

УДК 6283

ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ КРАНОВИХ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ З АСИНХРОННИМ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ

Р. П. Герасимьяк, О. Б. Бабійчук, С. П. Савич

Одеський національний політехнічний університет
просп. Шевченка, 1, м. Одеса, 65044, Україна. E-mail: rosger@te.net.ua

Запропоновано засіб зниження коливань електромеханічної системи механізму підйому вибором необхідної жорсткості механічної характеристики електроприводу. Показано можливість зниження жорсткості до оптимальної в системі перетворювач частоти–асинхронний двигун відповідним зменшенням напруги без зміни частоти. Наведено результати моделювання системи для режиму підхоплення вантажу – найтяжчого для механізмів підйому. Зроблено порівняння динамічних характеристик цього режиму при роботі на природній і оптимальній характеристиках: перерегулювання, логарифмічного декремента затухання та коефіцієнта динамічності.

Ключові слова: електромеханічна система, коливання, оптимальна жорсткість характеристики.

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ КРАНОВЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Р. П. Герасимьяк, О. Б. Бабійчук, С. П. Савич

Одесский национальный политехнический университет
просп. Шевченко, 1, г. Одесса, 65044, Украина. E-mail: rosger@te.net.ua

Предложен способ снижения колебаний электромеханической системы механизма подъема выбором необходимой жёсткости механической характеристики электропривода. Показана возможность снижения жесткости до оптимальной в системе преобразователь частоты–асинхронный двигатель соответствующим снижением напряжения без изменения частоты. Приведены результаты моделирования системы для режима подхвата груза – наиболее тяжелого для механизмов подъема. Выполнено сравнение динамических характеристик этого режима при работе на естественной и оптимальной характеристиках: перерегулирования, логарифмического декремента затухания и коэффициента динамичности.

Ключевые слова: электромеханическая система, колебания, оптимальная жёсткость характеристики.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Відомо, що кранові механізми можна уявити у вигляді електромеханічної системи (ЕМС) з двомасовою механічною частиною (ДМЧ), яка складається з двох зосереджених мас: моменту інерції двигуна і зведеної до валу двигуна маси моста, візка, обертальної платформи або вантажопідйомного пристрою з вантажем [1]. Якщо не враховувати втрати на дисипацію, така ЕМС описується наступною системою рівнянь, в яких усі величини приведені до обертальної швидкості валу двигуна [2]:

$$M = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1); \quad (1)$$

$$C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) = J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + M_c, \quad (2)$$

де C_{12} – коефіцієнт пружності, а $C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) = M_{12}$ – момент пружності.

Як відомо, перетворення системи рівнянь (1) і (2) призводить до диференційного рівняння третього порядку, характеристичне рівняння якого

$$T_M T^2 p^3 + T_2^2 p^2 + T_M p + 1 = 0, \quad (3)$$

де T_M – електромеханічна стала часу; T_1, T_2 – стали часу, безпосередньо пов'язані з частотами коливань ДМЧ.

У будь-якій ЕМС, коли нехтуємо в'язким тертям, якщо жорсткість механічної характеристики кінцева (тобто $0 < |\beta| < \infty$), коефіцієнт при p цього характеристичного рівняння не дорівнює нулю. Це означає, що здійснюється демпфування коливань ЕМС електроприводом, який працює на характеристиці з кінцевою негативною жорсткістю. Однак, коли $\beta = 0$

(зберігається постійний момент) або $\beta = \infty$ (характеристика абсолютно жорстка), електропривод не демфує коливань ЕМС. Очевидно, що існує така оптимальна жорсткість механічної характеристики β , при якій має місце найбільше демпфування коливань, тобто коли коефіцієнт демпфування ξ умовної коливальної ланки приймає максимальне значення (ξ_{\max}).

Аналітично було знайдено екстремум для цього коефіцієнта демпфування відносно жорсткості механічної характеристики і виведено формулу для максимального значення коефіцієнта демпфування ξ_{\max} [3]:

$$\xi_{\max} = 0,5(\sqrt{\gamma} - 1), \quad (4)$$

де $\gamma = \frac{J_1 + J_2}{J_1}$ – коефіцієнт співвідношення мас.

З (4) випливає, що максимальне демпфування коливань залежить тільки від співвідношення моментів інерції; коли значення цього коефіцієнта $\gamma \geq 9$, тоді $\xi_{\max} \geq 1$, а ЕМС перестає бути коливальною.

Забезпечити максимальне значення коефіцієнта демпфування (ξ_{\max}) можна, реалізувавши так звану оптимальну жорсткість механічної характеристики електроприводу. Її значення можна розрахувати за вивазом, який також одержано в [3]:

$$\beta_{opt} = J_1 \Omega_2 \sqrt[4]{\left(\frac{J_1 + J_2}{J_1}\right)^3}, \quad (5)$$

де $\Omega_2 = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_2}}$ – частота коливань одномасової системи.

Робота двигуна на оптимальній характеристиці, жорсткість якої розрахована за формулою (5), дає змогу знизити коливання порівняно з роботою на стиці, де коливання будуть більші.

Для прикладу розглядаємо типовий механізм підйому крана вантажопідйомністю 50 кН. Для аналізу коливань моделюємо ЕМС у такому режимі: електропривод, який працює на природній характеристиці при неробочому ході, навантажуюмо номінальним моментом ($M_c = M_n = const$), що відповідає найтяжчому режиму цього механізму – підхоплення вантажу [2]. Знімаємо осцилограми моменту пружної ланки $M_{12}(t)$ та швидкостей обох мас і порівнюємо їх з аналогічними залежностями, знятими при тих же параметрах ЕМС, але якщо електропривод працює на характеристиці з оптимальною жорсткістю. Для моделювання системи обираємо двигун краново-металургійної серії типу МТКН412-8, 22 кВт, $\omega_n = 73,304 \text{ c}^{-1}$, $M_n = 300,12 \text{ Нм}$, який живиться від перетворювача частоти (ПЧ). Розраховано для цього механізму і двигуна оптимальні жорсткості $\beta_{OPT} = 19,52 \text{ Нмс}$ при максимальній довжині канату $H = 18 \text{ м}$, а при половині довжини канату, коли $H = 9 \text{ м}$, $\beta_{OPT2} = 27,61 \text{ Нмс}$.

На рис. 1 зображено механічні характеристики: природна (1, з жорсткістю $\beta_{PR} = 57,32 \text{ Нмс}$) і з оптимальною жорсткістю при $H = 18 \text{ м}$ (2) і $H = 9 \text{ м}$ (3).

Далі виконуємо моделювання режиму підхвату механізму підйому з електроприводом за системою ПЧ-АД.

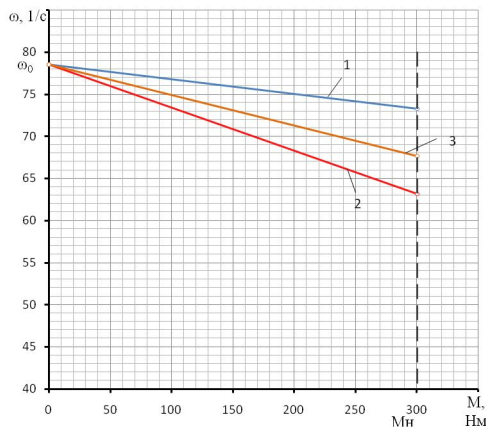


Рисунок 1 – Механічні характеристики

Згідно з тим, що оптимальна жорсткість менша за природну, для отримання оптимальних характеристик необхідно, щоб ПЧ забезпечив на виході необхідну знижену напругу. Для отримання характеристик, які відповідають, наприклад, половині синхронної швидкості, ПЧ повинен видати на виході частоту, яка складає половину від частоти мережі, а

також відповідно до жорсткості оптимальної характеристики напругу.

Для знаходження напруги на виході перетворювача частоти, яка забезпечить необхідну жорсткість оптимальної характеристики з номінальною швидкістю $\omega_{нО} = 63,49 \text{ c}^{-1}$ (2 на рис. 1), необхідно знайти момент на природній характеристиці M_E , який відповідає значенню швидкості на природній характеристиці $\omega_{нО}$:

$$\begin{aligned} M_E &= \beta_{PR} (\omega_0 - \omega_{нО}); \\ M_E &= 880,13 \text{ Нм}. \end{aligned} \tag{6}$$

Далі знаходимо напругу $U_{нOPT}$, яка забезпечує необхідну жорсткість оптимальної характеристики при неробочому ході ω_0 з такого виразу:

$$\frac{U_{нOPT}^2}{U_n^2} = \frac{M_E}{M_n}, \text{ то б т о}$$

$$U_{нOPT} = 128,47 \text{ В}.$$

Результати моделювання швидкостей та пружного моменту на природній і оптимальній характеристиках для режиму підхоплення наведено на рис. 2

Порівняння динамічних показників перехідного процесу наведено нижче, в табл. 1, 2.

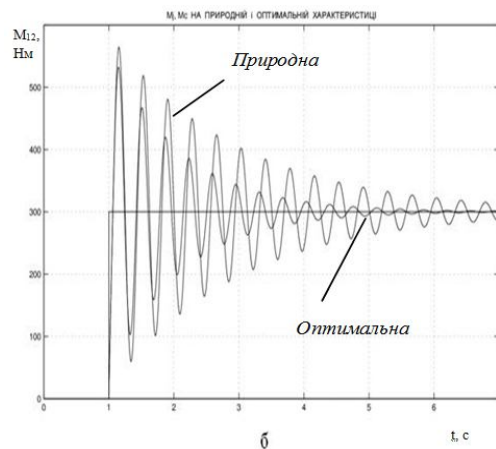
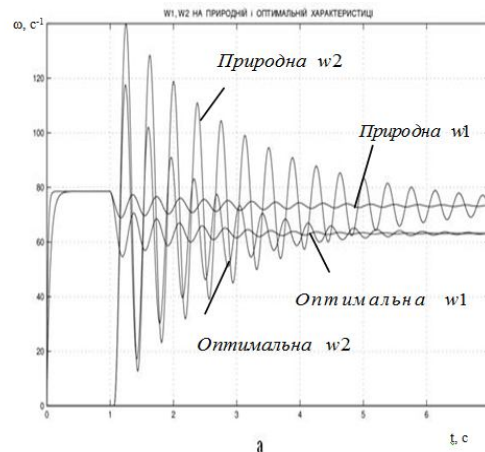


Рисунок 2 – Графіки перехідних процесів ω_1, ω_2 (а) і M_{12} (б) на природній і оптимальній характеристиках

Таблиця 1 – Порівняння для швидкості другої маси

ω_2						
Вид характеристики	Природна			Оптимальна		
Параметри	$\sigma, \%$	α	d	$\sigma, \%$	α	d
	90,85	1,2	0,086	86,058	1,4	0,141

Таблиця 2 – Порівняння для пружного моменту

M_{12}								
Вид характеристики	Природна				Оптимальна			
Параметри	$\sigma, \%$	α	d	K_d	$\sigma, \%$	α	d	K_d
	88,13	1,2	0,085	$\frac{1,8}{8}$	77,43	1,4	0,131	1,75

У таблицях показано порівняльні дані для перерегулювання σ , декременту затухання α , логарифмічного декременту затухання d, а також коефіцієнта динамічності K_d .

Таким чином, при використанні оптимальної характеристики коливальність системи значно знижується. Так, перерегулювання зменшується на 5,5 і 12 % відповідно, логарифмічний декремент затухання збільшується на 64 і 54 %, а коефіцієнт динамічності теж знижується на 3 %.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ключев В.И. Теория электропривода. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 540 с.
2. Комаров М.С. Динамика грузоподъёмных машин. – М.: Машгиз, 1962. – 268 с.
3. Герасимьяк Р.П., Лещёв В.А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. – Одесса: СМІЛ, 2008. – 192 с.

IMPROVEMENT OF DYNAMIC REGIMES CRANE ELECTRIC ELECTROMECHANICAL SYSTEMS WITH INDUCTION MOTOR DRIVE

R. Gerasimyak, O. Babychuk, S. Savich

Odessa National University

prosp. Shevchenka, 1, Odesa, 65044, Ukraine. E-mail: rosger@te.net.ua

A method of oscillations reducing of hoist mechanism electromechanical systems by choice of mechanical characteristics hardness is proposed. A method of reducing of hardness to the optimum in the system of converter – induction motor by corresponding reduction in voltage without changing the frequency was considered. The results of simulation mode of pick up of load – the most severe for the hoist are presented. Comparison of dynamic characteristics of this mode at work on the natural and optimal characteristics was considered: overshoot, logarithmic damping decrement and the coefficient of dynamic.

Key words: electromechanical system, oscillations, optimal hardness.

REFERENCES

1. Klyuchev V.I. *Theory of Electric Drive*. – М.: Energoatomizdat, 1985. – 560 p. [in Russian]
2. Komarov M.S. *Dynamics of lifting equipment*. – М.: Mashgiz, 1962. – 268 p. [in Russian]
3. Gerasymyak R.P., Leschev V.A. *Analysis and synthesis of Crane electromechanical Systems*. – Odessa: SMIL, 2008. – 192 p. [in Russian]

Стаття надійшла 16.07.2012.

Рекомендовано до друку
к.т.н., доц. Кореньковою Т.В.