

КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ МЕХАНІЗМІВ ОБЕРТАННЯ З УРАХУВАННЯМ ПІДВІШЕНОГО ВАНТАЖУ

Розглядається керування електроприводом механізму обертання стрілових кранів. Приводиться класичний алгоритм керування електроприводом, який обмежує розгойдування підвішеного вантажу. Для зменшення коливань пропонується скоректований алгоритм розрахунку часу етапів.

Рассматривается управление электроприводом механизма поворота стреловых кранов. Приводится классический алгоритм управления электроприводом, который ограничивает раскачивание подвешенного груза. Для уменьшения колебаний предлагается скорректированный алгоритм расчета времени этапов.

A control of electric drive of rotating mechanism of jib cranes is considered. A classical algorithm for electric drive control, that limits oscillation of strung load, is given. An improved algorithm of oscillation reducing is proposed.

Характерними механізмами стрілових кранів є механізми підйому та повороту. Особливої уваги заслуговує питання про взаємодію багатомасового у загальному випадку кранового механізму горизонтального переміщення та закріпленого на гнучкому підвісі вантажу. При пуску та гальмуванні механізмів переміщення і повороту кранів виникають коливання цього вантажу. Якщо не вжити спеціальних заходів, ці коливання затухають дуже повільно. Розгойдування вантажу є причиною нерівномірного руху крану, додаткових навантажень на стрілу та елементи механізму, створює незручності оператору при управлінні.

Завданням гасіння коливань підвішеного вантажу займалося багато учених. Стосовно електромеханічної системи механізмів обертання стрілових кранів, які характеризуються значною інерційністю обертальної механічної частини, проблема демпфування коливань без суттєвого збільшення тривалості перехідних процесів особливо гостра.

У даній роботі розглядається саме ця проблема і пропонується шлях її вирішення. Для прикладу використовується порталний кран «Сокіл» вантажопідйомністю 8 т.

Номінальна швидкість поворотної частини крану:

© Найденко О. В., Махортова Д. О., 2010
 $\omega_{пов} = 0,167 \text{ с}^{-1}$.

Моменти інерції реальних обертальних елементів масою m (кг) – поворотної платформи, стріли, хоботу і вантажу, визначаються за формулою:

$$J = m \cdot \rho^2,$$

де ρ (м) – еквівалентний радіус інерції, який береться для різних елементів з [2].

Сумарний момент інерції поворотної частини: $J_{\Sigma 1} = 18,7486 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент інерції вантажу:

$$J_g = 8192000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Використовуємо 2 асинхронних двигуна типу 4МТКН200L6 [1]:

$$(P_n = 22 \text{ кВт}, \omega_n = 97,86 \text{ с}^{-1},$$

$$M_n = 224,81 \text{ Н} \cdot \text{м}).$$

Жорсткість робочої ділянки природної механічної характеристики обох двигунів:

$$\beta_n = \frac{2 \cdot M_n}{\omega_n - \omega_0}.$$

Знаходимо сталі часу:

– електромагнітну:

$$T_g = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot s_k},$$

– електромеханічну:

$$T_m = \frac{J_{\Sigma 1}}{\beta}.$$

Для нашого випадку:

$$\beta_n = -66 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}, T_g = 8.083 \cdot 10^{-3} \text{ с},$$

$$T_m = 0.284 \text{ с}.$$

Структурна схема лінеаризованої системи ПЧ – АД представлена на рис. 1, в якій

$$k_{yч} = \frac{f}{U_{yч}}; k_{yч} \approx 5 \frac{Гц}{В} - \text{для природної характеристики,}$$

теристика,

$$M_c = 0.2 \cdot (2M_n); M_c = 89,924 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

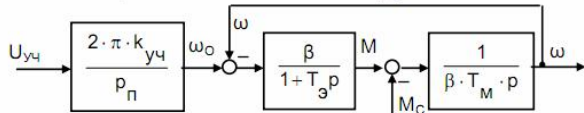


Рис. 1. Структурна схема лінеаризованої системи ПЧ – АД

Система керування двигуном забезпечує екскаваторну характеристику, робоча частина якої – природна характеристика, а на спадаючій частині момент підтримується сталим

$$M = const \quad 2,5 \cdot (2M_n); M \approx 24,016 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (\text{рис. 2}).$$

Знайдемо кутову швидкість двигуна ω_n при роботі на природній характеристиці з $M = 2,5 \cdot (2M_n)$.

$$\omega_n = \omega_0 + \frac{2,5 \cdot (2M_n)}{\beta_n}; \omega_n = 87,64 \text{ с}^{-1}.$$

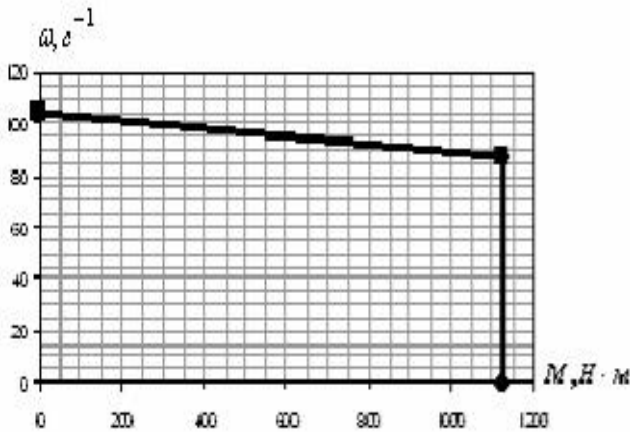


Рис. 2. Екскаваторна механічна характеристика

Далі досліджуємо ЕМС механізму обертання, який є поворотною платформою із стрілою і підвішеним до неї на гнучкій нитці вантажем. Тому такий механізм можна представити у вигляді двомасової механічної частини (поворотна платформа – вантаж,

зв'язані гнучкою лінвою, яка є еквівалентом пружного зв'язку.

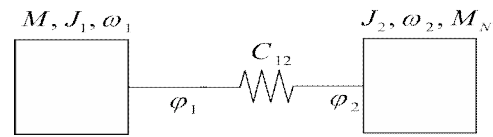


Рис. 3. Розрахункова схема двомасової механічної частини

При дослідженні поступального руху з підвішеним вантажем лінва відхиляється на певний кут α . Проведені розробки [5], які використовують принцип максимуму Понтрягіна, дають можливість так керувати електроприводом механізму, щоб в кінці перехідного процесу цього відхилення не було, а час всього процесу був мінімальним. Отже, застосуємо закон зміни моменту отриманого для поступального руху (релейний закон зміни максимально допустимого динамічного моменту в три етапи). Для цього необхідно визначити час другого етапу t_2 вирішенням рівняння:

$$\sin \Omega \left(t_2 + \frac{T_p}{2} \right) = 2 \sin \frac{\Omega t_2}{2},$$

де $\Omega = \frac{1}{T} \sqrt{\frac{(J_1 + J_2)g}{J_1 l}}$; $\Omega = 1,22 \text{ с}^{-1}$ – частота

власних коливань вантажу;

$J_1 = J_{1\Sigma}$ – момент інерції поворотної частини крану (першої маси), приведений до валу двигуна;

$J_2 = \frac{J_g}{i^2}$ – момент інерції вантажу (другої маси), приведений до валу двигуна;

$T_p = \frac{\omega_{1зад} \cdot (J_1 + J_2)}{M_m}$; – фіктивний час розгону

до заданої швидкості $\omega_{1зад}$ жорстко зв'язаних поворотної платформи і вантажу при дії динамічного моменту $M_m = 2,5 \cdot (2 \cdot M_n)$

$$\text{Крім того, } t_1 = t_3 = \frac{T_p + t_2}{2}.$$

Для нашого випадку:

$$M_m = 1124,016 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad t_2 = 0,3518 \text{ с}, \\ t_1 = t_3 = 2,036378 \text{ с}.$$

Нехтуючи втратами при деформації лінви, рух механічної системи можна описати відомими диференціальними рівняннями [4]:

$$M - M_N = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; M_N = J_2 \frac{d\omega_2}{dt},$$

де ω_1 та ω_2 - швидкості платформи і вантажу;

M - динамічний момент двигуна, приведений до поворотної платформи, з урахуванням статичного моменту;

M_N - деякий момент опору, викликаний силою натягіння нитки;

$$M_N = J_2 g \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{l}.$$

Відхилення вантажу від вертикалі характеризується кутом α :

$$\alpha = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{l},$$

де $\varphi_1 = \int \omega_1 dt$ і $\varphi_2 = \int \omega_2 dt$ - кутові переміщення першої та другої мас.

Тоді можна записати, що

$$M_N = J_2 \cdot g \cdot \alpha.$$

За цими рівняннями складаємо структурну схему в пакеті "Simulink" програми Matlab (рис.4). Результати моделювання зобразимо на рис. 5.

Отриманий графік ілюструє оптимальний за швидкістю для заданих мас J_1 (сумарний момент інерції поворотної частини крану) і J_2 (момент інерції вантажу) та довжини лінви L перехідний процес механізму переміщення, що враховує підвішений на гнучкій лінві вантаж та забезпечує його повне заспокоєння до кінця цього процесу.

Наступним кроком розглянемо вже безпосередньо механізм обертання заданого порталного крану. Структурну схему (рис.6) складаємо за також вже відомими рівняннями [3]:

$$M - M_N = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}, M_N = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}.$$

Кут відхилення нити з вантажем від вертикалі α розкладається на дві складові – проекції цього кута на тангенціальну (дотичну) площину, перпендикулярні стрілі, і нормальну площину, що проходить через вісь обертання і стрілу.

Тоді тангенціальна складова кута відхилення:

$$\alpha_\tau \approx \frac{R_1 (\varphi_1 - \varphi_2)}{l},$$

а нормальна складова:

$$\alpha_n \approx \frac{R_2 - R_1}{l},$$

де R_1 і R_2 – радіус точки підвісу вантажу та радіус обертання вантажу.

Розрахуємо момент M_N через α_τ :

$$M_N = m_2 g \frac{(\varphi_1 - \varphi_2) R_1}{l} R_2.$$

Кут відхилення лінви від вертикалі:

$$\alpha = \arcsin \frac{l_2}{l},$$

де l_2 – преція лінви на горизонтальну площину:

$$l_2 = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1 R_2 \cos \Delta \varphi}.$$

Попередні розрахунки для механізму обертання методом, який запропоновано для поступального руху, не дали позитивного результату: демпфування коливань не настає. Тому пропонується для заспокоєння тангенціальної складової скористатися законом зміни моменту, отриманого для поступального руху [4], а для заспокоєння нормальної складової кута відхилення доцільно змінювати радіус обертання точки підвісу вантажу за допомогою електропривода зміни вильоту стріли [2], тобто додаткове керування для зміни радіусу R_1 з тим, щоб R_2 залишався незмінним. Було показано, що для цього треба змінювати R_1 за законом:

$$R_1 = R_{1нач} \left(1 - \omega_2^2 \frac{l \cdot \cos \alpha}{g} \right) / \cos \Delta \varphi,$$

при цьому: $\omega_2 = \text{var}$, $\cos \alpha = \text{var}$ та $\cos \Delta \varphi = \text{var}$

Структурна схема моделі повороту (рис.6) складається на базі структурної схеми рис.4 з доповненнями, наведеними вище рівняннями.

За допомогою моделі рис. 6 розраховані перехідні процеси пуску для механізму обертання (рис.7).

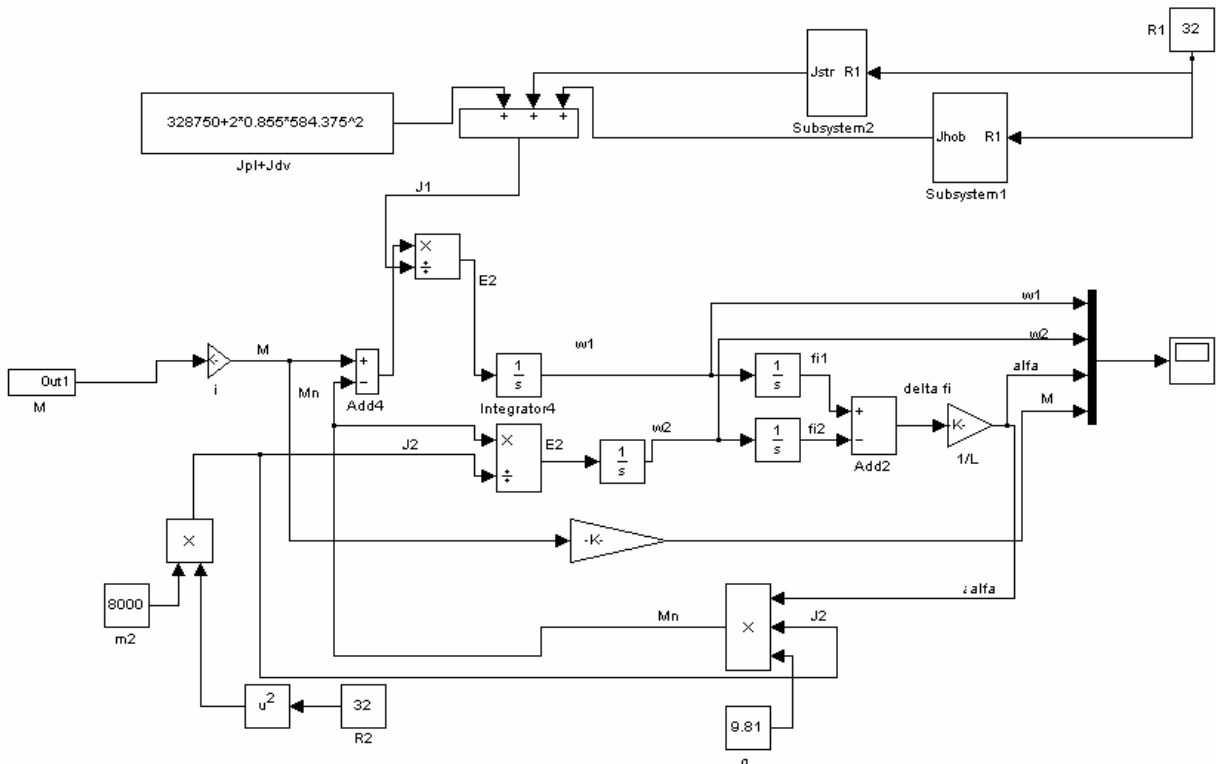


Рис. 4. Блок схема моделі в пакеті "Simulink" програми Matlab

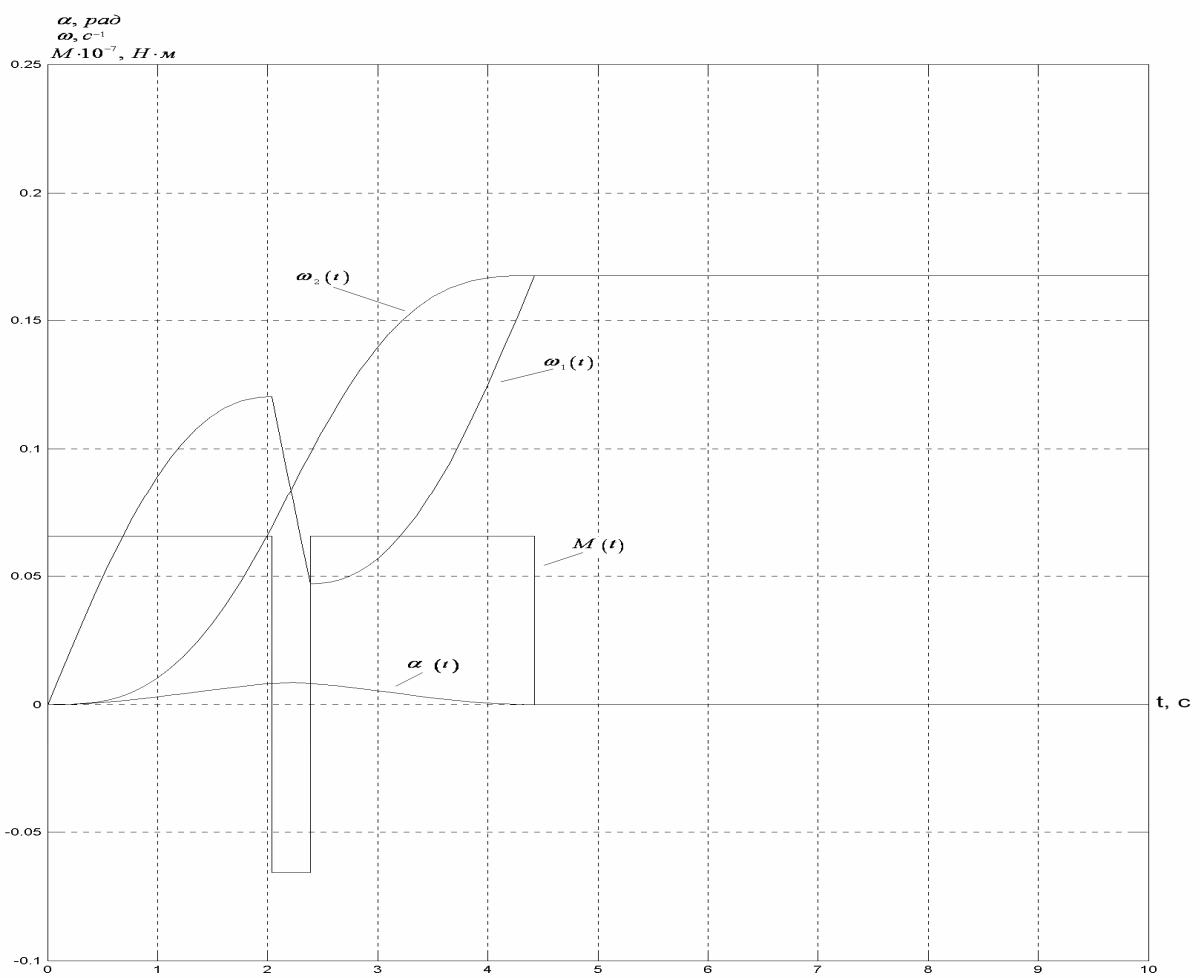


Рис. 5. Графіки перехідних процесів при оптимальному керуванні

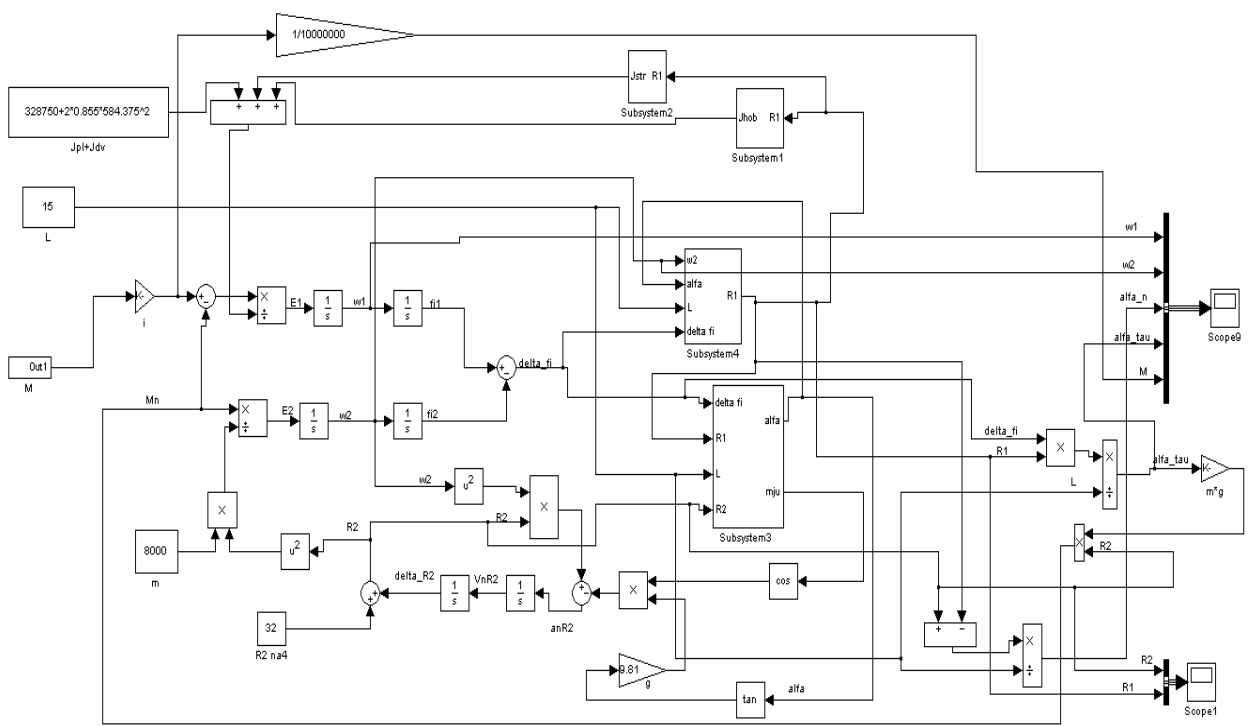


Рис. 6. Структурна схема моделі механізму обертання в пакеті “Simulink” програми Matlab

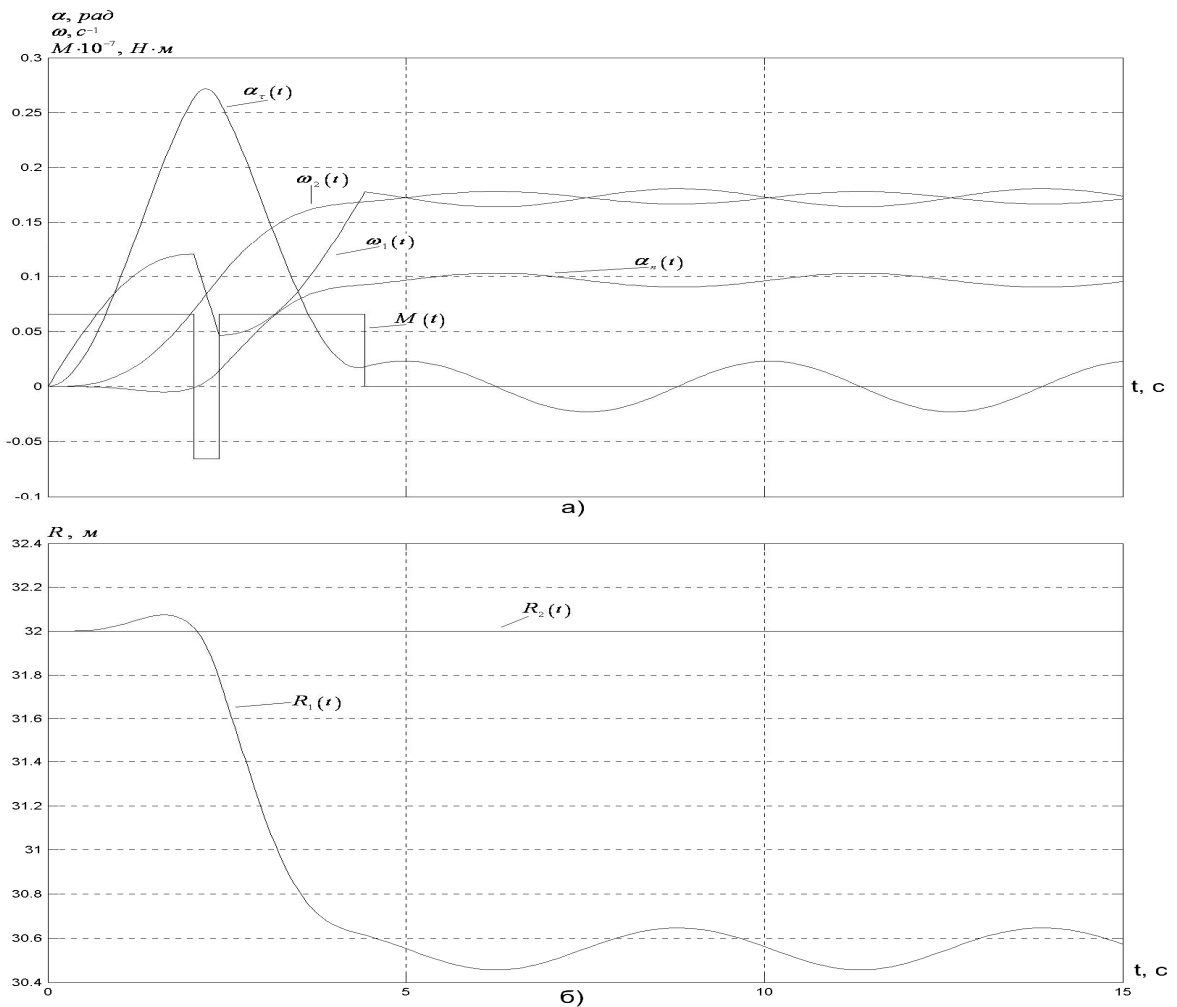


Рис.7. Графіки перехідного процесу пуску механізму обертання: а – залежності швидкостей, кутів та динамічного моменту двигуна; б – зміни радіусів R1 та R2

З цих графіків видно, що у сталому режимі мають місце коливання. Причиною їх появи є зміна радіусу вильоту стріли R_1 , в даному випадку на 1,45 м.

Справа в тому, що із зміною величини радіусу R_1 автоматично, за допомогою відповідних зворотних зв'язків у моделі перераховуються також моменти інерції стріли та хоботу, тангенціальна складова кута відхилення ниті з підвішеним вантажем від вертикалі, і момент опору M_N , але ж час всіх трьох етапів розраховувався лише для початкових значень цих величин. Для доведення цього висновку була використана модель без зворотних зв'язків за R_1 , залишивши відповідні J з початковими значеннями R_1 . Осцилограми перехідних процесів для цього випадку свідчать про те, що після досягнення заданої швидкості кут α_r знижується до нуля, а кут α_n – підтримується постійним (після гальмування цей кут теж зникає). Та очевидно, що такий варіант нереальний та неможливий, адже, в дійсності, ці величини змінюються.

Отже, перед нами постає задача якомога зменшити коливання в реальному режимі керування.

Для порозуміння, які фактори впливають на ці коливання, проведемо моделювання при постійній довжині линви (25 та 15 м), змінюючи швидкість обертання платформи (2 – 0,5 об/хв), а також для заданої швидкості (1,6 об/хв), змінюючи довжину линви (30 – 10 м). Будемо фіксувати значення зміни радіусу ΔR_1 і відносні похибки від середнього значення швидкості у сталому режимі:

$$\delta_1 = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\text{сеп}}}{\omega_{\text{сеп}}} \cdot 100 = \frac{\Delta\omega_1}{\omega_{\text{сеп}}} \cdot 100 - \text{похибка}$$

відносно середнього значення швидкості, %;

$$\delta_2 = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\text{сеп}}}{0,167} \cdot 100 = \frac{\Delta\omega_1}{0,167} \cdot 100 -$$

похибка відносно середнього значення швидкості, приведена до значення швидкості $\omega = 0,167 \text{ c}^{-1}$, % (це зроблено для того, щоб значення відносних похибок для різних швидкостей можливо було б співставляти та порівнювати);

$$\delta_3 = \frac{\omega_{\text{сеп}} - \omega_{\text{нов.пл}}}{\omega_{\text{нов.пл}}} \cdot 100 - \text{відносна похибка}$$

середнього значення швидкості від заданого.

На рис. 8 показані залежність відносної похибки δ_2 від необхідної зміни радіусу для цих трьох випадків.

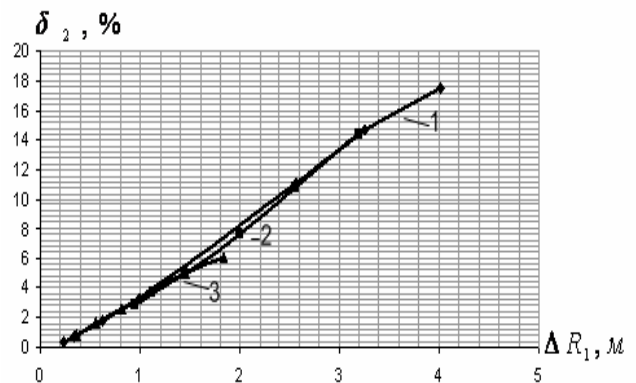


Рис. 8. Залежність $\delta_2 = f(\Delta R_1)$

- 1 – для різних швидкостей при $L=25$ м;
- 2 – для різних L при $n=1,6$ об/хв;
- 3 – для різних швидкостей при $L=15$ м.

З рис. 8 видно, що відносна похибка δ_2 , % (коливання, віднесені до значення однієї швидкості) у всіх випадках однаково залежить від зміни R_1 , а це означає, що величина коливань залежить тільки від зміни радіусу вильоту стріли. Тобто, щоб зменшити коливання у сталому режимі, хотілось би обмежити зміну радіусу стріли, для чого треба зменшувати або значення швидкості поворотної платформи, або ж довжину линви. Але це неможливо, бо означає зміну заданих початкових умов.

Вище вже було показано, що коливання мають місце через те, що із зміною R_1 перераховуються параметри, які залежать від радіусу точки підвісу вантажу. Але часові етапи (t_1, t_2, t_3) були розраховані для початкових значень цих параметрів. Спробуємо тепер змінити алгоритм розрахунку цих інтервалів, а саме: час першого етапу розраховуємо як t_1 для початкового значення R_1 (в нашому випадку це 32 м) ($t_1 = 2,0364$ с), другий – як t_2 для середнього значення радіусу вильоту стріли:

$$R_{cp} = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2}, \quad R_{cp} = 31,315 \text{ м},$$

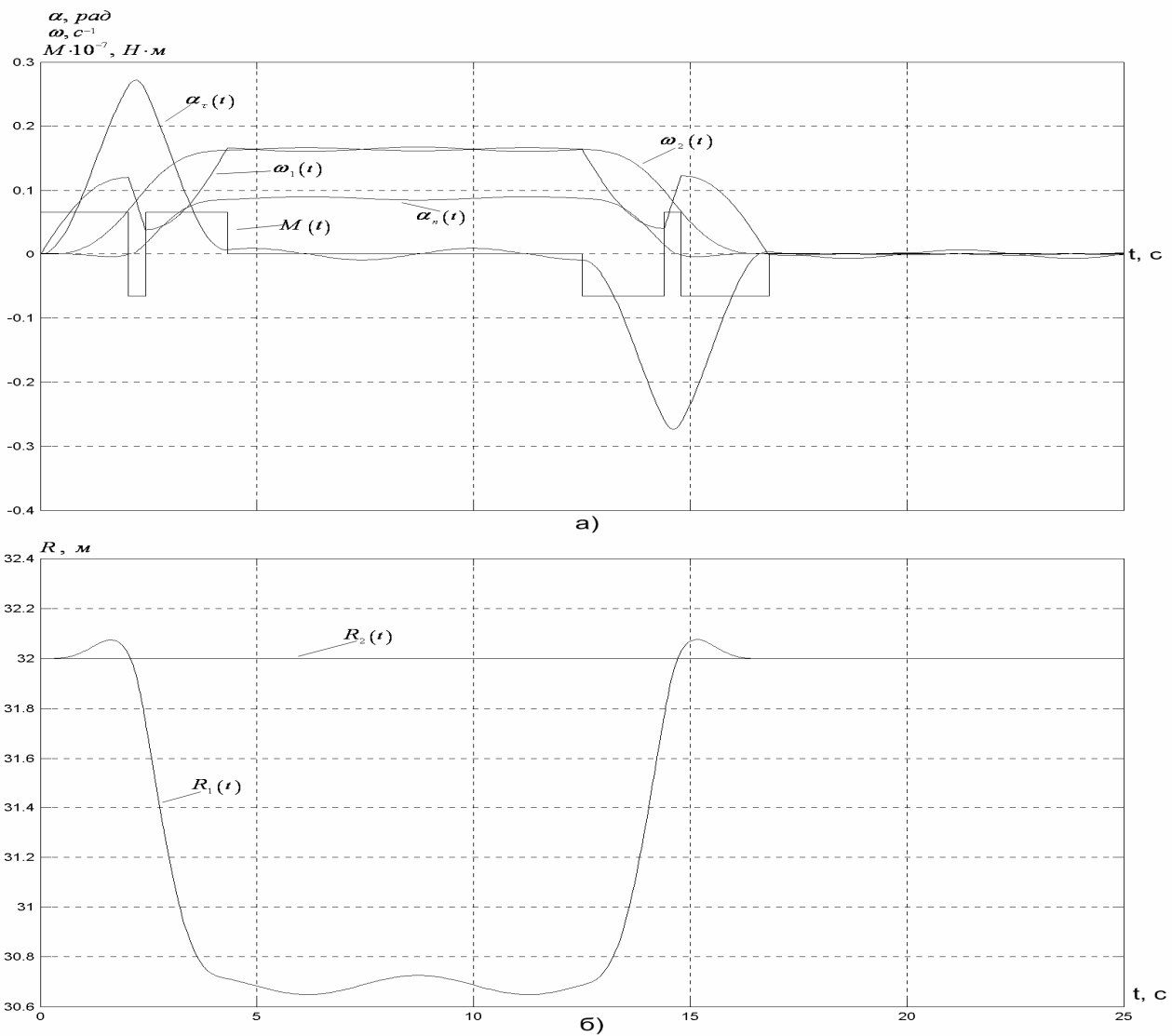


Рис. 9. Графіки перехідного процесу пуску і гальмування механізму обертання з корекцією часу етапів: а – залежності швидкостей, кутів та динамічного моменту двигуна; б – зміни радіусів R1 та R2

де R_{\min} – значення радіусу вильоту стріли у сталому режимі.

Для цього значення радіусу перераховуємо параметри, які залежать від нього, і знаходимо нові часові етапи, з яких використовуємо тільки другий:

$$t_2 = 0.3899 \text{ с.}$$

Третій етап розраховуємо для значення $R_{\min} = 30.63 \text{ м}$:

$$t_3 = 1.897635 \text{ с.}$$

Графіки перехідних процесів для цього випадку ($n=1.6 \text{ об/хв}$, $L=15 \text{ м}$) зображено на рис.9.

Застосуємо алгоритм корекції часових етапів для різних значень швидкостей обер-

тання поворотної платформи для $L=15 \text{ м}$. Залежність $\delta_2 = f(\Delta R1)$ для цього випадку зображено на рис.10 (2).

З рис.9 видно, що третій етап закінчується трохи пізніше, ніж зрівнюються швидкості $\omega_1 = \omega_2$.

Спробуємо тепер, застосувавши знову алгоритм корекції часу першого та другого етапів, закінчити третій етап у момент часу, коли $\omega_1 = \omega_2$. І знову ж таки зробимо розрахунки для різних швидкостей обертання платформи. Залежність $\delta_2 = f(\Delta R1)$ для цього випадку (3) зображено на рис.10.

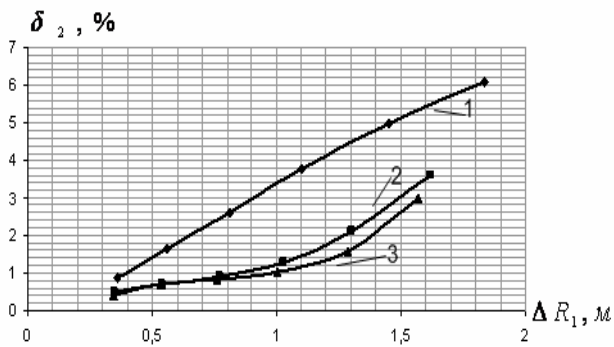


Рис. 10. Залежність $\delta_2 = f(\Delta R_1)$ для різних швидкостей: 1 – без корекції часу; 2 – з корекцією часу етапів; 3 – з корекцією часу етапів і з закінченням третього етапу у той момент, коли $\omega_1 = \omega_2$

Для порівняння отриманих результатів зобразимо на рис. 10 також залежність (1) з рис. 8 (3).

З рис. 10 видно, що використовуючи корекцію часу першого та другого етапів із закінченням третього етапу у той момент, коли зрівнюються швидкості платформи та вантажу, можна зменшити значення коливань порівняно із випадком без корекції.

Так, у нашому випадку для малих ΔR_1 похибка δ_2 знижується у 2 – 3 рази, а для $\Delta R_1 > 1,3 m$ похибка знижується у 2 рази.

Слід враховувати, що одночасно при $\Delta R_1 > 1,3 m$ збільшується відносна похибка середнього значення швидкості від заданого δ_3 у 1,5 рази, а для малих ΔR_1 вона зменшується у 1,2 – 28 раз. А крива 3 на рис. 10 відрізняється від кривої 2 при всіх ΔR_1 на 10 – 30%. Так, з порівняння, бачимо, що при використанні корекції часу трьох етапів $t_1 - t_3$ для малих ΔR_1 похибка δ_2 знижується у 1,7 – 3 рази, а похибка δ_3 - у 2,6 – 21,6 раз; а для $\Delta R_1 > 1,3 m$ похибка δ_2 знижується у 1,7 раз, а δ_3 збільшується на 3,2 %. Тому можна зробити висновок, що все ж таки оптимальним алгоритмом для зменшення коливань при різних заданих умовах є алгоритм корекції часу інтервалів, в деяких випадках – додатково із закінченням етапів, коли зрівнюються обидві швидкості.

Розглянемо далі реальний випадок, коли наприкінці третього етапу момент не буде

змінюватись стрибком, бо при досягненні двигуном швидкості значення $87,64 \text{ c}^{-1}$ насправді має місце вихід на природну характеристику (рис. 2). Отже, залишивши метод корекції етапів часу додамо лише вихід на природну характеристику. Графік перехідного процесу із урахуванням виходу на природну характеристику пуску і гальмування зображено на рис.11.

З рис. 11 можна побачити, що вихід на природну характеристику не погіршує загальну картину. А навіть і навпаки, заспокоює коливання швидкості першої маси. Так, тепер похибка δ_2 становить 1,83%, отже, вона зменшилась на 14,75 % порівняно з випадком зміни моменту стрибком, а відносна похибка середнього значення швидкості від заданого δ_3 тепер становить 6,8 %, тобто збільшилась в 4 рази.

Відомо [2], що гасіння коливань двомасової ЕМС найгірше, коли жорсткість характеристики $\beta = 0$; коливання швидше згасують, коли діє електропривод з жорсткістю $|\beta| > 0$, що має місце на природній характеристиці асинхронного двигуна.

На рис. 12 показано перехідний процес пуску і гальмування з урахуванням природної характеристики, якщо не використовувати алгоритм корекції часу етапів.

З графіку рис. 11 бачимо, що порівняно з випадком рис. 7, також має місце заспокоєння коливань швидкості першої маси.

Відносна похибка δ_2 становить 1,23 %, тобто вона зменшилась у 4 рази порівняно з випадком зміни моменту стрибком і без корекції етапів часу, а відносна похибка δ_3 , що тепер становить 7 %, збільшилась у 2.2 рази.

Отже, можна зробити висновок, що вихід на природну характеристику, як у випадку з корекцією часу етапів, так і без неї, заспокоює коливання швидкості першої маси. При використанні корекції етапів часу після гальмування коливання першої маси є меншими на 28 % і затухають скоріше.

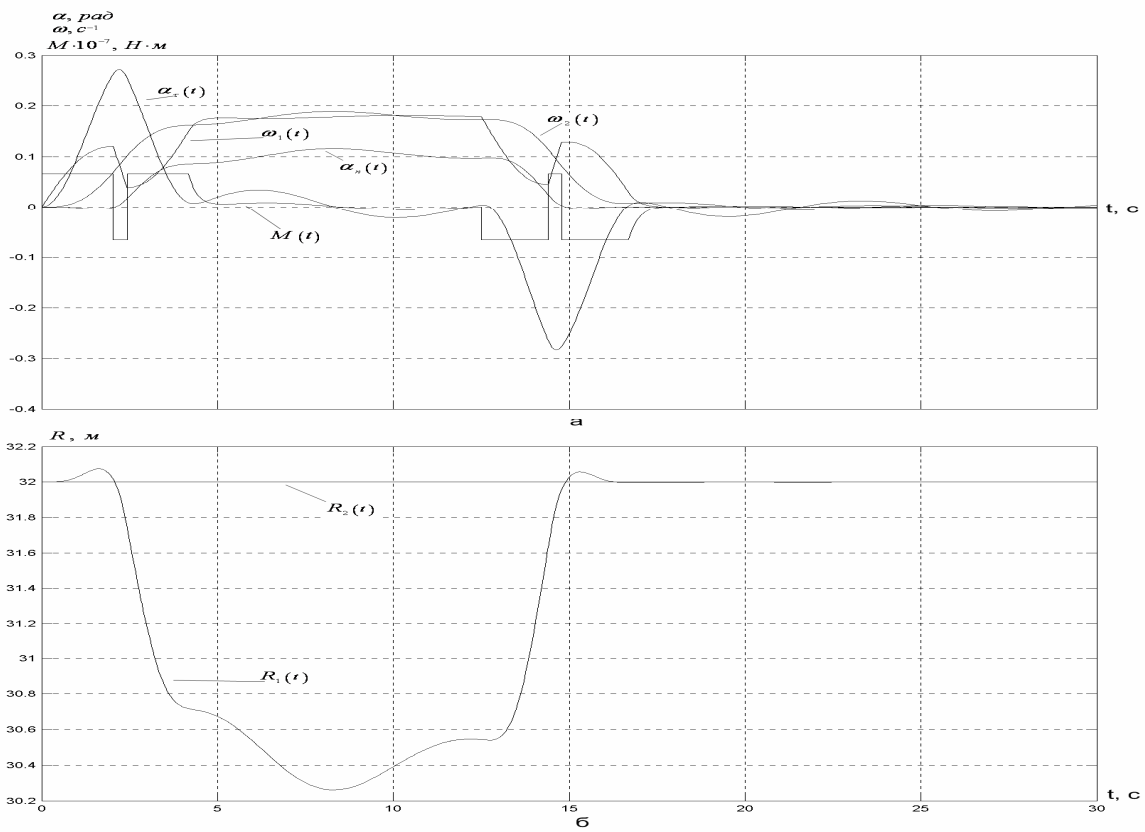


Рис. 11. Графіки перехідного процесу пуску і гальмування механізму обертання (із врахуванням виходу на природну характеристику, з корекцією): а – залежності швидкостей, кутів та динамічного моменту двигуна; б – зміни радіусів R_1 та R_2

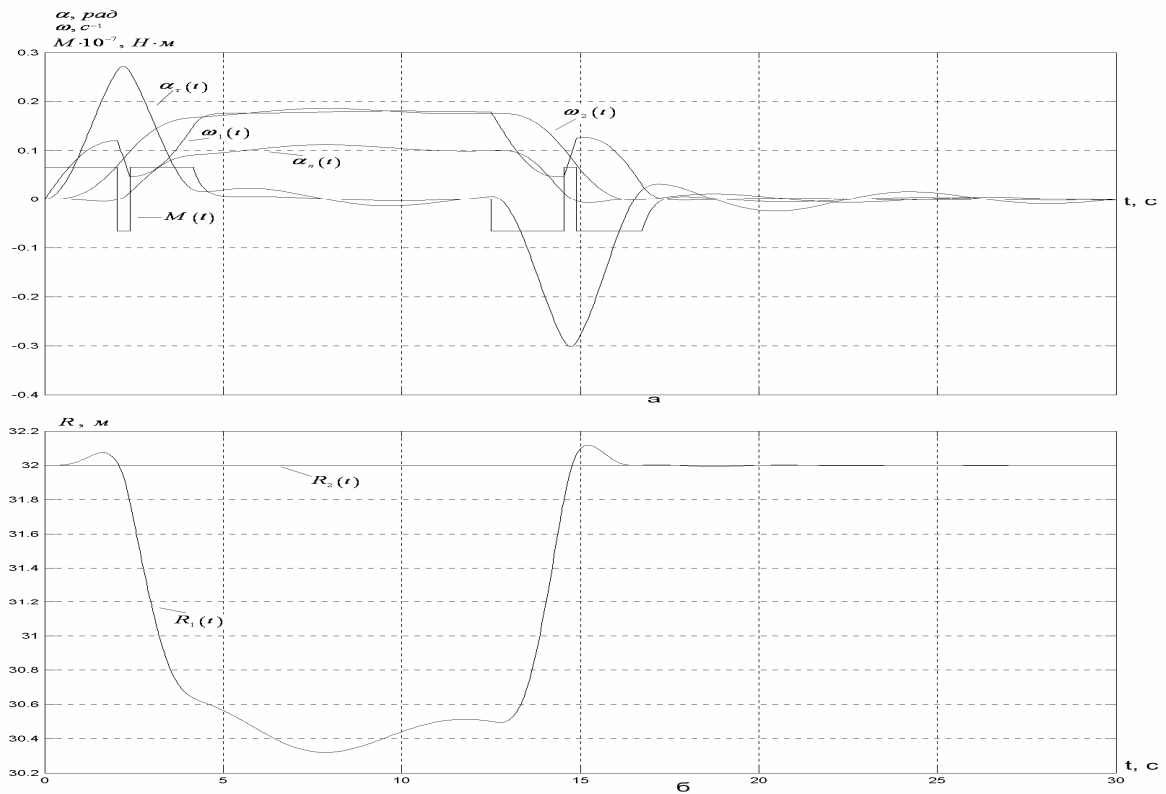


Рис. 12. Графіки перехідного процесу пуску механізму обертання (із врахуванням виходу на природну характеристику, без корекції): а – залежності швидкостей, кутів та динамічного моменту двигуна; б – зміни радіусів R_1 та R_2

Якщо ж порівняти осцилограми рис.11 та 12, то можна побачити, що при корекції етапів часу кращий вигляд має стан після гальмування, а без корекції - після розгону. Отже, можна зробити висновок, що змінюючи лише час третього етапу, який при гальмуванні є першим, можна досягти дійсно оптимального перехідного процесу, який буде супроводжуватись найменшими коливаннями та похибками. Це і не дивно, адже саме за час третього періоду відбувається значна зміна радіусу точки підвісу вантажу.

Таким чином у роботі було підтверджено, що для реалізації оптимального керування механізмом повороту необхідно підтримувати у перехідних режимах постійним момент двигуна, який приводить до руху поворотну платформу, та змінювати за певним законом радіус точки підвісу вантажу за допомогою електроприводу зміни вильоту стріли. Крім того, було запропоновано новий, скорегований алгоритм розрахунку часу етапів і доведено на підставі моделювання, що цей алгоритм є оптимальним, бо знижує похибки швидкості і кута в сталому режимі в 1,5 – 3 рази при зміні моменту стрибком, а при врахуванні виходу на природну характеристику – покращує стан після гальмування.

Список використаної літератури:

1. Булгар В. В. Теорія електроприводу/ Булгар В. В //Збірник задач.– Одеса: Поліграф, 2006. – 408 с.
2. Герасимьяк Р. П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем/ Р. П. Герасимьяк, В.А.Лещев.–Одесса:СМИЛ, 2008. – 192 с .
3. Герасимьяк Р. П. Оптимальное управление электроприводом механизма поворота / Герасимьяк Р. П., Тогобицкий А. Л., Найденко Е. В. // Сб. материалов V Международной (XVI всероссийской) научной конференции. – С.Петербург: – 2007. – С. 384 – 387.
4. Герасимьяк Р. П. Оптимальное управление крановым механизмом передвижения / Герасимьяк Р. П., Мельникова Л. В. // Автоматика. Автоматизация. Электромеханические комплексы и системы: научн.–техн. журнал. – 1999. - № 1. – С. 87 – 94.

5. Драчев Г. И. Теория электропривода/ Г. И. Драчев / Уч.пособие. 2 ч. – Челябинск: Изд - во ЮУрГУ, 2006. – 193 с.

6. Найденко Е. В. Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом / Найденко Е. В. // Электромашинобуд. та електрообладн. – 2007. – Вип. 69. – С.17 – 22.

Одержано 15. 10. 2010



Найденко Елена
Валерьевна,
канд. техн. наук,
Одеск. нац.
політехн. ун-т



Махортова
Дар'я Олегівна,
студентка магістратури
Одеск. нац.
політехн. ун-ту.