено графічні залежності, які описують

характер зміни крутного моменту у пружній муфті системи (залежність чорного кольору) та кутову швидкість електродвигуна (сірого кольору залежність) (рис. 4).

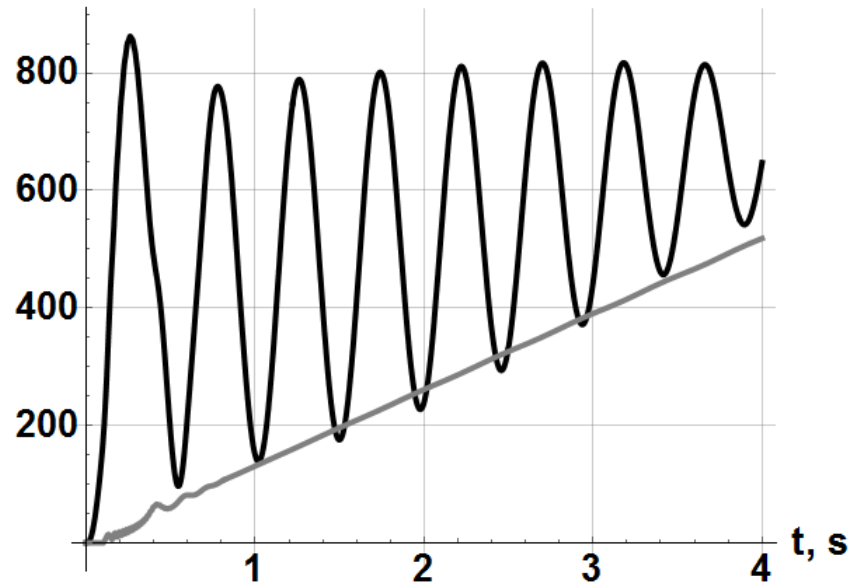
$M_{\text{МУФ.}}, \text{Nm}; \phi_1 \times 5, \text{rad/s}$ 

Рис. 4. Графічні залежності зміни функцій крутного моменту в пружній муфті та кутової швидкості електроприводу для критерію (4)

Для критерію оптимізації (5), представлено графічні залежності, які описують характер зміни зусилля у

тяговому канаті та кутову швидкість електродвигуна (рис. 5).

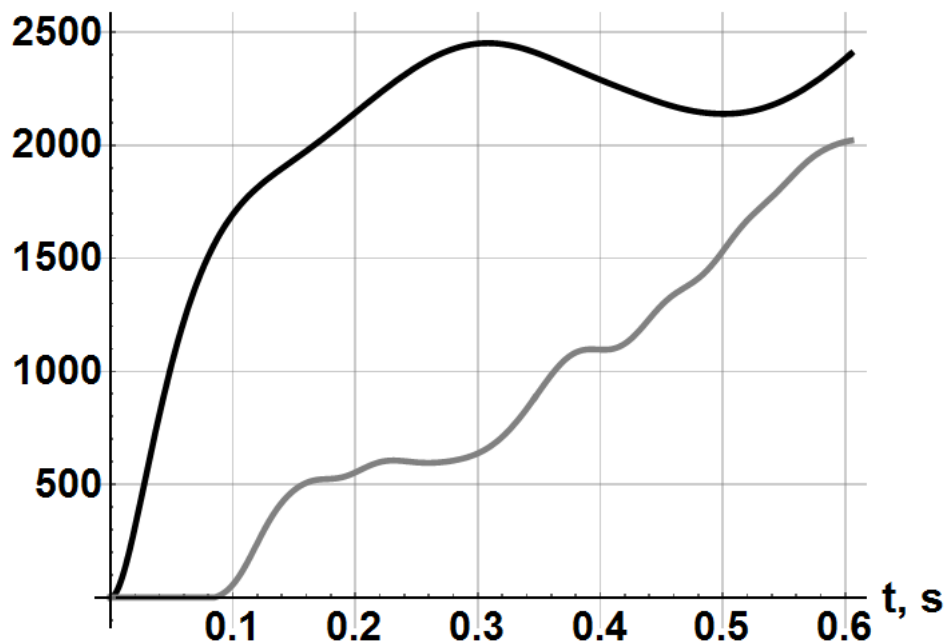
 $F_{\text{КАН.}}, \text{N}; \phi_1 \times 20, \text{rad/s.}$ 

Рис. 5. Графічні залежності зміни функцій зусилля у тяговому канаті та кутової швидкості електроприводу для критерію (5)

При оптимізації за критерієм (6), представлено графічні залежності, які описують характер змін потужності у електроприводі та кутову швидкість ротора електродвигуна (рис. 6).

Аналіз графічних залежностей, наведених на (рис. 4-6), дозволив сформулювати наступні висновки. Наростання величини кутової швидкості частотно-керованого електроприводу до усталеного значення для усіх критеріїв оптимізації відбувається плавно (за виключенням початкового пуску). Це

дозволяє підвищити ресурс експлуатації електродвигуна досліджуваної системи.

Спостерігається певний коливальний характер крутного моменту в пружній муфті (рис. 4), який пов'язаний із виходом системи зі стану спокою, однак величина його є не суттєвою. Значення зусилля у тяговому канаті та потужності у електроприводі (рис. 5-6) мають плавний характер наростань, що позитивно впливає на надійність та довговічність досліджуваної системи.

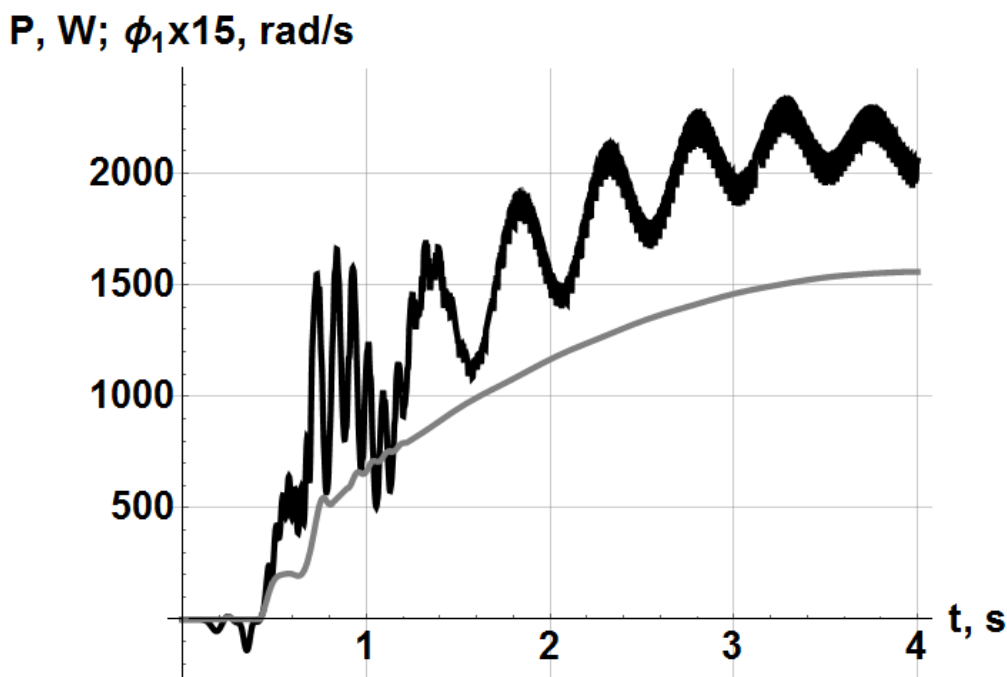


Рис. 6. Графічні залежності зміни функцій потужності у електродвигуні та кутової швидкості ротора електроприводу для критерію (6)

Для оцінки повноти картини проведеної параметричної оптимізації в таблиці 4 наведено значення величин оптимізаційних критеріїв (4)-(6) при використанні

різних типів характеристик. Найнижчі значення показників оптимізаційних критеріїв виділено жирним шрифтом.

4. Значення критеріїв оптимізації за різних типів характеристик

Тип характеристики f	Критерії оптимізації		
	$M_{MUF.}$	$F_{KAN.}$	P
Лінійна	1435.9	4685.9	4484.4
S-подібна	1689.1	4874.8	5714.9
2S-подібна	1439.9	4533.7	4996.1
U-подібна	1980.5	4764.1	3974.1

Аналіз наведених даних в таблиці 4 підтверджує відповідність встановлених типів характеристик наростання частоти напруги живлення (таблиця 3), оскільки при їх використанні спостерігаються мінімальні значення досліджуваних критеріїв. Так, наприклад значення критерію $M_{MUF.}$ при лінійній характеристиці на 27.9 % менше у порівнянні із аналогічним значенням за U-подібної характеристики. Значення критерію $F_{KAN.}$ за використання 2S-подібної характеристики на 6.9 % менше у порівнянні із аналогічним значенням за S -подібної характеристики. Величина критерію P за U-подібної характеристики на 30.4 % менше у порівнянні із тотожним значенням при S -подібній характеристиці.

Висновки

1. Виконано параметричну оптимізацію частотно-керованого електроприводу, яка дозволила мінімізувати величину небажаних динамічних (крутний момент у пружній муфті та зусилля у тяговому канаті приводу вантажного візка) та

енергетичних (потужність у приводі) характеристик динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту баштового крана. Для проведення оптимізації використано модифікований метод ройових часточок (RING-ROT-PSO). Встановлено, що мінімальні значення динамічних критеріїв при використанні оптимальних характеристик (лінійної та 2S-подібної) у діапазоні 6.9 ... 27.9 % є меншими ніж при використанні не оптимальних (U-подібної та S-подібної) характеристик. Мінімальне значення енергетичного критерію при використанні U-подібної характеристики на 30.4 % є меншим ніж при S –подібній.

2. Тому для мінімізації величини небажаних динамічних показників при частотно-керованому пуску динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту бажано використовувати лінійну та 2S-подібну характеристики, а для мінімізації величини небажаного енергетичного показника U-подібну. При цьому необхідно також

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Стехно О. В.

раціонально встановлювати параметри t_1 та U_0 .

Список використаних джерел

1. Li, S., Zou, Y., Lai, X., Liu, Z. & Wang, X. (2023). Performance-maximum optimization of the intelligent lifting activities for a polar ship crane through trajectory planning. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. Journal of Mechanical Engineering Science, 4, 765–781. <https://doi.org/10.1177/095440622211117>.
2. Montonen, J.-H., Nevaranta N., Niemelä, M. & Lind, T. (2022). Comparison of extra insensitive input shaping and swing-angle-estimation-based slew control approaches for a tower crane. Applied Sciences, 12, 5945. <https://doi.org/10.3390/app12125945>.
3. Nazarenko, I., Bernyk, I., Dedov, O., Rogovskii, I., Ruchynskiy, M., Pereginets, I., & Titova, L. (2021). Research of technical systems of processes of mixing materials. Dynamic processes in technological technical systems. Kharkiv: PC Technology Center. 57–76. <https://doi.org/10.15587/978-617-7319-49-7.ch4>.
4. Rogovskii, I. L. (2021). Resource of removal expenses for strong agricultural period of volume of operations. Machinery and Energetics, 12(2), 123–131. <https://doi.org/10.31548/machenergy2021.02.123>.
5. Qian, Y., Fang, Y. & Lu, B. (2017). Adaptive repetitive learning control for an offshore boom crane. Automatica, 82(8), 21–28. <https://doi.org/10.1016/j.automatica.2017.04.003>.
6. He, J., Chen, Y., Wu, K., Zhao, Y., Wang, Z. & Chen Z. (2018). Energy flow analysis of crane hoisting system and experimental of potential energy. Journal of Jilin University. Engineering and Technology Edition, 48, 4, 1106–1113. <https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb20170539>.
7. Sun, N., Wu, Y., Chen, H. & Fang Y. (2018). An energy-optimal solution for transportation control of cranes with double pendulum dynamics: Design and experiments. Mechanical Systems and Signal Processing, 102, 87–101. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.09.027>.
8. Ho, T., Suzuki, K., Tsume, M., Tasaki, R., Miyoshi, T. & Terashima K. (2019). A switched optimal control approach to reduce transferring time, energy consumption, and residual vibration of payload's skew rotation in crane systems. Control Engineering Practice, 84, 247–260. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2018.11.018>.
9. Rams, H., Schöberl, M. & Schlacher, K. (2017). Optimal Motion Planning and Energy-Based Control of a Single Mast Stacker Crane. IEEE. Transactions On Control Systems Technology, 26(4), 1449–1457. <https://doi.org/10.1109/TCST.2017.2710953>.
10. Loveikin, V., Romasevych, Y. & Kadykalo, I. (2023). Dynamic analysis of the joint movement of the hoisting and slewing mechanisms of a boom crane. Machinery and Energetics, 14(3), 75–85. <https://doi.org/10.31548/machinery/4.2023.75>.
11. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В. Аналіз динаміки зміни вильоту вантажу баштового крана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ, 2018. Вип. 282. С. 74–87.
12. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В. Оптимізація режимів зміни вильоту вантажу баштового крана. Монографія. Київ. ЦП «КОМПРИНТ». 2017. 172 с.
13. Grigorov, O., Druzhynin, E., Anishchenko, G., Strizhak, M. & Strizhak V. (2018). Analysis of various approaches to modeling of dynamics of lifting-transport vehicles. International Journal of Engineering and Technology (UAE), 7(4), 64–70. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19553>.
14. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В., Муштин Д.І. Наукове обґрунтування і розробка методів динамічного моделювання та режимно-параметричної оптимізації сучасних вантажопідйомних машин. Монографія. ЦП „КОМПРИНТ”. Київ. 2023. 458 с.

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Стехно О. В.

15. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динамічна оптимізація механізму підйому вантажу. Монографія. Київ. ЦП «КОМПРИНТ». 2015. 197 с.

16. Romacevych, Y., Loveikin, V., Loveikin, Y. (2021). Development of new rotating ring topology of PSO-algorithm. *IEEE 2nd KhPI Week Advanced Technology*. 13 September, 79–82. <https://doi.org/10.1109/KhPIWeek53812.2021.9569973>

References

1. Li, S., Zou, Y., Lai, X., Liu, Z. & Wang, X. (2023). Performance-maximum optimization of the intelligent lifting activities for a polar ship crane through trajectory planning. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. Journal of Mechanical Engineering Science*, 4, 765–781. <https://doi.org/10.1177/095440622211117>.

2. Montonen, J.-H., Nevaranta N., Niemelä, M. & Lind, T. (2022). Comparison of extra insensitive input shaping and swing-angle-estimation-based slew control approaches for a tower crane. *Applied Sciences*, 12, 5945. <https://doi.org/10.3390/app12125945>.

3. Nazarenko, I., Bernyk, I., Dedov, O., Rogovskii, I., Ruchynskyi, M., Pereginets, I., & Titova, L. (2021). Research of technical systems of processes of mixing materials. *Dynamic processes in technological technical systems*. Kharkiv: PC Technology Center. 57–76. <https://doi.org/10.15587/978-617-7319-49-7.ch4>.

4. Rogovskii, I. L. (2021). Resource of removal expenses for strong agricultural period of volume of operations. *Machinery and Energetics*, 12(2), 123–131. <https://doi.org/10.31548/machenergy2021.02.123>.

5. Qian, Y., Fang, Y. & Lu, B. (2017). Adaptive repetitive learning control for an offshore boom crane. *Automatica*, 82(8), 21–28. <https://doi.org/10.1016/j.automatica.2017.04.003>.

6. He, J., Chen, Y., Wu, K., Zhao, Y., Wang, Z. & Chen Z. (2018). Energy flow analysis of crane hoisting system and experimental of potential energy. *Journal of Jilin University. Engineering and Technology*

Edition, 48, 4, 1106–1113. <https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb20170539>

7. Sun, N., Wu, Y., Chen, H. & Fang Y. (2018). An energy-optimal solution for transportation control of cranes with double pendulum dynamics: Design and experiments. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 102, 87–101. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.09.027>.

8. Ho, T., Suzuki, K., Tsume, M., Tasaki, R., Miyoshi, T. & Terashima K. (2019). A switched optimal control approach to reduce transferring time, energy consumption, and residual vibration of payload's skew rotation in crane systems. *Control Engineering Practice*, 84, 247–260. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2018.11.018>

9. Rams, H., Schöberl, M. & Schlacher, K. (2017). Optimal Motion Planning and Energy-Based Control of a Single Mast Stacker Crane. *IEEE. Transactions On Control Systems Technology*, 26(4), 1449–1457. <https://doi.org/10.1109/TCST.2017.2710953>

10. Loveikin, V., Romacevych, Y. & Kadykalo, I. (2023). Dynamic analysis of the joint movement of the hoisting and slewing mechanisms of a boom crane. *Machinery and Energetics*, 14(3), 75–85. <https://doi.org/10.31548/machinery/4.2023.75>

11. Loveikin, V.S., Romacevych, Yu.O. & Stekhno, O.V. (2018). Analysis of dynamics of luffing cargo crane tower. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and Energy of APK*. Kyiv, 282, 74–87.

12. Loveikin, V.S., Romacevych, Yu.O. & Stekhno, O.V. (2017). Optimizations of modes tower crane trolley movement mechanism. *Monograph*. Kyiv. CP «КОМПРИНТ», 172.

13. Grigorov, O., Druzhynin, E., Anishchenko, G., Strizhak, M. & Strizhak V. (2018). Analysis of various approaches to modeling of dynamics of lifting-transport vehicles. *International Journal of Engineering and Technology (UAE)*, 7(4), 64–70. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19553>.

14. Loveikin, V.S., Romacevych, Yu.O. & Stekhno, O.V. (2023). *Scientific*

Ромасевич Ю. О., Ловеїкін В. С., Стехно О. В.

substantiation and development of methods of dynamic modeling and mode-parametric optimization of modern forklifts. Monograph. Kyiv. CP «COMPRINT», 458.

15. Loveikin, V.S. & Romacevych, Yu.O. (2015). Dynamic optimization of the cargo lifting mechanism. Monograph. Kyiv. CP «COMPRINT», 197.

16. Romacevych, Y., Loveikin, V., Loveikin, Y. (2021). Development of new rotating ring topology of PSO-algorithm. *IEEE 2nd KhPI Week Advanced Technology*. 13 September, 79–82. <https://doi.org/10.1109/KhPIWeek53812.2021.9569973>

Дослідження виконано у рамках виконання україно-ізраїльської науково-дослідної роботи М/36-2024 „Розробка нових модифікацій методу оптимізації PSO та їх застосування у задачах інженерії”.

PARAMETRIC OPTIMIZATION OF FREQUENCY-CONTROLLED START-UP OF DYNAMIC SYSTEM "TROLLEY-LOAD" OF TOWER CRANE TROLLEY MOVEMENT MECHANISM

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

Abstract. *In the scientific article, a scientific and applied problem is solved, which allows to minimize the dynamic and energy parameters of the frequency-controlled drive of the dynamic "cart-load" system of the tower crane flight change mechanism during the transient start-up mode.*

To solve this problem, the existing mathematical model of the change in the departure of the load was used, which was supplemented by a mathematical model of the motion of an asynchronous electric drive in time. The parameters for setting the frequency-controlled drive are used: the duration of the increase in the frequency of the supply voltage, the initial supply voltage of the electric motor and the type of characteristic of the increase, up to the nominal value, of the frequency of the supply voltage.

The maximum values of the torque in the elastic coupling, the effort in the traction rope and the power in the electric drive were used as optimization criteria. Using the modified RING-ROT-PSO optimization method, the rational values of the given parameters and the type of characteristic are established, in which the minimization of the studied criteria is observed. A comparative analysis of discrepancies when varying different types of characteristics was performed, which proved the adequacy of the performed parametric optimization.

Parametric optimization of the frequency-controlled electric drive was carried out, which made it possible to minimize the amount of undesirable dynamic (torque in the elastic coupling and force in the traction rope of the truck drive) and energy (power in the drive) characteristics of the dynamic "cart-load" system of the mechanism for changing the departure of the tower crane. A modified method of swarm particles (RING-ROT-PSO) was used for optimization. It was established that the minimum values of dynamic criteria when using optimal characteristics (linear and 2S-shaped)

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Стехно О. В.

in the range of 6.9...27.9% are smaller than when using non-optimal (U-shaped and S-shaped) characteristics. The minimum value of the energy criterion when using a U-shaped characteristic is 30.4% less than when using an S-shaped characteristic. Therefore, in order to minimize the amount of unwanted dynamic indicators during the frequency-controlled start of the dynamic system "cart-load" of the departure change mechanism, it is desirable to use linear and 2S-like characteristics, and to minimize the amount of unwanted energy indicator, U-shaped. At the same time, it is also necessary to rationally set parameters t_1 and U_0 .

Key words: tower crane, dynamic "cart-cargo" system, flight change mechanism, parametric optimization, optimization criteria, RING-ROT-PSO method, MISO function

How to Cite: Romasevych, Y., Loveikin, V., & Stekhno, O. (2024). Parametric optimization of frequency-controlled start-up of dynamic system "trolley-load" of tower crane trolley movement mechanism. *Scientific Reports of NULES of Ukraine*, 0(3/109). doi:[http://dx.doi.org/10.31548/dopovidi.3\(109\).2024.018](http://dx.doi.org/10.31548/dopovidi.3(109).2024.018)