

Using the proposed calculation of the maximum speed of the precipitation seeds and, consequently, the performance of conical hopper with taper inside, which is used in the construction of the treater PNU-4, PNU-10, you can calculate the optimum parameters of the bunker performance respectively working body – the camera of treatment handling for maximum performance with optimal parameters of the process of treatment seeds.

Key words: *treater, bunker, stream, evenness, doser*

УДК 531.396, 534.014.4, 534.015.1

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ОБЕРТАННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ

***В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю. В. Човнюк, кандидат технічних наук
І. О. Кадикало, аспірант*
e-mail: lovvs@ukr.net***

Анотація. У роботі проведена оптимізація основних режимів руху механізмів обертання вантажопідйомних кранів. Використана класична еквівалентна схема механізму обертання: 1) при пуску й гальмуванні. Враховані дисипативні сили, обумовлені внутрішнім тертям у матеріалах пружних ланцюгів механізмів обертання. Використані методи класичного варіаційного числення задля отримання оптимальних (мінімальних) значень надлишкового моменту, діючого на поворотну частину системи, і встановлені закони руху (повороту), які дозволяють реалізувати при перехідних режимах (пуску/гальмування) саме такі, вказані вище, значення надлишкового моменту.

Подані спрощені залежності моменту, що діє на поворотну частину системи, у аналітичному вигляді, як функції часу. При цьому визначенні умови, за яких динамічний момент характеризується ефектом «биття». У аналітичній формі подані спрощені залежності динамічного моменту для різних співвідношень тривалості перехідного процесу (тобто тривалості пуску й гальмування, відповідно), а також у залежності від періоду затухання коливань системи, викликаних в'язким тертям. Вказані залежності представлені також у графічній формі.

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, І. О. Кадикало, 2017

Отримані у роботі результати можуть у подальшому при використанні для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку поворотних систем вантажопідйомних кранів у перехідних режимах їх роботи (пуску, гальмування), як на різних стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Ключові слова: *оптимізація, режими руху, повороти, механізм обертання, вантажопідйомні крани*

Постановка проблеми. Стан розвитку вантажопідйомних та транспортуючих машин вимагає подальшого вдосконалення математичних моделей технологічних процесів керування, продуктивності та точності позиціювання вантажу при обертальному русі поворотної платформи. Також існує необхідність розрахунку власних частот і параметрів механізму повороту крану, за яких реалізується мінімальний надлишковий динамічний момент, що діє на поворотну частину системи. Саме такий підхід дозволяє оптимізувати механізм повороту вантажопідйомного крана у перехідних режимах його функціонування (пуску/гальмування), суттєво зменшити навантаження на вказаний механізм і підвищити його надійність та довговічність.

Аналіз останніх досліджень. У переважній більшості випадків кінематична схема механізму повороту вантажопідйомних кранів, що, у свою чергу, представляє собою певну сукупність механізмів, виявляється надто складною що, призводить до не менш складних розрахунків, а у багатьох випадках робить їх практично неможливими щодо виконання. Це примушує дослідників [1–10] спрощувати вихідні схеми шляхом виключення з них певного числа мас та ланцюгів, котрі їх з'єднують, скорочення числа сил, які навантажують даний об'єкт дослідження (механізм повороту вантажопідйомного крану), а також заміни дійсних мас об'єкту деякими умовними (або приведеними) масами, зв'язаними між собою ланцюгами, котрі також мають деяку умовну жорсткість. Отримані таким чином спрощені схеми зазвичай називають еквівалентними, оскільки результати розрахунків за їхньою допомогою повинні мало відрізнятись (чи бути еквівалентними) від результатів, котрі могли б бути отримані без прийнятих припущень. Крім того, такий підхід враховує лише зосереджені параметри механізму повороту вантажопідйомних кранів (т.з. дискретна модель). Для того, щоб результати розрахунку за еквівалентною схемою мало відрізнялись від дійсних, необхідно, по-перше, правильно побудувати еквівалентну схему, у якій число врахованих мас об'єкту відповідало б точності розрахунку, яка вимагається, і, по

– друге, розрахувати значення приведених параметрів, виходячи з певних правил.

У даному дослідженні використана еквівалентна схема механізму обертання вантажопідйомного крану, що запропоновані у роботі [2]: 1) при пуску і гальмуванні. Слід зазначити, що у даній роботі використана більш досконала еквівалентна схема механізму обертання вантажопідйомного крану, яка враховує дисипативні сили, обумовлені внутрішнім тертям у матеріалі пружного ланцюга. Саме вказані сили відповідальні за розсіювання енергії деформації.

Мета досліджень полягає у встановленні основних закономірностей режимів руху механізмів обертання вантажопідйомних кранів у межах еквівалентних схем, розроблених у [2], в яких додатково враховані дисипативні процеси, що відбуваються у пружних елементах механізму повороту крана, а також оптимізації вказаних режимів руху (при пуску/гальмуванні), що дозволяє мінімізувати динамічний момент, діючий на поворотну частину системи. Для реалізації оптимальних режимів пуску/гальмування механізму повороту крана (в межах моделі останнього як системи зі зосередженими параметрами) використаний апарат класичного варіаційного числення.

Результати досліджень. Еквівалентна схема механізму обертання вантажопідйомного крану (у межах моделі зі зосередженими параметрами) представлені на рис. 1 [2].

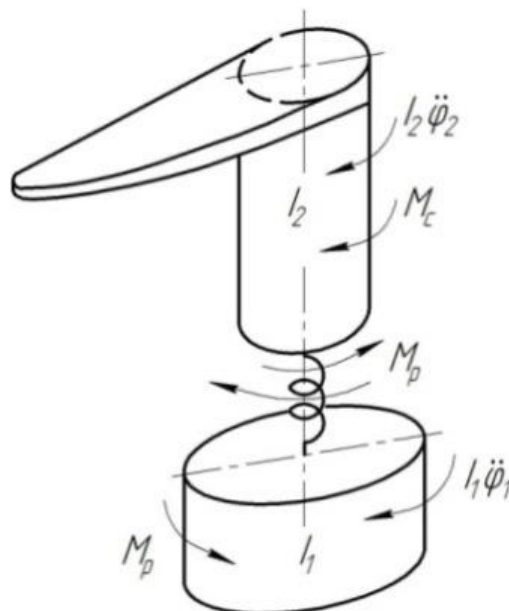


Рис. 1. Еквівалентна схема механізму обертання вантажопідйомного крану при пуску і гальмуванні.

Тут введені наступні позначення: I_1 – приведений момент інерції привода механізму; I_2 – момент інерції поворотної частини

машини (крана); M_p – приведений крутний момент приводу, котрий рівний $M_{надл} + M_{ОП}$, де $M_{надл}$ – надлишковий момент обертання приводу, а $M_{ОП}$ – момент опору обертанню поворотної частини; φ_1 й φ_2 – незалежні переміщення мас приводу й поворотної частини, обумовлені пружною деформацією елементів системи, що обертаються; $I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1$ й $I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2$ – момент від сил інерції, прикладені до відповідних мас.

Використовуючи принцип д'Аламбера, матимемо наступні рівняння динаміки для даної системи:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + C'(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_r \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M_{надл} + M_{ОП}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - C'(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_r \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = -M_{ОП}, \end{cases} \quad (1)$$

де: C' – крутна жорсткість; β_r – коефіцієнт пропорціональності (коефіцієнт демпфування). (У моделі, що описується (1), вважаємо сили опору/сили демпфування пропорціональними швидкості крутної деформації пружного ланцюга, тобто $R_r = \beta_r \cdot \dot{\varphi} = \beta_r \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, де R_r – сили демпфуючого опору).

Введемо нову змінну $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ (при цьому $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2$; $\ddot{\varphi} = \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2$), тоді систему (1) можна подати таким чином:

$$\ddot{\varphi} + \frac{\beta_r \cdot (I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2} \cdot \dot{\varphi} + \frac{C' \cdot (I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2} \cdot \varphi = \frac{I_2 \cdot (M_{надл} + M_{он}) + I_1 \cdot M_{он}}{I_1 \cdot I_2}. \quad (2)$$

Введемо позначення:

$$2n = \frac{\beta_r \cdot (I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2}. \quad (3)$$

Постійний множник при φ замінюємо через k^2 , тобто:

$$k^2 = \frac{C' \cdot (I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2}. \quad (4)$$

Тоді остаточно замість (2) маємо:

$$\ddot{\varphi} + 2n \cdot \dot{\varphi} + k^2 \cdot \varphi = \frac{I_2 \cdot (M_{надл} + M_{он}) + I_1 \cdot M_{он}}{I_1 \cdot I_2}. \quad (5)$$

Рівняння (5) описує вимушені коливання системи, які виникають під дією прикладених до неї зовнішніх змінних сил (вони стоять у правій частині рівняння). При відсутності вимушених впливів ззовні рівняння (5) має вид:

$$\ddot{\varphi} + 2n \cdot \dot{\varphi} + k^2 \cdot \varphi = 0. \quad (6)$$

Рівняння (6) описує затухаючі власні коливання системи, які відбуваються у вигляді крутих коливань з частотою k , величина котрої для даної системи визначається формулою (4). Розв'язок (6) має наступний вид:

$$\varphi(t) = \varphi_{одн}(t) = C_1 \cdot \exp(-nt) \cdot \sin(\Omega t) + C_2 \exp(-nt) \cdot \cos(\Omega t), \quad (7)$$

де: $\Omega = \sqrt{k^2 - n^2}$, $k > n$, (C_1, C_2) – невизначені константи.

Будемо вважати у подальшому, що $(M_{надл}, M_{он})$ є константами, незалежними від часу t . Тоді частинний розв'язок (5) має вид:

$$\varphi_{част}(t) = \frac{I_2(M_{надл} + M_{он}) + I_1 \cdot M_{он}}{I_1 \cdot I_2 \cdot k^2}. \quad (8)$$

Загальний розв'язок (5) має вид:

$$\varphi(t) = \varphi_{одн}(t) + \varphi_{част}(t) = \exp(-nt) \cdot \{C_1 \sin \Omega t + C_2 \cos \Omega t\} + \frac{I_2(M_{надл} + M_{он}) + I_1 \cdot M_{он}}{I_1 \cdot I_2 \cdot k^2}. \quad (9)$$

Початкові умови для рівняння (5) наступні:

$$t = 0: \varphi|_{t=0} = \frac{M_{он}}{C'}; \dot{\varphi}|_{t=0} = 0. \quad (10)$$

Звідси випливає, що:

$$C_1 = 0; C_2 = -\frac{I_2(M_{надл} + M_{он}) + I_1 \cdot M_{он}}{I_1 \cdot I_2 \cdot k^2} + \frac{M_{он}}{C'}. \quad (11)$$

По суті, початковою умовою для $\varphi(t)|_{t=0}$ визначається статична крутна деформація пружного елемента системи під дією моменту опору $M_{он}$.

Тоді загальний розв'язок (9) при умовах (10) набуває вигляду:

$$\varphi(t) = \frac{M_{надл}}{I_1 \cdot k^2} \cdot \{1 - \exp(-nt) \cdot \cos \Omega t\} + \frac{(I_1 + I_2) \cdot M_{он}}{I_1 \cdot I_2 \cdot k^2} = \frac{M_{надл}}{I_1 \cdot k^2} \cdot \{1 - \exp(-nt) \cdot \cos \Omega t\} + \frac{M_{он}}{C'}. \quad (12)$$

Динамічний момент M_F , що діє на поворотну частину системи, має вид:

$$M_F(t) = C' \cdot \varphi(t) = \frac{I_2 \cdot M_{надл}}{(I_1 + I_2)} \cdot \{1 - \exp(-nt) \cdot \cos \Omega t\} + M_{он}. \quad (13)$$

При $n \ll k$, $\Omega \rightarrow k$, тоді з (13) маємо:

$$M_F(t) = \frac{I_2 \cdot M_{надл}}{(I_1 + I_2)} \cdot \{1 - \cos kt\} + M_{он}. \quad (14)$$

Цей результат співпадає з отриманим у [2].

Максимальне значення моменту M_F наступне:

$$M_{F \max} = \frac{I_2 \cdot M_{надл}}{(I_1 + I_2)} \cdot \{1 + \exp(-nt)\} + M_{он}. \quad (15)$$

При $t = 0$ $M_{F \max}$ приймає значення:

$$M_{F \max}|_{t=0} = \frac{2I_2 \cdot M_{надл}}{(I_1 + I_2)} + M_{он}. \quad (16)$$

З плином часу, $t \rightarrow \infty$, M_F зменшується до значення:

$$M_{F \max}|_{t \rightarrow \infty} = \frac{I_2 \cdot M_{надл}}{(I_1 + I_2)} + M_{он}. \quad (17)$$

Графік залежності $M_{F \max}(t)$ наведений на рис. 2.

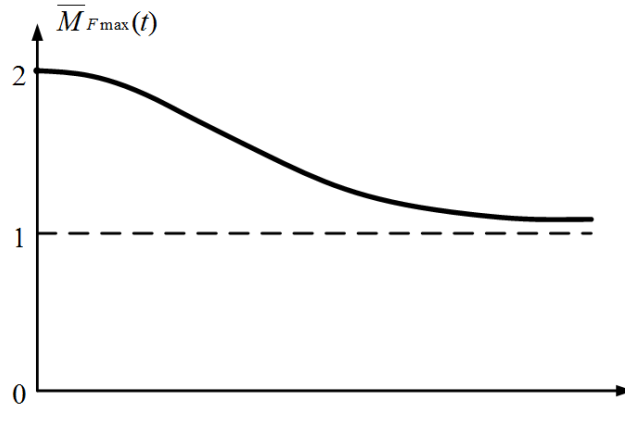


Рис. 2. Залежність $\overline{M}_{F \max}(t)$: $\overline{M}_{F \max}(t) = \frac{(M_{F \max}(t) - M_{on})}{\left\{ \frac{I_2}{(I_1 + I_2)} \cdot M_{надл} \right\}} \dots$

Величиною $\varepsilon = \frac{M_{надл}}{(I_1 + I_2)}$ визначається кутове прискорення системи.

Чим більше число n , тим швидше $\overline{M}_{F \max}$ спадає до 1.

Залежність $M_F(t)$ (13) наведена на рис. 3. При цьому $\overline{M}_F$ визначається співвідношенням:

$$\overline{M}_F = \frac{\{M_F - M_{on}\}}{\left\{ \frac{I_2 \cdot M_{надл}}{(I_1 + I_2)} \right\}} = 1 - \exp(-nt) \cdot \cos \Omega t. \quad (18)$$

Слід зазначити, що при $n \ll k$ співвідношення (18) приймає вид:

$$\overline{M}_F(t) = 2 \cdot \sin^2\left(\frac{kt}{2}\right). \quad (19)$$

Тобто величина $\overline{M}_F(t)$ у цьому випадку характеризує «биття» моменту M_F , які виникають у часі (рис. 4). Максимальні значення $\overline{M}_F(t)$ (19) спостерігаються у моменти часу t^* :

$$t_n^* = \frac{\pi \cdot (2n - 1)}{k}, \quad n \in N. \quad (20)$$

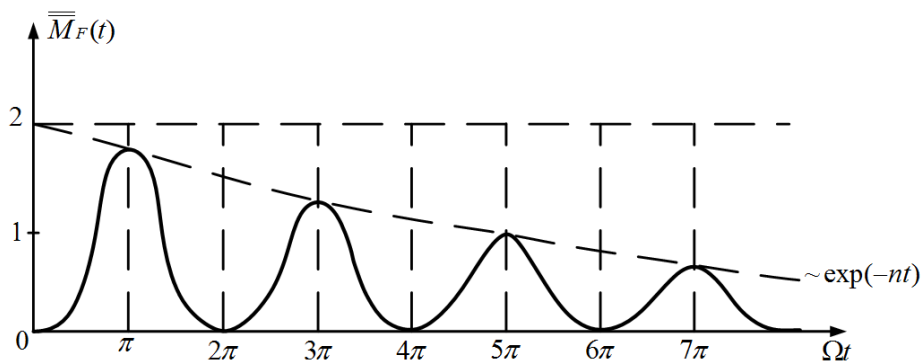


Рис. 3. Залежність $\overline{M}_F(t)$ (18).

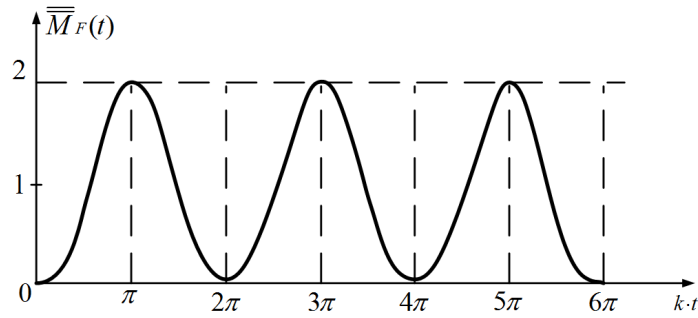


Рис. 4. Залежність $\overline{M}_F(t)$ (19) при $n \ll k$.

Еквівалентні схеми різних систем для режимів пуску (розгону) й робочого гальмування обертового механізму крана відрізняється лише напрямком моментів чи сил, прикладених до ведучого (гальмівного) елементу системи. Виключення з цього правила складають лише режими різкого гальмування й стопоріння, котрі супроводжуються ударом.

Вище розглянутий за еквівалентною схемою рис. 1, а процес розгону/пуску механізму обертання крана. Якщо розглядати, наприклад, процес робочого гальмування механізму обертання, тоді можна знову використати еквівалентну схему, зображену на рис. 1, замінюючи у ній рушійний момент M_p гальмівним моментом M_T , спрямованим у бік моменту опору M_{on} , й приймаючи кут скрутки пружної ланки: $\varphi = -(\varphi_2 - \varphi_1)$.

Диференціальні рівняння руху такої системи мають вид:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - C'(\varphi_2 - \varphi_1) - \beta_r \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) = -M_T; \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C'(\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_r \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) = -M_{on}. \end{cases} \quad (21)$$

Після перетворень, аналогічних до проведених з системою (1) матимемо:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \cdot \varphi + 2n \cdot \dot{\varphi} = \frac{M_T}{I_1} - \frac{M_{on}}{I_2}. \quad (22)$$

Для початкових умов виду (10) розв'язок (22) приймає вид:

$$\varphi(t) = \frac{I_2(M_T + M_{on})}{C'} \cdot \{1 - \exp(-nt) \cdot \cos \Omega t\} - \frac{M_{on}}{C'}. \quad (23)$$

Помноживши величину $\varphi(t)$ на кутову жорсткість C' пружного ланцюга, знайдемо діюче на цей ланцюг динамічне навантаження:

$$M_F = \frac{I_2 \cdot (M_T + M_{on})}{(I_1 + I_2)} \cdot \{1 - \exp(-nt) \cdot \cos \Omega t\} - M_{on}. \quad (24)$$

Максимальне значення момент M_F приймає при:

$$\cos \Omega t = -1 \Leftrightarrow \Omega t = \pi(2n - 1), \quad n \in N. \quad (25)$$

При цьому:

$$M_{F \max} = \frac{I_2 \cdot (M_T + M_{on})}{(I_1 + I_2)} \cdot \{1 + \exp(-nt) \cdot \cos \Omega t\} - M_{on}. \quad (26)$$

Зазвичай гальма розраховують, виходячи з моменту, котрий повинен бути забезпечений на валу, котрий слід загальмувати. Із врахуванням коефіцієнту β_T запасу щодо гальмування цей момент [2] має значення:

$$M_T = \beta_T \cdot M_{CT}, \quad (27)$$

де: M_{CT} – статистичний момент від сил опору при гальмуванні. (Для вантажопідйомних машин у залежності від режимів роботи $\beta_T = 1,5 \dots 2,0$). Тоді, із врахуванням (27), приймаючи $M_{on} = M'_{CT}$, знаходимо з (26) ($n \ll k$):

$$M_{F \max} = \frac{[I_2 \cdot (2\beta_T + 1) - I_1]}{(I_1 + I_2)} \cdot M_{on}. \quad (28)$$

Більш точний вираз, справедливий при ($n < k$), має вигляд:

$$M_{F \max} = \left\{ \frac{I_2 \cdot (1 + \beta_T)}{(I_1 + I_2)} \cdot [1 + \exp(-nt)] - 1 \right\}. \quad (29)$$

Розглянемо далі еквівалентну схему механізму повороту крану при пуску й гальмуванні у межах досліджуваної моделі (за наявності в'язкого тертя), які здійснюють оптимальний рух, тобто мінімізують динамічний момент M_F , діючий на поворотну частину системи. Для цього спочатку встановимо критерій оптимальності такого руху у вигляді:

$$\int_0^{t_p} M_F^2 dt \Rightarrow \min. \quad (30)$$

Далі визначимо для кожної еквівалентної схеми механізму повороту крану закон його руху, що реалізує критерій (30). При цьому застосовуємо всі припущення, які були введені вище.

1. Режим оптимального пуску механізму повороту крану.

Критерій (30) у цьому випадку набуває вигляду:

$$\int_0^{t_p} \left[\frac{C'}{k^2} \right]^2 \cdot \left[-\ddot{\varphi} - \frac{\beta_r}{C'} \cdot k^2 \cdot \dot{\varphi} + \frac{M_{надл} + M_{on}}{I_1} + \frac{M_{on}}{I_2} \right]^2 dt \Rightarrow \min. \quad (31)$$

Необхідною умовою реалізації критерію (31) є рівняння Ейлера – Пуассона виду:

$$\varphi^{(IV)} - \left(\frac{\beta_r}{C'} \cdot k^2 \right)^2 \cdot \ddot{\varphi} = 0. \quad (32)$$

Введемо позначення:

$$\frac{\beta_r}{C'} \cdot k^2 = \beta. \quad (33)$$

Тоді (32) можна записати наступним чином:

$$\varphi^{(IV)} - \beta^2 \cdot \ddot{\varphi} = 0. \quad (34)$$

Початкові умови (при $t = 0$) для рівняння (34) наступні:

$$\varphi|_{t=0} = \frac{M_{on}}{C'}; \quad \dot{\varphi}|_{t=0} = 0; \quad \ddot{\varphi}|_{t=0} = -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + (M_{on}) \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right); \quad (35)$$

Для $\ddot{\varphi}(0)$ маємо після диференціювання по t рівняння для $\varphi(t)$:

$$\ddot{\varphi}|_{t=0} = -\frac{\beta_r}{C'} \cdot k^2 \cdot \ddot{\varphi}(0) = -\beta \cdot \left\{ -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + M_{on} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \right\}. \quad (36)$$

Розв'язок (34) розшукуємо у вигляді:

$$\varphi(t) = C_1 + C_2 \cdot t + C_3 \cdot e^{\beta t} + C_4 \cdot e^{-\beta t}. \quad (37)$$

Виходячи з початкових умов даної задачі (35), (36) для визначення C_i , $i = \overline{(1,4)}$, маємо наступні співвідношення:

$$\begin{cases} C_1 + C_3 + C_4 = \frac{M_{on}}{C'}; & C_2 + \beta C_3 - \beta C_4 = 0; \\ \beta^2 (C_3 + C_4) = -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + M_{on} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right); \\ \beta^3 (C_3 - C_4) = -\beta \left\{ -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + M_{on} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \right\}. \end{cases} \quad (38)$$

Розв'язок лінійної системи (38) для коефіцієнтів C_i , $i = \overline{(1,4)}$, наступні:

$$\begin{cases} C_3 = 0; & C_4 = \frac{1}{\beta^2} \cdot \left\{ -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + M_{on} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \right\}; \\ C_2 = \beta C_4 = \frac{1}{\beta} \cdot \left\{ -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + M_{on} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \right\}; & C_1 = -C_4. \end{cases} \quad (39)$$

Остаточно, режим руху поворотної системи крану при його пуску, який реалізує критерій (30), (31), має вид:

$$\varphi(t) = \frac{1}{\beta^2} \cdot \left\{ -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + M_{on} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \right\} \cdot \{ -1 + \beta t + e^{-\beta t} \} \quad (40)$$

Для самого $M_F(t)$ на ділянці пуску $t \in [0, t_p]$ маємо:

$$M_F(t) = C' \cdot \varphi(t) = \frac{C'}{\beta^2} \cdot \left\{ -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + M_{on} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \right\} \cdot \{ -1 + \beta t + e^{-\beta t} \} \quad (41)$$

При цьому у початковий момент часу $M_F|_{t=0} = 0$, а у кінці розгону $M_F|_{t=t_p}$ набуває наступного значення:

$$M_F(t_p) = \frac{C'}{\beta^2} \cdot \left\{ -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + M_{on} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \right\} \cdot \{ -1 + \beta \cdot t_p + e^{-\beta t_p} \}. \quad (42)$$

Якщо $\beta \cdot t_p \ll 1$, тоді можна з (42) отримати наближене значення $M_F(t_p)$ наступного виду:

$$M_F(t_p) = \frac{C'}{2} \cdot t_p^2 \cdot \left\{ -k^2 \cdot \frac{M_{on}}{C'} + \frac{M_{надл}}{I_1} + M_{on} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \right\}. \quad (43)$$

Отже, при умові $\beta t_p \ll 1$ або $\frac{\beta_r}{C'} \cdot k^2 \cdot t_p \ll 1$ $M_F(t_p)$ при оптимальному режимі розгону механізму повороту вантажопідйомного крана $\sim t_p^2$.

2. Режим оптимального гальмування механізму повороту крана. Отримані вище результати для режиму пуску легко записати й для режиму гальмування поворотного механізму вантажопідйомного крана. Треба лише у формулах (30)–(43) зробити заміну $M_{надл} \Rightarrow (-M_{зальм} - M_{он})$, де $M_{зальм}$ – гальмівний момент. Крім того, $t_p \Rightarrow t_z$, де t_z – тривалість гальмування системи.

Отже, для цього режиму маємо:

а) оптимальний закон гальмування $\varphi(t)$ –

$$\varphi(t) = \left(-\frac{1}{\beta^2} \right) \cdot \frac{1}{I_1} \cdot (M_{зальм} + M_{он}) \cdot \left\{ -1 + \beta t + e^{-\beta t} \right\} \quad (44)$$

б) оптимальний закон $M_F(t)$ при гальмуванні:

$$M_F(t) = \frac{C'}{\beta^2} \left\{ \left(-\frac{1}{I_1} \right) (M_{зальм} + M_{он}) \right\} \cdot \left\{ -1 + \beta t + e^{-\beta t} \right\} \quad (45)$$

При $\beta \cdot t_r \ll 1$ або $\frac{\beta_r}{C'} \cdot k^2 \cdot t_z \ll 1$ $M_F(t_z)$ має вид:

$$M_F(t_z) \approx \frac{C'}{2} \cdot t_z^2 \cdot \left\{ \left(-\frac{1}{I_1} \right) (M_{зальм} + M_{он}) \right\}. \quad (46)$$

Слід зазначити, що й у формулах (40), (41), (42), (43) можливо зробити спрощення, використовуючи визначення коефіцієнта $k \left(k^2 = \frac{C' \cdot (I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2} \right)$.

Введемо позначення:

$$\frac{M_{надл}}{I_1} \cdot \frac{C'}{\beta^2} = M_{оп}; \quad \frac{(M_{зальм} + M_{он})}{(-I_1)} \cdot \frac{C'}{\beta^2} = M_{оз}. \quad (47)$$

Тоді залежність $M_F(t)$ для етапу розгону набуває виду:

$$M_F^{(розг)}(t) = M_{оп} \cdot \left\{ -1 + \beta t + e^{-\beta t} \right\} \quad (48)$$

а для етапу гальмування системи повороту крана (у оптимальному режимі):

$$M_F^{(зальм)}(t) = M_{оз} \cdot \left\{ -1 + \beta t + e^{-\beta t} \right\} \quad (49)$$

Вирази $M_F^{(розг)}(t)$ й $M_F^{(зальм)}(t)$ можна об'єднати єдиним записом:

$$\overline{M}_F(t) = \left\{ \frac{M_F^{(розг)}(t)}{M_{оп}} \right\} \cdot \left\{ -1 + \beta t + e^{-\beta t} \right\} \quad (50)$$

Замість $\overline{M}_F(t)$ для обох етапів функціонування досліджуваної системи визначається (з точністю до нормованого множника) виразом $\{-1 + \beta t + e^{-\beta t}\} \equiv \overline{M}_F(t)$. На рис. 5 наведені основні варіанти графічного зображення цієї залежності для різних співвідношень між β й $t_{p(z)}$.

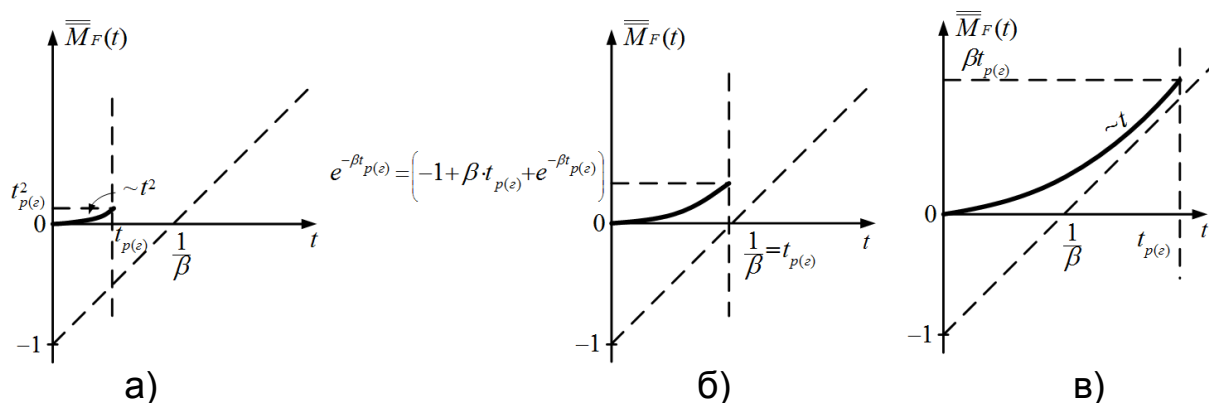


Рис. 5. Залежність $\overline{M}_F(t)$ для різних співвідношень β й $t_{p(z)}$: а) – $\beta \cdot t_{p(z)} \ll 1$; б) – $\beta \cdot t_{p(z)} \approx 1$; в) – $\beta \cdot t_{p(z)} \gg 1$.

Висновки

1. Обґрунтовані фізико-механічні моделі функціонування механізму повороту вантажопідйомного крана як механічної системи із зосередженими параметрами для режимів пуску й гальмування.

2. Встановлені закони руху механізму $\varphi(t)$, які забезпечують опти –мальне (мінімальне) значення (M_F) динамічного моменту, що діє на поворотну частину системи, у аналітичному вигляді, як залежності $M_F(t)$. Подані спрощені залежності $M_F(t)$ для різних співвідношень тривалості перехідного процесу (t_p , t_z) й періоду затухання коливань системи, викликаних в'язким тертям ($T_{затух} = \frac{1}{\beta}$),

у аналітичній формі й у вигляді графічних залежностей.

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому бути використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку поворотних систем вантажопідйомних кранів у перехідних режимах їх роботи (пуску, гальмування, реверсування), як на різних стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації задля зменшення (мінімізації) динамічних моментів, діючих на поворотну частину.

Список літератури

1. Комаров М. С. Динамика машин и механизмов. Москва. Машиностроение. 1969. 296 с.

2. Гоберман Л. А., Степанян К. В., Яркин А. А., Заленський В. С. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин. Москва. Машиностроение. 1979. 407 с.
3. Масандилов Л. Б. Электропривод подъёмных кранов. Москва. Издательство МЭИ. 1998. 100 с.
4. Справочник по кранам: Т. 1. / Под ред. М. М. Гохберга. Москва. Машиностроение. 1988. 536 с.
5. Справочник по кранам: Т. 1. / Под ред. А. И. Дукельского. Ленинград. Машиностроение. 1971. 400 с.
6. Яуре А. Г., Певзнер Е. М. Крановый электропривод. Москва. Энергоатомиздат. 1988. 344 с.
7. Герасимьяк Р. П., Лещёв В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса. СМІЛ. 2008. 192 с.
8. Ловеїкін В. С., Мельниченко В. В. Оптимізація ривкового режиму руху механізму повороту стрілового крана // Сільськогосподарські машини. 2013. Вип. 24. С. 210—218.
9. Ловеїкін В. С., Мельниченко В. В. Оптимізація режиму пуску механізму повороту стрілового крана за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2013. Вип. 185. Ч. 1. С. 32—42.
10. Ловеїкін В. С., Човнюк Ю. В., Мельниченко В. В. Аналіз коливальних вантажів на гнучкому підвісі при повороті стріли вантажопідіймального крана // Підйомно-транспортна техніка. №4 (40). 2013. С. 4—16.

References

1. Komarov M. S. (1969). Dinamika mashin i mehanizmov [Dynamics of machines and mechanisms]. Mashinostroenie. 296.
2. Goberman L. A., Stepanyan K. V., Yarkin A. A., Zalenskiy V. S. (1979). Teoriya, konstruktsiya i raschet stroitelnyh i dorozhnyh mashin [The theory, design and calculation of building and road machines]. Mashinostroenie. 407.
3. Masandilov L. B. (1998). Elektroprivod podemnyh kranov [Electric cranes]. Izdatelstvo MEI. 100.
4. Gohberg M. M. (1988). Spravochnik po kranam: T. 1. [Directory cranes: Vol. 1.]. Mashinostroenie, 536.
5. Dukelskogo A. I. (1971). Spravochnik po kranam: T. 1. [Directory cranes: Vol. 1.]. Mashinostroenie. 400.
6. Yaure A. G., Pevzner E. M. (1988). Kranovyy elektropriwod [Crane electric]. Energoatomizdat. 344.
7. Gerasimyak R. P., Leshchev V. A. (2008). Analiz i sintez kranovyh elektromekhanicheskikh sistem [Analysis and synthesis of crane electromechanical systems]. Odessa. SMIL. 192.
8. Loveykin V. S., Melnichenko V. V. (2013). Optimizatsiya rivkovogo rezhimu ruhu mehanizma povorotu strilovogo kрана [Optimization snatch motion mode steering the crane boom]. Agricultural machinery. 24. 210-218.
9. Loveykin V. S., Melnichenko V. V. (2013). Optimizatsiya rezhimu puskа mehanizma povorotu strilovogo kрана за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту [Optimization mode triggers a crane boom turning the criterion rms driving moment]. nauk. Visnik NUBiP Ukrayini. Seriya «Tehnika ta energetika APK». 185 (1). 32-42.

10. Loveykin V. S., Chovnyuk Yu. V., Melnichenko V. V. (2013). Analiz kolivan vantazhu na gnuchkomu pidvisi pri povoroti strili vantazhopidymnogo krana [Analysis of load fluctuations on flexible suspension when turning lifting crane]. Lifting-transport equipment. 4(40). 4-16.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ ВРАЩЕНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

В. С. Ловейкин, Ю. В. Човнюк, И. А. Кадикало

Аннотация. В работе проведена оптимизация основных режимов движения механизмов вращения грузоподъемных кранов. Использована классическая эквивалентная схема механизма вращения: 1) при пуске и торможении. Учтены диссипативные силы, обусловленные внутренним трением в материалах упругих звеньев механизмов вращения. Используются методы классического вариационного исчисления для получения оптимальных (минимальных) значений избыточного момента, действующего на поворотную часть системы, и установлены законы движения (поворота), которые позволяют реализовать при переходных режимах (пуска/торможения) именно такие, указанные выше, значения избыточного момента.

Представленные упрощенные зависимости момента, действующего на поворотную часть системы, в аналитическом виде, как функции времени. При этом определены условия, при которых динамический момент характеризуется эффектом «биение». В аналитической форме представлены упрощенные зависимости динамического момента для различных соотношений длительности переходного процесса (то есть продолжительности пуска и торможения, соответственно), а также в зависимости от периода затухания колебаний системы, вызванных вязким трением. Указанные зависимости представлены также в графической форме.

Полученные в работе результаты могут в дальнейшем при использовании для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчета поворотных систем грузоподъемных кранов в переходных режимах их работы (пуска, торможения), как на различных стадиях проектирования/конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

Ключевые слова: оптимизация, режимы движения, повороты, механизмы вращения, грузоподъемные краны

OPTIMIZATION OF MODES OF MOVEMENT OF ROTATING MECHANISM OF CRANES

V. S. Loveykin, Yu. V. Chovnyuk, I. O. Kadykalo

Abstract. In this paper, the optimization of the main modes of motion mechanisms rotation of cranes. Used classical equivalent circuit rotation mechanisms: 1) at start-up and braking. The recorded

dissipative forces due to internal friction in materials elastic chain rotation mechanisms. Methods of classical variations to obtain optimal (minimum) values of excess moment acting on the rotating part of the system, and established laws of motion (rotation), which can realize when transients (starting / braking) is such above, the value of the excess torque.

Function of time looks like simplified moment acting based on rotary part of the system in analytical form. In this case, dynamic moment is characterized by effect of "runout". Analytical form is presented which is based on a simplified dynamic time for different ratios of the transition process duration (i.e. the duration of the start and stop, respectively), and also depends on the period of the damped oscillation of the system caused by viscous friction. All it shown as graphic too.

The results obtained in this investigation may be used further in order to improve and to define more exactly engineering's methods for calculating the turning of cranes in transition mode of operation (starting, braking) at the stages of project/design and at the stage of real operation as well.

Key words: *optimization, modes of movement, turns, rotation mechanism, cranes*

УДК 629.086

ПЛАНУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ВИТРАТ НА МІЖНАРОДНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕННЯ

С. І. Бондарєв, кандидат технічних наук

Б. В. Котяй, студент

e-mail: bondarevgall@meta.ua

Анотація. У статті представлені результати досліджень метою яких є планування транспортних процесів при виконанні міжнародних автомобільних перевезень та розрахунку точного об'єму і вартості заправленого в різних країнах дизельного пального в автомобільні транспортні засоби при здійсненні повного оборотного рейсу. У роботі представлені результати проведених як експериментальних, так і аналітичних досліджень. Основна увага у проведених дослідженнях була звернена на обґрунтування методики визначення об'єму пального, визначення змінних факторів, що впливають на величину витрат пального, обґрунтування сумарних коригувальних коефіцієнтів, які залежать від технічних і експлуатаційних показників транспортних засобів

© С. І. Бондарєв, Б. В. Котяй, 2017