Толочко О.І. — ***Україна***
Бажутін Д.В. — ***Донецьк***

Державний вищий навчальний заклад «Донецький національний технічний університет»

ЗАКОН КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ВІЗКА МОСТОВОГО КРАНУ ІЗ РОЗГОНОМ У ТРИ ЕТАПИ ТА ВАРІАЦІЄЮ ПРИСКОРЕННЯ

Кранові установки, виконуючи транспортувальну функцію, є невід'ємною частиною багатьох сучасних виробничих процесів. Мостовий кран – установка для горизонтального переміщення вантажів, що широко використовується у металургії. Суттєвою проблемою при переміщенні вантажів за допомогою мостового крану є виникнення коливань вантажу, які погіршують енергетичні показники, час транспортування і надійність приводу та можуть призводити до аварійних ситуацій. Тому необхідно передбачувати міри щодо гасіння цих коливань.

Одним із засобів гасіння коливань вантажу є застосовування специфічних тахограм пересування візка з розгоном у три етапи (розгін, підгальмовування, розгін до усталеної швидкості) та відповідним триетапним гальмуванням [1, 2]. При цьому можливо підтримувати на постійному рівні протягом кожного окремого етапу або момент двигуна, або його прискорення. Підтримувати на постійному рівні момент можливо в системах, розімкнених за швидкістю, в той час як постійне значення прискорення можна забезпечити лише в системах, замкнених за швидкістю та (або) за положенням візка.

В більшості літературних джерел по керуванню електроприводом горизонтального переміщення мостових кранів описується симетрична діаграма розгону, при якій абсолютні величини прискорень на всіх ділянках є однаковими. Такий закон забезпечує гасіння коливань вантажу при мінімальній тривалості розгону приводу до усталеної швидкості, тому його зазвичай називають оптимальним за швидкодією. Але візок є позиційним механізмом з досить великою ділянкою руху на усталеній швидкості, отже для нього важливо мінімізувати не тривалість розгону і гальмування, а загальний час переміщення з однієї заданої позиції в іншу. Тому неабиякий інтерес має дослідження процесу пересування візка за тахограмою із триетапними розгоном і гальмуванням, але з змінними абсолютними значеннями прискорення на різних етапах. Окремим випадком такої тахограми є нульове прискорення на другому етапі [3, 4]. Неабиякий інтерес при порівнянні різних законів руху візка становлять і енергетичні показники, зокрема теплові втрати.

Метою досліджень є виведення математичних залежностей для розрахунку такого закону керування, який би забезпечив гасіння коливань вантажу із можливістю зміни величини прискорення на ділянці гальмування незалежно від такого значення на ділянці розгону, та аналіз динамічних і енергетичних властивостей запропонованого способу керування.

Вивід закону керування можна здійснити на основі математичного опису, отриманого за рівнянням Лагранжа

$$\begin{cases}(M+m)\dfrac{d^2s(t)}{dt^2}-mL\dfrac{d^2\varphi(t)}{dt^2}\cos\varphi+mL\dfrac{d\varphi^2(t)}{dt}\sin\varphi(t)=F(t),\\ -mL\dfrac{d^2s(t)}{dt^2}\cos\varphi(t)+mL^2\dfrac{d^2\varphi(t)}{dt}+mgL\sin\varphi(t)=0,\end{cases} \quad (1)$$

в яких прийнято такі позначення: M – маса візка, F – зусилля, прикладене до візка із вантажем, m – маса вантажу, L – довжина канату, g – прискорення сил тяжіння, s – лінійне переміщення візка, φ – кут відхилення канату від вертикалі.

Враховуючи, що

$$\frac{ds(t)}{dt}=v(t),\ \frac{d^2s(t)}{dt^2}=\frac{dv(t)}{dt}=a(t),\ \frac{d\varphi(t)}{dt}=\omega(t),\ \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2}=\frac{d\omega(t)}{dt}=\varepsilon(t), \quad (2)$$

де $v(t)$ - лінійна швидкість візка, $a(t)$ - лінійне прискорення візка, $\omega(t)$ - кутова швидкість коливань вантажу, $\varepsilon(t)$ - кутове прискорення коливань вантажу, рівняння (1) можна записати у вигляді:

$$\begin{cases}(M+m)a(t)-mL\varepsilon(t)\cos\varphi(t)+mL\omega^2(t)\sin\varphi(t)=F(t),\\ -mLa(t)\cos\varphi(t)+mL^2\varepsilon(t)+mgL\sin\varphi(t)=0.\end{cases} \quad (3)$$

Рівняння (3) є нелінійними, що ускладнює процес оптимізації. В [1, 2] показано, що при пересуванні візка значення кута відхилення канату від вертикалі приймає досить невеликі значення, завдяки чому можна прийняти:

$$\varphi\approx 0,\quad \cos\varphi\approx 1,\quad \sin\varphi\approx\varphi,\quad \omega^2\approx 0. \quad (4)$$

В такому випадку рівняння (3) стають лінійними:

$$\begin{cases}(M+m)a(t)-mL\varepsilon(t)=F(t),\\ -mLa(t)+m_1L^2\varepsilon(t)+mLg\varphi(t)=0.\end{cases} \quad (5)$$

Їх можна ще більш спростити, виключивши з відповідної структурної схеми перехресні зв'язки між лінійним переміщенням візка та кутом відхилення вантажу. Таке припущення з великим ступенем точності можна робити за умови наявності системи регулювання положення або швидкості візка [2]. Тоді отримаємо остаточні рівняння руху крану у такому вигляді:

$$\begin{cases} a(t) = F(t)/(M+m), \\ L\varepsilon(t) + g\varphi(t) = a(t). \end{cases} \tag{6}$$

Вивід здійснюється через рівняння (6). Для випадку постійного значення абсолютної величини прискорення візка на усіх ділянках розгону розв'язком рівнянь (6) будуть такі вирази для змінних стану системи:

$$\begin{cases} \varphi_i(t) = \dfrac{\omega_{i0}}{\Omega_0}\sin(\Omega_0 t) + \varphi_{i0}\cos(\Omega_0 t) + \dfrac{a_i}{\Omega_0^2 L}\left(1-\cos(\Omega_0 t)\right), \\ \omega_i(t) = \omega_{i0}\cos(\Omega_0 t) - \Omega_0\varphi_{i0}\sin(\Omega_0 t) + \dfrac{a_i}{\Omega_0 L}\sin(\Omega_0 t), \\ v_i = a_i t + v_{i0}, \\ i = 1,2,3, \end{cases} \tag{7}$$

де $\varphi_i(t), \omega_i(t), v_i(t)$ – поточні значення змінних стану на даній ділянці розгону, a_i – значення прискорення на даній ділянці руху, $\varphi_{i0}, \omega_{i0}, v_{i0}$ – початкові значення змінних стану на даній ділянці розгону, що відповідають кінцевим значенням на попередній ділянці (при i=1 беруться нульові початкові умови), $\Omega_0 = \sqrt{g/L}$ – кутова частота коливань математичного маятнику довжиною L.

Форма закону керування, що відповідає рівнянням (7), наведена на рис.1.

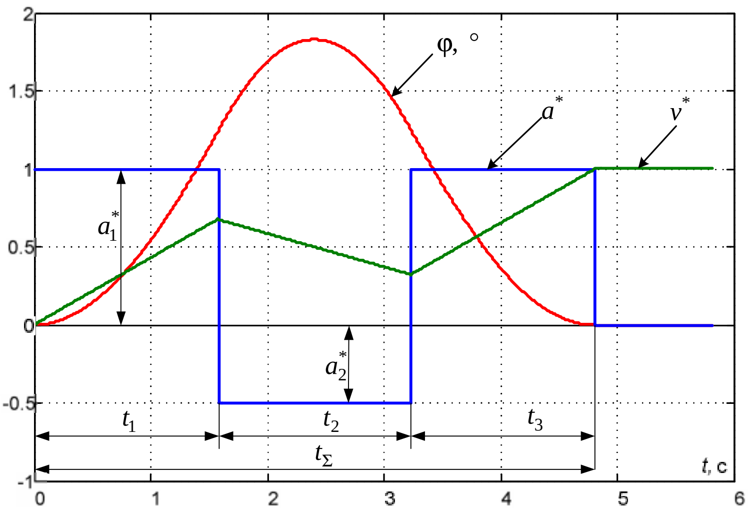


Рис.1 – Бажані перехідні процеси при триетапному розгоні візка

На рис.1 графіки швидкості та прискорення візка наведені у відносних одиницях. За базові значення прийнято відповідно значення заданої усталеної швидкості $v_з$ та максимально припустимого за умов відсутності буксування прискорення $a_{\max}$.

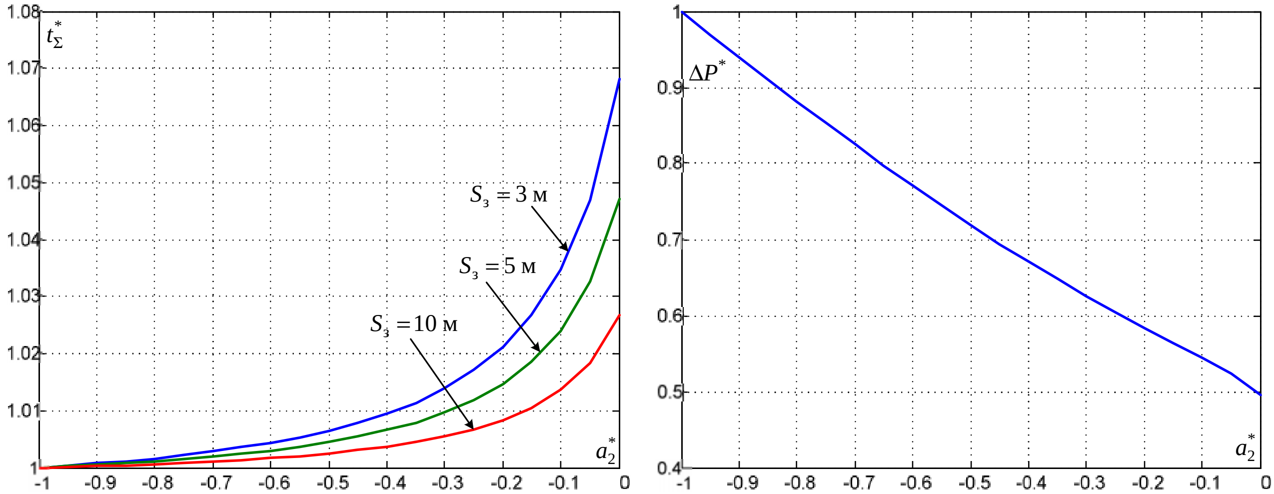
Поступово підставляючи початкові значення у рівняння (7) для кожної ділянки розгону, та після проведення усіх необхідних перетворень отримуємо таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} -\dfrac{a_1}{\Omega_0^2 L}\left(\cos(\Omega_0 t_\Sigma) - \cos(\Omega_0(t_1+t_2)) + \cos(\Omega_0 t_3) - 1\right) - \dfrac{a_2}{\Omega_0^2 L}\left(\cos(\Omega_0(t_2+t_3)) - \cos(\Omega_0 t_3)\right) = \varphi(t_\Sigma) = 0, \\ \dfrac{a_1}{\Omega_0 L}\left(\sin(\Omega_0 t_\Sigma) - \sin(\Omega_0(t_1+t_2)) + \sin(\Omega_0 t_3)\right) + \dfrac{a_2}{\Omega_0 L}\left(\sin(\Omega_0(t_2+t_3)) - \sin(\Omega_0 t_3)\right) = \omega(t_\Sigma) = 0, \\ a_1(t_1+t_3) + a_2 t_2 = v(t_\Sigma) = v_з. \end{cases} \tag{8}$$

Система (8) не має аналітичного розв'язку, тому її слід розв'язувати чисельними методами.

Очевидно, що від співвідношення прискорень залежать тривалості окремих ділянок розгону. Цю залежність можна зобразити графічно за результатами моделювання та розрахунків при різних значення прискорення на другому інтервалі. Моделювання проводилось на базі нелінійної математичної моделі (1) при зміні відносних значень прискорення на другому етапі від -1 до 0. При моделюванні взято такі параметри: маса візка – 500 кг, маса вантажу – 1000 кг, максимальне прискорення – 0,5 м/с^2, задана швидкість – 0,2 м/с, довжина канату – 5 м. Для покращення наочності введено таку систему умовних одиниць: за базове значення часу обрано час розгону при симетричній діаграмі прискорення, тобто, при $a_2 = -a_1$, за базове прискорення – його значення на першій та третій ділянках, яке дорівнює $a_{\max}$.

Результати моделювання довели правильність рівнянь (8) і показали, що при зменшенні прискорення на другому етапі розгону суттєво зростає час пуско-гальмівних процесів, але одночасно збільшується і шлях, пройдений візком на цих ділянках. За рахунок цього зменшується тривалість руху візка на усталеній швидкості. Результати розрахунку загального часу пересування візка та теплових втрат, зумовлених моментоутворюючою складовою струму двигуна, при різних значеннях переміщення візка наведені на рис. 2 і 3 відповідно.



а) б)

Рис.2 – Залежність часу розгону (а) та теплових втрат у двигуні (б) від прискорення візка на другому етапі розгону

Аналіз отриманих графіків показує, що зменшення величини від‘ємного прискорення на другому етапі розгону збільшує загальну тривалість пересування візка при розглянутих параметрах на (3-7)%, а теплові втрати зменшуються більш суттєво, досягаючи при $a_2^* = 0$ 50% від втрат при $a_2^* = -a_1^*$. Отже, запропоновані закони є більш ефективними з точки зору зниження непродуктивних втрат електроенергії.

Висновки:

1. За допомогою виведених у роботі рівнянь (7) можна розраховувати тривалості окремих ділянок триетапного розгону (гальмування) візка мостового крана при різних значеннях прискорень на різних етапах з умов гасіння коливань підвішеного до візка вантажу.
2. Закон керування із розгоном у три етапи можна застосовувати як при однакових, так і при різних значеннях прискорень на різних ділянках пуско-гальмівних режимів, причому зниження від‘ємного прискорення на другому етапі дещо підвищує тривалість пересування візка в задану позицію при суттєвому зниженні непродуктивних втрат електроенергії.

ЛІТЕРАТУРА

1. Герасимяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем – Одесса, СМИЛ, 2008. – 191 с.
2. A. Buch. Optimale Bewegungssteuerung von schwingungsfähigen mechatronischen Systemen mit zwei Freiheitsgraden am Beispiel eines Krans mit Pendelnder Last und elastischer Mechanik – Magdeburg, 1999. – 250 S.
3. Altivar 71. Crane card. User’s manual. – 2008. – 48с.
4. Толочко О.И., Бажутин Д.В. Сравнительный анализ методов гашения колебаний груза, подвешенного к механизму поступательного движения мостового крана/Міжвідомчий науково-технічний журнал «Електромашинобудування та електрообладнання» №75 – Київ, «Техніка», 2010.