

УДК 621.01

ФУНДАМЕНТАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ (МІНІМІЗАЦІЯ) ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ КРАНІВ Частина II

Човнюк Ю. В.¹, Чередніченко П. П.¹, Васильєва Г. Ю.¹, Турчанінова Л. І.¹,
Шудра Н. С.¹.

¹Київський Національний університет будівництва та архітектури

Анотація. Запропонована науково обґрунтована методика оптимізації режимів руху машин і механізмів (зокрема, містобудівельних кранів), яка заснована на мінімізації інтегральних функціоналів, котрі відображають небажані властивості механічних систем, а термінальні (початкові/кінцеві) умови руху механізму підйому вантажів кранами мають фізичний зміст і базуються на законах механіки Ньютона. Оптимізовані режими руху конкретних механічних систем з лінійною функцією положення елементів на прикладі механізмів вантажопідйомних містобудівельних кранів. Показано, що вплив режимів руху приводних механізмів на динамічні навантаження у пружних елементах механізму підйому вантажу містобудівельного крана (канатах) є суттєвим. Визначені параметри таких режимів функціонування/руху подібних систем, за яких мінімізовані саме динамічні напруження канатів на етапах пуску механізмів підйому вантажу кранів. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів підйому вантажу містобудівельних кранів з метою мінімізації динамічних навантажень їх канатних систем на стадії пуску, а також задля запобігання виникнення можливих аварійних ситуацій. Подібний підхід можна реалізувати як на стадіях проектування вказаних механізмів, так і у режимах їх реальної експлуатації.

Ключові слова: фундаментальний аналіз, оптимізація, режими руху, динамічні навантаження, канатні системи, містобудівельні крани, вантажопідйомні механізми, стадія пуску, динамічні критерії.

FUNDAMENTAL ANALYSIS AND OPTIMIZATION (MINIMIZATION) OF DYNAMIC LOADS IN ELASTIC ELEMENTS OF CRANE LIFTING MECHANISMS. Part II

Yu. Chovniuk¹, P. Cherednichenko, H. Vasylieva¹, L. Turchaninova¹, N. Shudra¹

¹ Kyiv National University of Construction and Architecture

Abstract. A scientifically substantiated methodology of optimization of motion modes of machines and mechanisms (in particular, city-building cranes) based on minimization of integral functionals, which reflect undesirable properties of mechanical systems, and terminal (initial/final) conditions of motion of the mechanism of lifting cargoes by cranes have a physical meaning and are based on Newton's laws of mechanics, is proposed. The modes of motion of specific mechanical systems with a linear function of the position of elements are optimized on the example of mechanisms of load-lifting city-building cranes. It is shown that the influence of motion modes of drive mechanisms on dynamic loads in elastic elements of the mechanism of lifting mechanism of a city-building crane (ropes) is essential. The parameters of such modes of functioning/movement of such systems, at which exactly dynamic stresses of ropes at the stages of start-up of mechanisms of lifting mechanism of cranes are minimized, are determined. The results obtained in the work can further serve to clarify and improve the existing engineering methods of calculation of load lifting mechanisms of urban cranes in order to minimize the dynamic stresses of their rope systems at the



start-up stage, as well as to prevent the occurrence of possible emergency situations. Such an approach can be realized both at the stages of design of the mentioned mechanisms and in the modes of proper operation.

Keywords: fundamental analysis, optimization, motion modes, dynamic loads, wire rope systems, urban cranes, hoisting mechanisms, start-up stage, dynamic criteria.

1 ВСТУП

Характер руху основних ланок механізму підйому вантажу містобудівного крана суттєво впливає на якість виконання ним різноманітних технологічних операцій (процесів), на продуктивність, надійність, довговічність його функціонування.

Зокрема, режим руху тієї чи іншої ланки вказаного механізму визначається законом зміни у часі або положення кінематичних характеристик (переміщень, швидкості і так далі) й часом власне самого руху. Для певної конструкції механізму підйому вантажу крана закон руху окремої ланки (наприклад, приводної чи канатної системи) визначає й закони руху інших ланок.

У практиці проектування подібних механізмів використовуються різні типові режими руху: зі сталою швидкістю; зі сталим пришвидшенням; зі змінними пришвидшеннями за лінійними, косинусоїдальним, синусоїдальним, поліноміальним, експоненціальним та іншими законами. Кожний з цих режимів руху оптимізує ті чи інші властивості механізмів з лінійною функцією положення провідної ланки відносно веденої. Окремі типові режими руху оптимізують тільки якусь одну властивість таких механізмів. Але у багатьох випадках потрібно обирати режими руху, які оптимізують комплекс властивостей механізму підйому вантажу містобудівного крану.

Зазвичай для вибору таких режимів руху вантажопідйомних механізмів потрібні динамічні критерії їхньої оцінки. Існуючі критерії оцінки вказаних механізмів можна умовно розділити на два класи: 1) позиційні (максимальні значення кінематичних характеристик ланок, динамічних навантажень, амплітуд і частот коливань, коефіцієнтів динамічності тощо); 2) інтегральні (середньоквадратичні за час руху значення кінематичних характеристик ланок і динамічних навантажень, енергетичні витрати і тому подібне). Аналіз цих критеріїв дозволяє стверджувати, що для оцінки режимів руху вантажопідйомних механізмів містобудівних кранів необхідно використовувати саме інтегральні критерії, оскільки вони оцінюють рух протягом усього циклу. Існуючі інтегральні критерії оцінки зазначених вище механізмів (функціональних, наприклад, у режимах пуску) не повною мірою відображають їхні динамічні властивості та характеристики руху, тому й виникає потреба у розробці нових динамічних критеріїв.

Оскільки режими руху – це функціональні залежності переміщень, швидкостей, пришвидшень тощо ланок механізму підйому вантажу крана від просторового і часового аргументів протягом усього циклу руху, тоді критерій оптимальності повинен мати вигляд інтегрального функціонала. Крім того, процедура порівняння допустимих режимів руху можлива тільки у тому випадку, коли критерій виражається скалярною величиною і для кожного режиму набуває конкретного числа. Залежності режимів руху механізмів можуть набувати як додатних, так і від'ємних значень, тому у виразі підінтегральних функцій вони мають входити у квадратичному вигляді. Підінтегральні функції критеріїв повинні виключати також і сили опору, які діють на елементи механізму, оскільки вони залежать від режимів руху.

Оцінка режимів руху може бути здійснена шляхом використання критеріїв з підінтегральними функціями у вигляді «енергії» пришвидшень вищих порядків (третього, четвертого і так далі). Саме такі критерії використовуються при виборі режимів руху механізмів і машин з пружними елементами. Цей підхід дає можливість досягнути неперервності функцій швидкості і пришвидшень різних порядків ланок системи, що призводить до значного зменшення їх коливань.

Повний цикл руху машини/механізму підйому вантажу містобудівного крана можна розділити на три основні стадії: 1) стадія пуску (розбігу); 2) стадія сталого руху; 3) стадія зупинки (вигибу). Кожна з цих стадій характеризується тривалістю у часі і

законами руху ланок. Зазвичай вважають, що тривалості стадій задані, а потрібно визначити на них режими руху, які мінімізують певні критерії якості вантажопідйомного механізму крана.

Стадія пуску характеризується зростанням швидкості ланки, наприклад, провідної, від нульового значення до певної величини. Тут можна використати різні режими руху, який мінімізують інерційні навантаження, потужність приводу, навантаження коливного характеру або комплекс цих характеристик. Крім того, на стадії пуску можна знайти режими руху, які при заданих обмеженнях на вищенаведені характеристики забезпечують мінімальну тривалість пуску.

Стадія усталеного руху характеризується процесом, під час якого енергетичні витрати приводу підтримуються на сталому рівні. На цій стадії також можна розглянути дві задачі: 1) при заданій тривалості руху (продуктивності) обрати такий режим, який мінімізує енергетичні витрати; 2) при заданих обмеженнях на енергетичні витрати обрати режим руху, який забезпечує мінімальну тривалість усталеного руху. Тому на цій стадії критерієм оцінки режиму руху має бути добуток енергії на час руху.

Стадія зупинки характеризується зменшенням швидкості руху ланок від певних значень до нульового. Таке зменшення швидкостей досягається шляхом поглинання кінетичної енергії системи спеціально створеними пристроями, наприклад, гальмівними механізмами. У процесі гальмування можуть виникати значні динамічні навантаження, у тому числі й навантаження коливного характеру, які діють на ланки вантажопідйомного механізму крана. Останні навантаження значною мірою залежать від інтенсивності зміни динамічних навантажень, які визначаються швидкістю зміни пришвидшень. Тому на цій стадії можуть бути використані такі ж критерії, як і на стадії пуску.

Для створення оптимальних режимів пуску механізму підйому вантажу містобудівних кранів, які мінімізують коливання та динамічні навантаження у пружних елементах (канатах), необхідно встановити спеціальні критерії, на основі котрих можна визначити основні параметри (кінематично-силові) вказаних режимів. Саме вирішенню вище зазначених проблем та розв'язку відповідних задач присвячене дане дослідження.

2 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

У практиці проектування механізмів підйому вантажу містобудівними кранами використовуються різноманітні типові режими руху, розглянуті у [1]. Автори [2-6] розробили основні критерії оцінки машин і механізмів, які були узагальнені та вдосконалені у роботі [7]. Проте використання останніх у практичних задачах, на погляд авторів даного дослідження, за необґрунтованих термінальних (початкових/кінцевих) умов призводить до непослідовних результатів, у яких відсутні причинно-наслідкові зв'язки (наприклад, існує рух у системі, а сили, які його викликали – відсутні і тому подібне). Саме для ліквідації подібних недоречностей і виконане дане дослідження.

3 ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи полягає у обґрунтуванні критеріїв та режимів руху вантажопідйомних механізмів містобудівних кранів, за яких мінімізовані динамічні навантаження у канатних системах при функціонуванні вказаних механічних систем у режимах пуску. При цьому обґрунтовані термінальні умови для реалізації вказаних вище рухів (режимів функціонування), які впливають з фізичного обґрунтованих причинно-наслідкових зв'язків, що призводять до виникнення таких рухів.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Визначення оптимальних режимів пуску механізму підйому вантажу містобудівного крана за різними критеріями.

4.1.1 *Силовий динамічний режим.* За критерій оптимізації використаємо функціонал, у якого підінтегральна функція є квадратом сили інерції, яка діє на вантаж:

$$I_1 = \int_0^{\tau_{II}} (m \cdot \ddot{x})^2 dt \Rightarrow \min, \quad (1)$$

де m – маса вантажу, \ddot{x} – пришвидшення вантажу, τ_{II} – тривалість процесу пуску механізму підйому крана. Необхідною умовою реалізації (1) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$x^{(IV)} = 0. \quad (2)$$

Розв'язок (2) шукаємо у формі сплайна по t третього порядку:

$$x(t) = A_0 + A_1 \cdot t + A_2 \cdot t^2 + A_3 \cdot t^3, \quad (3)$$

де: константи A_0, A_1, A_2, A_3 визначаються з наступних термінальних умов (які, до речі, є фізично обґрунтованими, оскільки у них чітко прослідковуються причинно-наслідкові зв'язки, що призводять до виникнення такого руху):

$$x|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}|_{t=0} = 0; \quad \ddot{x}|_{t=0} = \frac{F(0)}{m}; \quad \dot{x}|_{t=\tau_{II}} = V_C. \quad (4)$$

де: $F(0)$ – результуюча сила, що діє на вантаж маси m у початковий момент часу ($t = 0$), V_C – стала швидкість підйому вантажу. Для $x(t)$ отримаємо з (3), (4):

$$x(t) = \frac{F(0)}{2m} \cdot t^2 + \left\{ V_C - \frac{F(0) \cdot \tau_{II}}{m} \right\} \cdot \frac{t^3}{(3\tau_{II}^2)}. \quad (5)$$

для пришвидшення $a(t)$ у процесі пуску за законом руху вантажу (5) маємо:

$$a(t) = \frac{F(0)}{m} + \left\{ V_C - \frac{F(0) \cdot \tau_{II}}{m} \right\} \cdot \frac{2t}{\tau_{II}^2}. \quad (6)$$

4.1.2 *Ривковий режим (за пришвидшенням другого порядку).*

Оптимальний ривковий режим пуску механізму підйому крана отримаємо мінімізацією функціонала з підінтегральною функцією, яка є квадратом градієнта сили енергії по часу t :

$$I_2 = \int_0^{\tau_{II}} (m \cdot \ddot{x})^2 dt \Rightarrow \min, \quad (7)$$

Термінальні умови для цього виду руху вантажу набувають наступного вигляду:

$$x|_{t=0} = 0, \quad \dot{x}|_{t=0} = 0, \quad \ddot{x}|_{t=0} = \frac{F(0)}{m}, \quad x|_{t=\tau_{II}} = x_{II}, \quad \dot{x}|_{t=\tau_{II}} = V_C, \quad \ddot{x}|_{t=\tau_{II}} = 0. \quad (8)$$

де: x_{II} – скінчене значення переміщення вантажу у процесі пуску механізму при завершенні цього етапу й набуття вантажем усталеної швидкості руху V_C .

Необхідною умовою реалізації критерію (7) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$x^{(VI)} = 0. \quad (9)$$

розв'язок якого розшукуємо у вигляді сплайна по t п'ятого порядку:

$$x(t) = B_0 + B_1 \cdot t + B_2 \cdot t^2 + B_3 \cdot t^3 + B_4 \cdot t^4 + B_5 \cdot t^5, \quad (10)$$

де: константи $B_0, B_1, B_2, B_3, B_4, B_5$ визначаємо з термінальних умов (8). Остаточного матимемо:

$$B_0 = B_1 = 0; B_2 = \frac{F(0)}{2m}; \quad (11)$$

а константи B_3, B_4, B_5 можна знайти з наступної системи лінійних рівнянь за правилом Крамера:

$$\begin{cases} B_3 \cdot \tau_{II}^3 + B_4 \cdot \tau_{II}^4 + B_5 \cdot \tau_{II}^5 = x_{II} - \frac{F(0)}{2m} \cdot \tau_{II}^2; \\ 3B_3 \cdot \tau_{II}^2 + 4B_4 \cdot \tau_{II}^3 + 5B_5 \cdot \tau_{II}^4 = V_C - \frac{F(0)}{2m} \cdot \tau_{II}; \\ 3B_3 \cdot \tau_{II} + 6B_4 \cdot \tau_{II}^2 + 10B_5 \cdot \tau_{II}^3 = -\frac{F(0)}{2m}. \end{cases} \quad (12)$$

Тому остаточний вигляд $x(t)$ набуває таким:

$$x(t) = \frac{F(0)}{2m} \cdot t^2 + B_3 \cdot t^3 + B_4 \cdot t^4 + B_5 \cdot t^5, \quad (13)$$

Для пришвидшення $a(t)$ у процесі пуску за законом руху вантажу (13) маємо:

$$a(t) = \frac{F(0)}{m} + 6 \cdot B_3 \cdot t + 12 \cdot B_4 \cdot t^2 + 20 \cdot B_5 \cdot t^3. \quad (14)$$

4.1.3 *Режим пуску (за пришвидшенням третього порядку).* Синтез оптимального за пришвидшеннями третього порядку режиму пуску при підйомі вантажу здійснюється при мінімізації критерію з підінтегральною функцією, яка є квадратом другої похідної по часу від сили енергії, діючої на вантаж:

$$I_3 = \int_0^{\tau_{II}} (m \cdot x^{(IV)})^2 dt \Rightarrow \min, \quad (15)$$

Необхідною умовою реалізації (15) є наступне рівняння Ейлера-Пуассона:

$$x^{(VIII)} = 0. \quad (16)$$

Розв'язок рівняння (16) розшукуємо у вигляді сплайна по t сьомого порядку:

$$x(t) = C_0 + C_1 \cdot t + C_2 \cdot t^2 + C_3 \cdot t^3 + C_4 \cdot t^4 + C_5 \cdot t^5 + C_6 \cdot t^6 + C_7 \cdot t^7, \quad (17)$$

Константи $C_0, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7$ розшукуємо, використовуючи наступні термінальні умови:

$$\begin{cases} x|_{t=0} = 0; & \dot{x}|_{t=0} = 0; & \ddot{x}|_{t=0} = \frac{F(0)}{m}; & \ddot{\ddot{x}}|_{t=0} = \frac{\dot{F}(0)}{m}; \\ x|_{t=\tau_{II}} = x_{II}; & \dot{x}|_{t=\tau_{II}} = V_C; & \ddot{x}|_{t=\tau_{II}} = 0; & \ddot{\ddot{x}}|_{t=\tau_{II}} = 0. \end{cases} \quad (18)$$

У результаті маємо:

$$C_0 = 0; \quad C_1 = 0; \quad C_2 = \frac{F(0)}{2m}; \quad C_3 = \frac{\dot{F}(0)}{6m}; \quad (19)$$

а константи C_4, C_5, C_6, C_7 можна знайти з наступної системи лінійних рівнянь за правилом Крамера:

$$\begin{cases} C_4 \cdot \tau_{II}^4 + C_5 \cdot \tau_{II}^5 + C_6 \cdot \tau_{II}^6 + C_7 \cdot \tau_{II}^7 = -\frac{F(0)}{2m} \cdot \tau_{II}^2 - \frac{\dot{F}(0)}{6m} \cdot \tau_{II}^3 + x_{II}; \\ 4C_4 \cdot \tau_{II}^3 + 5C_5 \cdot \tau_{II}^4 + 6C_6 \cdot \tau_{II}^5 + 7C_7 \cdot \tau_{II}^6 = -\frac{F(0)}{m} \cdot \tau_{II} - \frac{\dot{F}(0)}{2m} \cdot \tau_{II}^2 + V_C; \\ 12C_4 \cdot \tau_{II}^2 + 20C_5 \cdot \tau_{II}^3 + 30C_6 \cdot \tau_{II}^4 + 42C_7 \cdot \tau_{II}^5 = -\frac{F(0)}{m} - \frac{\dot{F}(0)}{m} \cdot \tau_{II}; \\ 24C_4 \cdot \tau_{II} + 60C_5 \cdot \tau_{II}^2 + 120C_6 \cdot \tau_{II}^3 + 210C_7 \cdot \tau_{II}^4 = -\frac{\dot{F}(0)}{m}. \end{cases} \quad (20)$$

Остаточно для $x(t)$ у цьому випадку маємо:

$$x(t) = \frac{F(0)}{2m} \cdot t^2 + \frac{\dot{F}(0)}{6m} \cdot t^3 + C_4 \cdot t^4 + C_5 \cdot t^5 + C_6 \cdot t^6 + C_7 \cdot t^7. \quad (21)$$

Для пришвидшення $a(t)$ у процесі пуску за законом руху вантажу (21) маємо:

$$a(t) = \frac{F(0)}{m} + \frac{\dot{F}(0)}{m} \cdot t + 12 \cdot C_4 \cdot t^2 + 20 \cdot C_5 \cdot t^3 + 30 \cdot C_6 \cdot t^4 + 42 \cdot C_7 \cdot t^5. \quad (22)$$

Слід зазначити, що динамічний/силовий режим пуску мінімізує потужність приводу, однак він має на початку руху певне значення прискорення, відмінне від нуля. Крім того, за умови:

$$V_C - \frac{F(0) \cdot \tau_{II}}{m} > 0, \quad (23)$$

його (пришвидження) миттєве значення починає зростати на початку руху, що не дозволяє використати такий режим, як оптимальний динамічний/силовий у механізмах, яким потрібен доволі плавний пуск. Ривковий режим руху забезпечує плавну зміну пришвидження вантажу на всій ділянці пуску, що й дає можливість використати його припуску без значних коливань вантажу. Однак при оптимальному ривковому режимі на початку пуску миттєво наростає значення функції ривка вантажу, що, у свою чергу, не дає можливості повністю позбутись небажаних коливань вантажу на канатах механізму підйому.

Режим пуску за пришвидшеннями третього порядку забезпечує плавну зміну пришвидшення і ривка вантажу на всій ділянці руху, що й призводить до мінімізації коливань вантажу на канатах механізму підйому.

4.2 Аналіз впливів режимів пуску на динамічні навантаження, які виникають у пружних елементах (канатах) механізму підйому.

Як і у першій частині дослідження, використаємо двомасову динамічну модель механізму підйому крана, рівняння руху якого мають вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 = F_1(t) - c \cdot (x_1 - x); \\ m \cdot \ddot{x} = C \cdot (x_1 - x) - F_2(t). \end{cases} \quad (24)$$

де m , m_1 – зведені до підйомного каната маси відповідно вантажу і приводного механізму з барабаном; x , x_1 – узагальнені координати відповідно мас m та m_1 ; $F_1(t)$ та $F_2(t)$ – рушійна сила приводу і вага вантажу, зведені до вантажного каната; C – жорсткість каната.

Після введення у систему (24) нової змінної:

$$\xi = (x_1 - x), \quad (25)$$

система (24) набуває вигляду:

$$\ddot{\xi} + k^2 \cdot \xi = \frac{F_1(t)}{m_1} + \frac{F_2(t)}{m}, \quad k^2 = C \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right). \quad (26)$$

У подальшому приймаємо:

$$F_2 = const, \quad \frac{F_1(t)}{m_1} + \frac{F_2}{m} = a(t), \quad (27)$$

де $a(t)$ – функція пришвидшення цього або іншого режиму руху приводного механізму, яка залежить від часу t й визначена вище у п.1 дослідження.

Тому рівняння (27) можна подати у наступному вигляді:

$$\ddot{\xi} + k^2 \cdot \xi = a(t). \quad (28)$$

Задля мінімізації динамічних навантажень у канаті для будь-яких режимів руху механізму підйому вантажу необхідно задовольнити наступний критерій якості рухів:

$$\tilde{I} = \int_0^{\tau_H} \left\{ \frac{C}{k^2} \cdot a(t) - \frac{C \cdot \ddot{\xi}}{k^2} \right\}^2 dt \Rightarrow min. \quad (29)$$

Необхідною умовною реалізації (29) є рівняння Ейлера-Пуассона наступного виду:

$$\xi^{(IV)} = \ddot{a}(t). \quad (30)$$

Для силового/динамічного режиму руху (30) набуває наступного виду:

$$\xi^{(IV)} = 0. \quad (31)$$

Для ривкового режиму руху (30) набуває виду:

$$\xi^{(IV)} = 24B_4 + 120B_5 \cdot t. \quad (32)$$

Для режиму пуску за пришвидшеннями третього порядку маємо:

$$\xi^{(IV)} = 24 \cdot C_4 + 120 \cdot C_5 \cdot t + 360 \cdot C_6 \cdot t^2 + 480 \cdot C_7 \cdot t^3. \quad (33)$$

Розв'язок рівнянь (31), (32), (33), шукаємо за наступних термінальних умов:

$$\xi|_{t=0} = 0; \quad \dot{\xi}|_{t=0} = 0; \quad \ddot{\xi}|_{t=0} = a(0); \quad \xi|_{t=\tau_{II}} = \frac{F_2}{C} = \frac{mg}{C}. \quad (34)$$

Для силового/динамічного режиму руху розв'язок (31) за умов (34) має вид:

$$\xi(t) = \frac{a(0)}{2} \cdot t^2 + \frac{1}{\tau_{II}^3} \cdot \left\{ \frac{mg}{C} - \frac{a(0)}{2} \cdot \tau_{II}^2 \right\} \cdot t^3. \quad (35)$$

Для ривкового режиму руху розв'язок (32) має вид:

$$\xi(t) = \frac{a(0)}{2} \cdot t^2 + \tilde{B}_3 \cdot t^3 + B_4 \cdot t^4 + B_5 \cdot t^5, \quad (36)$$

де:

$$\tilde{B}_3 = \left\{ \frac{mg}{C} - \frac{a(0)}{2} \cdot \tau_{II}^2 - B_4 \cdot \tau_{II}^4 - B_5 \cdot \tau_{II}^5 \right\} \cdot \tau_{II}^{-3}. \quad (37)$$

Для режиму пуску з пришвидшенням третього порядку розв'язок (33) має вид:

$$\xi(t) = \frac{a(0)}{2} \cdot t^2 + \tilde{C}_3 \cdot t^3 + C_4 \cdot t^4 + C_5 \cdot t^5 + C_6 \cdot t^6 + C_7 \cdot t^7, \quad (38)$$

де:

$$\tilde{C}_3 = \left\{ \frac{mg}{C} - \frac{a(0)}{2} \cdot \tau_{II}^2 - C_4 \cdot \tau_{II}^4 - C_5 \cdot \tau_{II}^5 - C_6 \cdot \tau_{II}^6 - C_7 \cdot \tau_{II}^7 \right\} \cdot \tau_{II}^{-3}. \quad (39)$$

Величина динамічного навантаження на канатну систему механізму підйому вантажу містобудівного крана для всіх випадків (35), (36), (38) має плавний характер:

$$P_{\text{навантаження}}(t) = C \cdot \xi(t), \quad (40)$$

а коливання вантажу на канаті відсутні.

5 ВИСНОВКИ

1. Обґрунтована фізико-механічна модель руху вантажу на канаті при його підйомі (стадія пуску) механізмом підйому вантажу містобудівного крана. Обчислені аналітичним шляхом основні кінематично-силові параметри рухів, за яких мінімізовані динамічні навантаження на канатну систему, а коливання відсутні.

2. Отримані у даному дослідженні результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів підйому вантажу містобудівних кранів (як і кранів інших конструкцій) на стадіях їх проектування та у режимах реальної експлуатації. 3. Дотримання визначених у даній роботі режимів пуску вантажопідйомних механізмів кранів дозволяє суттєво продовжити термін надійної експлуатації їх конструкцій у безаварійному режимі.

6 ЕТИЧНІ ДЕКЛАРАЦІЇ

Автори не мають відповідних фінансових чи нефінансових інтересів, які слід розкривати.

Література

1. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1990. 592 с.
2. Горский Б. Е., Ловейкин В. С. Критерии динамического совершенствования механических систем. Теория машин металлургического и горного оборудования. – Свердловск: УПИ, 1989. Вып.13. С. 98-102.
3. Горский Б. Е. Динамическое совершенствование механических систем. – К.: Віпол, 1995. 292 с.
4. Хитрик В. Э. Методы динамической оптимизации механизмов машин-автоматов. – Л.: Изд-во Ленинского гр. ун-та, 1974. 116 с.
5. Ловейкін В. С. Критерії оцінки режимів руху механізмів і машин. Збірник наукових праць НАУ. К., 1998. Т.4. С. 8-12.
6. Кильчевский Н. А. Курс теоретической механики. – М.: Наука, 1977. 544 с.
7. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів. Машинознавство. 1999. №7(25). С.24-31.

References

1. Levytskyi N. Y. Teoryia mekhanyzmov y mashyn. – M.: Nauka, 1990. 592 s. {in Russian}.
2. Horskyi B. E., Loveikyn V. S. Kryteryu dynamycheskoho sovershenstvovaniya mekhanycheskykh system. Teoryia mashyn metallurhycheskoho y hornoho oborudovaniya. – Sverdlovsk: UPU, 1989. Вып.13. S. 98-102. {in Russian}
3. Horskyi B. E. Dynamycheskoe sovershenstvovanye mekhanycheskykh system. – K.: Vipol, 1995. 292 s. {in Russian}
4. Khytryk V. Э. Metody dynamycheskoi optymyzatsyy mekhanyzmov mashyn-avtomatov. – L.: Yzd-vo Lenynskoho hr. un-ta, 1974. 116 s. {in Russian}
5. Loveikin V. S. Kryterii otsinky rezhymiv rukhu mekhanizmiv i mashyn. Zbirnyk naukovykh prats NAU. K., 1998. T.4. S. 8-12. {in Ukrainian}
6. Kylchevskyi N. A. Kurs teoretycheskoi mekhanyky. – M.: Nauka, 1977. 544 s. {in Russian}.
7. Loveikin V. S. Optymizatsiia rezhymiv rukhu mashyn i mekhanizmiv. Mashynoznavstvo. 1999. №7(25). S.24-31. {in Ukrainian}

Човнюк Юрій Васильович

Київський Національний університет будівництва та архітектури,
к.т.н., доцент
Повітрофлотський пр., 31, м. Київ, Україна, 03037
uchovnyuk@ukr.net
ORCID: 0000-0002-0608-0203,

Чередніченко Петро Петрович

Київський Національний університет будівництва та архітектури,
доцент
Повітрофлотський пр., 31, м. Київ, Україна, 03037
petro_che@ukr.net
ORCID: 0000-0001-7161-661X

Васильєва Ганна Юрїївна,

Київський Національний університет будівництва та архітектури,
к.т.н., доцент
Повітрофлотський пр., 31, м. Київ, Україна, 03037
anvas677@gmail.com,
ORCID: 0000-0003-0557-6925



Турчанінова Людмила Іванівна

Київський Національний університет будівництва та архітектури,
к.ф.-м.н., доцент
Повітрофлотський пр., 31, м. Київ, Україна, 03037
turchaninova.li@knuba.edu.ua,
ORCID:0000-0002-0224-9534

Шудра Наталія Сергіївна

Київський Національний університет будівництва та архітектури,
ст. викладач
Повітрофлотський пр., 31, м. Київ, Україна, 03037
Shudra_n@ukr.net
ORCID: 0000-0001-5416-7680

Для посилань:

Човнюк Ю. В., Чередніченко П. П., Васильєва Г. Ю., Турчанінова Л. І., Шудра Н. С. Фундаментальний аналіз та оптимізація (мінімізація) динамічних навантажень у пружних елементах механізмів підйому вантажу кранів. Частина II. Механіка та математичні методи, 2024.Т. VI. №. 1. С. 84–94.

For references:

Yu. Chovniuk, P. Cherednichenko, H. Vasyliieva, L. Turchaninova, N. Shudra. (2024). Fundamental analysis and optimization (minimization) of dynamic loads in elastic elements of crane lifting mechanisms. Part II. Mechanics and Mathematical Methods. VI (1). 84–94.